

Freytag

Hilfsbuch für den
Maschinenbau



Hilfsbuch
für den
Maschinenbau.

Für Maschinentechniker
sowie für den Unterricht an
technischen Lehranstalten.

Von

Fr. Freytag,

Professor, Lehrer an den technischen Staatslehranstalten
in Chemnitz.

Mit 867 Textfiguren und 6 Tafeln.



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH
1904.

Additional material to this book can be downloaded from <http://extras.springer.com>

ISBN 978-3-662-35749-1

ISBN 978-3-662-36579-3 (eBook)

DOI 10.1007/978-3-662-36579-3

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

Pierersche Hofbuchdruckerei Stephan Geibel & Co. in Altenburg.

Vorwort.

Durch die Herausgabe des vorliegenden Werkes soll dem an technischen Unterrichtsanstalten längst empfundenen Bedürfnisse nach einem Hand- und Lehrbuche, welches auf wissenschaftlicher Grundlage die den verschiedenen Zweigen des allgemeinen Maschinenbaues angehörigen Maschinen und deren Einzelteile behandelt, abgeholfen, nicht minder dem in der Praxis stehenden Ingenieur ein beim Entwerfen und bei der Berechnung von Maschinenteilen u. s. w. brauchbares Hilfsbuch geboten werden.

In erschöpfender Weise haben hervorragende Fachgelehrte in zumeist umfangreichen Werken die wissenschaftlichen Grundlagen für das Verständnis der Wirkungsweise und für die Berechnung von Maschinen aller Art wie auch nur bestimmter Organe derselben festgelegt und durch die auf sorgfältigen Untersuchungen an ausgeführten Maschinen beruhenden theoretischen Entwicklungen für die Allgemeinheit wichtige Ergebnisse an die Öffentlichkeit gebracht.

Derartige, auch für jeden einzelnen Zweig des allgemeinen Maschinenbaues verfaßte grundlegende Abhandlungen werden dem mit genügenden Vorkenntnissen ausgerüsteten Ingenieur zur weiteren Vertiefung in einem bestimmten Fache vorzügliche Dienste leisten; sie werden wegen ihrer verhältnismäßig hohen Anschaffungskosten aber nicht überall zur Verfügung stehen und als Nachschlagewerke nur mit erheblichem Zeitverlust zu benutzen sein, — ganz abgesehen davon, daß wegen ihrer häufig weit ausholenden Wissenschaftlichkeit das Studium derselben ein besonderes Verständnis erfordert.

Diese Gründe sind es gewesen, die insbesondere in den letzten Jahren eine Bereicherung der einschlägigen technischen Literatur um eine große Anzahl von Werken über Maschinen und Maschinenteile herbeigeführt haben, deren Verfasser den zu behandelnden Stoff in gedrängter Form und in einer auch dem weniger Vorgebildeten verständlichen Weise zur Darstellung zu bringen versuchten.

Es ist aber durch die Herausgabe solcher Bücher den wirklichen Bedürfnissen nicht überall in vollkommener Weise abgeholfen worden. In manchen Fällen haben die Verfasser nicht das gesamte Gebiet des *allgemeinen Maschinenbaues*, sondern nur einzelne Teile desselben

bearbeitet, so daß diese Bücher Lücken aufweisen und nur einem beschränkten Interessentenkreise von Nutzen sein können; anderseits entbehren solche Bücher der wissenschaftlichen Grundlage zuweilen mehr oder weniger. Die in denselben ohne jegliche Ableitung gebrachten Formeln mögen wohl hier und da ihren Zweck erfüllen, sie werden dem weiter denkenden Konstrukteur aber kein Mittel bieten, um auf Grund eigener Anschauungen zu richtigen Schlüssen zu gelangen.

Die in den Abbildungen vorgeführten Maschinen und Maschinenteile lassen ferner wegen mangelhafter Wiedergabe oder nicht mehr zeitgemäßer Bauart häufig zu wünschen übrig bezw. sind sie in manchen Büchern nur äußerst dürftig anzutreffen, so daß es unmöglich ist, einen genügenden Einblick in die verschiedenen Konstruktionstypen einzelner Maschinenteile zu gewinnen.

Die genannten Übelstände hat Verfasser in dem vorliegenden, auf Anregung der Verlagsbuchhandlung Julius Springer verfaßten Hilfsbuche zu vermeiden gesucht. In diesem Buche sind nach Voraus-schickung von Tabellen der Potenzen, Wurzeln u. s. w. und kürzeren Angaben aus der Arithmetik, Trigonometrie und Stereometrie, sowie den Grundlagen der Festigkeitslehre nicht nur die Maschinenteile, sondern auch die Kraftmaschinen — Dampfmaschinen (Dampfturbinen), Dampfkessel, Wassermotoren (Wasserräder, Turbinen), Verbrennungsmotoren (Verpuffungs- und Gleichdruckmotoren), ferner von den Arbeitsmaschinen die Lasthebemaschinen, Hebewerke für flüssige Körper, Gebläse und Kompressoren behandelt worden.

Ein Hauptgewicht ist auf die Wiedergabe richtiger, für die Ausführung unmittelbar brauchbarer Abbildungen gelegt; es ist ferner eine Ableitung der für die Beurteilung und für die Berechnung von Maschinen u. s. w. wichtigsten Formeln nach Möglichkeit angestrebt worden.

Hierbei ist Verfasser bemüht gewesen, mit den Hilfsmitteln der niederen Mathematik durchzukommen, und nur in einzelnen Fällen, wo eine Entwicklung von Gleichungen mit Hilfe der niederen Mathematik nur auf großen Umwegen zum Ziele geführt hätte, wurde die Methode der höheren Mathematik angewendet.

Die für das Verständnis der Wirkungsweise und der Berechnung der Kraft- und Arbeitsmaschinen grundlegenden Abschnitte aus der Mechanik und der mechanischen Wärmelehre sind den betreffenden Kapiteln vorausgeschickt oder aber an geeigneter Stelle in dieselben eingeschaltet worden. So werden bei den Dampfmaschinen zunächst die physikalischen Eigenschaften des Wasserdampfes, bei den Gebläsen und Kompressoren diejenigen der Luft besprochen, während den Wassermotoren ein die Mechanik flüssiger Körper behandelnder Abschnitt vorausgeht u. s. w.

Die in dem Hilfsbuche gebrauchten abgekürzten Bezeichnungen für Maß-, Gewichts-, Zeit-, Arbeitseinheiten u. dergl. entsprechen den in dem bekannten Taschenbuch „Die Hütte“ hierfür angegebenen Abkürzungen, die in der Praxis allgemein Eingang gefunden haben.

Auch für die Einteilung des gesamten Stoffes, der zur Bearbeitung vorlag, ist das vorgenannte Buch in der Hauptsache maßgebend gewesen. In einzelnen Fällen sind die gebrachten Darlegungen durch eingefügte Rechnungsbeispiele unterstützt worden.

In einem dem Werke beigefügten Anhang sind Wärmeeigenschaften und Reibungskoeffizienten verschiedener Körper, die deutschen Normalprofile für Walzeisen, Maße und Gewichte verschiedener Länder mit Vergleichungstabellen, Auszüge aus dem Patentgesetz, aus der Gebührenordnung der Architekten und Ingenieure, ferner die Gebührenordnung für gerichtliche Zeugen und Sachverständige aufgenommen worden.

Die Wassermotoren -- mit Ausnahme der Wasserräder -- wurden von Herrn Ingenieur Gerlach, Lehrer an den hiesigen technischen Staatslehranstalten, bearbeitet, und es sei demselben für die sorgfältige Auswahl des Stoffes verbindlichster Dank ausgesprochen.

Ein besonderer Abschnitt des Werkes bringt die für den Maschineningenieur wichtigsten Hochbaukonstruktionen an Hand der für das Verständnis derselben notwendigsten Abbildungen. Die Bearbeitung dieses Abschnittes hat Herr Professor Wagner, Lehrer an den bereits genannten Anstalten, freundlichst übernommen, dem für seine Mitarbeiterschaft an dieser Stelle gleichfalls zu danken ist.

Auch den Herren Verfassern bekannter größerer Werke über hierhergehörige Maschinen und Maschinenteile, welche die Benutzung ihrer Veröffentlichungen für das Hilfsbuch bereitwilligst gestatteten, und denjenigen Firmen, welche durch Überlassung von Zeichnungen und durch beachtenswerte Mitteilungen das Unternehmen förderten, spreche ich, wie ferner der geschätzten Verlagsbuchhandlung für die vortreffliche Ausstattung des Buches, meinen Dank aus.

Die als Quelle benutzten Werke und Zeitschriften sind übrigens als solche an den betreffenden Stellen des Buches bezeichnet worden.

Möchte mein Hilfsbuch eine freundliche Aufnahme finden und sowohl den Studierenden technischer Lehranstalten bei den Konstruktionsübungen wie auch den in der Praxis stehenden Ingenieuren bei ihren Berufsarbeiten ein zuverlässiger Berater werden!

Die geehrten Fachgenossen bitte ich um nachsichtige Beurteilung des Buches und um Mitteilung etwaiger Irrtümer desselben, sowie wünschenswerter Abänderungen oder Hinzufügungen, die bei weiteren Auflagen des Buches Berücksichtigung finden sollen.

Chemnitz, im Mai 1904.

Fr. Freytag.

Inhaltsverzeichnis.

Erster Abschnitt.

Mathematik.

	Seite
I. Tafeln	1
II. Arithmetik	30
III. Trigonometrie	33
IV. Stereometrie	36
V. Konstruktionen von Kurven	38

Zweiter Abschnitt.

Elastizität und Festigkeit der Materialien.

A. Elastizitäts- und Festigkeitszahlen	40
B. Zulässige Spannungen	42
C. Verschiedene Arten der Festigkeit gerader Stäbe	44
D. Festigkeit der Federn	52
E. Festigkeit cylindrischer und kugelförmiger Gefäße	55

Dritter Abschnitt.

Maschinenteile.

I. Hilfsmittel zur Verbindung von Maschinenteilen	57
II. Maschinenteile der drehenden Bewegung	82
III. Maschinenteile der geradlinigen Bewegung	248
IV. Maschinenteile zur Umänderung der geradlinigen in eine drehende Bewegung und umgekehrt	265
V. Regelnde Maschinenteile	307
VI. Maschinenteile zur Aufnahme und zur Fortleitung von Flüssigkeiten	343
VII. Maschinenteile zum Lastheben	400
VIII. Sperr- und Bremswerke	428

Vierter Abschnitt.

Arbeitsmaschinen.

I. Lasthebemaschinen	445
II. Hebewerke für flüssige Körper	530
III. Gebläse und Kompressoren	566

Fünfter Abschnitt.

Kraftmaschinen.

	Seite
I. Dampfmaschinen	589
II. Dampfkessel	710
III. Wassermotoren	756
IV. Verbrennungsmotoren	870

Sechster Abschnitt.

Die wichtigsten Hochbaukonstruktionen.

A. Tabellen	915
B. Mauerwerk	917
C. Mauerdurchbrechungen	919
D. Holzverbindungen	925
E. Balkenlagen mit Zwischendecken	927
F. Stein- und Eisendecken, Betondecken u. s. w.	930
G. Raumabwölbung	933
H. Ober- und Unterzüge, Säulen	935
I. Hölzerne Dachstühle auf unterstützter Balkenlage.	937
K. Dachformen, Rinnen, Abfallrohre	940
L. Dacheindeckungen	941
M. Dachbelastung	943
N. Freitragende Dachkonstruktionen in Holz	944
O. Hallen- und Schuppenbauten	949
P. Dächer aus Holz und Eisen	949
Q. Eiserne Dächer	953
R. Shedbau	955
S. Treppen	956
T. Baugrund und Grundbau	958
U. Schornsteine	959
V. Allgemeine Schlußbemerkungen	963

Anhang.

A. Wärmeeigenschaften verschiedener Körper	966
B. Reibungskoeffizienten	967
C. Deutsche Normalprofile für Walzeisen	969
D. Maße und Gewichte	975
E. Patentwesen	983
F. Gebührenordnung der Ingenieure	995
G. Gebührenordnung für Zeugen und Sachverständige	1000
Sachverzeichnis	1003

Erster Abschnitt.
M a t h e m a t i k.

I. Tafeln.

2 A. Tafeln der Potenzen, Wurzeln, Briggschen Logarithmen, Kreisumfänge und Kreisflächen.

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
1	1	1	1,0000	1,0000	0,00000	1000,000	3,142	0,7854	1
2	4	8	1,4142	1,2599	0,30103	500,000	6,283	3,1416	2
3	9	27	1,7321	1,4422	0,47712	333,333	9,425	7,0686	3
4	16	64	2,0000	1,5874	0,60206	250,000	12,566	12,5664	4
5	25	125	2,2361	1,7100	0,69897	200,000	15,708	19,6350	5
6	36	216	2,4495	1,8171	0,77815	166,667	18,850	28,2743	6
7	49	343	2,6458	1,9129	0,84510	142,857	21,991	38,4845	7
8	64	512	2,8284	2,0000	0,90309	125,000	25,133	50,2655	8
9	81	729	3,0000	2,0801	0,95424	111,111	28,274	63,6173	9
10	1 00	1 000	3,1623	2,1544	1,00000	100,000	31,416	78,5398	10
11	1 21	1 331	3,3166	2,2240	1,04139	90,9091	34,558	95,0332	11
12	1 44	1 728	3,4641	2,2894	1,07918	83,3333	37,699	113,097	12
13	1 69	2 197	3,6056	2,3513	1,11394	76,9231	40,841	132,732	13
14	1 96	2 744	3,7417	2,4101	1,14613	71,4286	43,982	153,938	14
15	2 25	3 375	3,8730	2,4662	1,17609	66,6667	47,124	176,715	15
16	2 56	4 096	4,0000	2,5198	1,20412	62,5000	50,265	201,062	16
17	2 89	4 913	4,1231	2,5713	1,23045	58,8235	53,407	226,980	17
18	3 24	5 832	4,2426	2,6207	1,25527	55,5556	56,549	254,469	18
19	3 61	6 859	4,3589	2,6684	1,27875	52,6316	59,690	283,529	19
20	4 00	8 000	4,4721	2,7144	1,30103	50,0000	62,832	314,159	20
21	4 41	9 261	4,5826	2,7589	1,32222	47,6190	65,973	346,361	21
22	4 84	10 648	4,6904	2,8020	1,34242	45,4545	69,115	380,133	22
23	5 29	12 167	4,7958	2,8439	1,36173	43,4783	72,257	415,476	23
24	5 76	13 824	4,8990	2,8845	1,38021	41,6667	75,398	452,389	24
25	6 25	15 625	5,0000	2,9240	1,39794	40,0000	78,540	490,874	25
26	6 76	17 576	5,0990	2,9625	1,41497	38,4615	81,681	530,929	26
27	7 29	19 683	5,1962	3,0000	1,43136	37,0370	84,823	572,555	27
28	7 84	21 952	5,2915	3,0366	1,44716	35,7143	87,965	615,752	28
29	8 41	24 389	5,3852	3,0723	1,46240	34,4828	91,106	660,520	29
30	9 00	27 000	5,4772	3,1072	1,47712	33,3333	94,248	706,858	30
31	9 61	29 791	5,5678	3,1414	1,49136	32,2581	97,389	754,768	31
32	10 24	32 768	5,6569	3,1748	1,50515	31,2500	100,531	804,248	32
33	10 89	35 937	5,7446	3,2075	1,51851	30,3030	103,673	855,299	33
34	11 56	39 304	5,8310	3,2396	1,53148	29,4118	106,814	907,920	34
35	12 25	42 875	5,9161	3,2711	1,54407	28,5714	109,956	962,113	35
36	12 96	46 656	6,0000	3,3019	1,55630	27,7778	113,097	1017,88	36
37	13 69	50 653	6,0828	3,3322	1,56820	27,0270	116,239	1075,21	37
38	14 44	54 872	6,1644	3,3620	1,57978	26,3158	119,381	1134,11	38
39	15 21	59 319	6,2450	3,3912	1,59106	25,6410	122,522	1194,59	39
40	16 00	64 000	6,3246	3,4200	1,60206	25,0000	125,66	1256,64	40
41	16 81	68 921	6,4031	3,4482	1,61278	24,3902	128,81	1320,25	41
42	17 64	74 088	6,4807	3,4760	1,62325	23,8095	131,95	1385,44	42
43	18 49	79 507	6,5574	3,5034	1,63347	23,2558	135,09	1452,20	43
44	19 36	85 184	6,6332	3,5303	1,64345	22,7273	138,23	1520,53	44
45	20 25	91 125	6,7082	3,5569	1,65321	22,2222	141,37	1590,43	45
46	21 16	97 336	6,7823	3,5830	1,66276	21,7391	144,51	1661,90	46
47	22 09	103 823	6,8557	3,6088	1,67210	21,2766	147,65	1734,94	47
48	23 04	110 592	6,9282	3,6342	1,68124	20,8333	150,80	1809,56	48
49	24 01	117 649	7,0000	3,6593	1,69020	20,4082	153,94	1885,74	49
50	25 00	125 000	7,0711	3,6840	1,69897	20,0000	157,08	1963,50	50

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
50	25 00	125 000	7,0711	3,6840	1,69897	20,0000	157,08	1963,50	50
51	26 01	132 651	7,1414	3,7084	1,70757	19,6078	160,22	2042,82	51
52	27 04	140 608	7,2111	3,7325	1,71600	19,2308	163,36	2123,72	52
53	28 09	148 877	7,2801	3,7563	1,72428	18,8679	166,50	2206,18	53
54	29 16	157 464	7,3485	3,7798	1,73239	18,5185	169,65	2290,22	54
55	30 25	166 375	7,4162	3,8030	1,74036	18,1818	172,79	2375,83	55
56	31 36	175 616	7,4833	3,8259	1,74819	17,8571	175,93	2463,01	56
57	32 49	185 193	7,5498	3,8485	1,75587	17,5439	179,07	2551,76	57
58	33 64	195 112	7,6158	3,8709	1,76343	17,2414	182,21	2642,08	58
59	34 81	205 379	7,6811	3,8930	1,77085	16,9492	185,35	2733,97	59
60	36 00	216 000	7,7400	3,9149	1,77815	16,6667	188,50	2827,43	60
61	37 21	226 981	7,8102	3,9365	1,78533	16,3934	191,64	2922,47	61
62	38 44	238 328	7,8740	3,9579	1,79239	16,1290	194,78	3019,07	62
63	39 69	250 047	7,9373	3,9791	1,79934	15,8730	197,92	3117,25	63
64	40 96	262 144	8,0000	4,0000	1,80618	15,6250	201,06	3216,99	64
65	42 25	274 625	8,0623	4,0207	1,81291	15,3846	204,20	3318,31	65
66	43 56	287 496	8,1240	4,0412	1,81954	15,1515	207,35	3421,19	66
67	44 89	300 763	8,1854	4,0615	1,82607	14,9254	210,49	3525,65	67
68	46 24	314 432	8,2462	4,0817	1,83251	14,7059	213,63	3631,68	68
69	47 61	328 509	8,3066	4,1016	1,83885	14,4928	216,77	3739,28	69
70	49 00	343 000	8,3666	4,1213	1,84510	14,2857	219,91	3848,45	70
71	50 41	357 911	8,4261	4,1408	1,85126	14,0845	223,05	3959,19	71
72	51 84	373 248	8,4853	4,1602	1,85733	13,8889	226,19	4071,50	72
73	53 29	389 017	8,5440	4,1793	1,86332	13,6986	229,34	4185,39	73
74	54 76	405 224	8,6023	4,1983	1,86923	13,5135	232,48	4300,84	74
75	56 25	421 875	8,6603	4,2172	1,87506	13,3333	235,62	4417,86	75
76	57 76	438 976	8,7178	4,2358	1,88081	13,1579	238,76	4536,46	76
77	59 29	456 533	8,7750	4,2543	1,88649	12,9870	241,90	4656,63	77
78	60 84	474 552	8,8318	4,2727	1,89209	12,8205	245,04	4778,36	78
79	62 41	493 039	8,8882	4,2908	1,89763	12,6582	248,19	4901,67	79
80	64 00	512 000	8,9443	4,3089	1,90309	12,5000	251,33	5026,55	80
81	65 61	531 441	9,0000	4,3267	1,90849	12,3457	254,47	5153,00	81
82	67 24	551 368	9,0554	4,3445	1,91381	12,1951	257,61	5281,02	82
83	68 89	571 787	9,1104	4,3621	1,91908	12,0482	260,75	5410,61	83
84	70 56	592 704	9,1652	4,3795	1,92428	11,9048	263,89	5541,77	84
85	72 25	614 125	9,2195	4,3968	1,92942	11,7647	267,04	5674,50	85
86	73 96	636 056	9,2736	4,4140	1,93450	11,6279	270,18	5808,80	86
87	75 69	658 503	9,3274	4,4310	1,93952	11,4943	273,32	5944,68	87
88	77 44	681 472	9,3808	4,4480	1,94448	11,3636	276,46	6082,12	88
89	79 21	704 969	9,4340	4,4647	1,94939	11,2360	279,60	6221,14	89
90	81 00	729 000	9,4868	4,4814	1,95424	11,1111	282,74	6361,73	90
91	82 81	753 571	9,5394	4,4979	1,95904	10,9890	285,88	6503,88	91
92	84 64	778 688	9,5917	4,5144	1,96379	10,8696	289,03	6647,61	92
93	86 49	804 357	9,6437	4,5307	1,96848	10,7527	292,17	6792,91	93
94	88 36	830 584	9,6954	4,5468	1,97313	10,6383	295,31	6939,78	94
95	90 25	857 375	9,7468	4,5629	1,97772	10,5263	298,45	7088,22	95
96	92 16	884 736	9,7980	4,5789	1,98227	10,4167	301,59	7238,23	96
97	94 09	912 673	9,8489	4,5947	1,98677	10,3093	304,73	7389,81	97
98	96 04	941 192	9,8995	4,6104	1,99123	10,2041	307,88	7542,96	98
99	98 01	970 299	9,9499	4,6261	1,99564	10,1010	311,02	7697,69	99
100	1 00 00	1 000 000	10,0000	4,6416	2,00000	10,0000	314,16	7853,98	100

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
100	10000	1000000	10,0000	4,6416	2,00000	10,0000	314,16	7853,98	100
101	10201	1030301	10,0499	4,6570	2,00432	9,90099	317,30	8011,85	101
102	10404	1061208	10,0995	4,6723	2,00860	9,80392	320,44	8171,28	102
103	10609	1092727	10,1489	4,6875	2,01284	9,70874	323,58	8332,29	103
104	10816	1124864	10,1980	4,7027	2,01703	9,61538	326,73	8494,87	104
105	11025	1157625	10,2470	4,7177	2,02119	9,52381	329,87	8659,01	105
106	11236	1191016	10,2956	4,7326	2,02531	9,43396	333,01	8824,73	106
107	11449	1225043	10,3441	4,7475	2,02938	9,34579	336,15	8992,02	107
108	11664	1259712	10,3923	4,7622	2,03342	9,25926	339,29	9160,88	108
109	11881	1295029	10,4403	4,7769	2,03743	9,17431	342,43	9331,32	109
110	12100	1331000	10,4881	4,7914	2,04139	9,09091	345,58	9503,32	110
111	12321	1367631	10,5357	4,8059	2,04532	9,00901	348,72	9676,89	111
112	12544	1404928	10,5830	4,8203	2,04922	8,92857	351,86	9852,03	112
113	12769	1442897	10,6301	4,8346	2,05308	8,84956	355,00	10028,7	113
114	12996	1481544	10,6771	4,8488	2,05690	8,77193	358,14	10207,0	114
115	13225	1520875	10,7238	4,8629	2,06070	8,69565	361,28	10386,9	115
116	13456	1560896	10,7703	4,8770	2,06446	8,62069	364,42	10568,3	116
117	13689	1601613	10,8167	4,8910	2,06819	8,54701	367,57	10751,3	117
118	13924	1643032	10,8628	4,9049	2,07188	8,47458	370,71	10935,9	118
119	14161	1685159	10,9087	4,9187	2,07555	8,40336	373,85	11122,0	119
120	14400	1728000	10,9545	4,9324	2,07918	8,33333	376,99	11309,7	120
121	14641	1771561	11,0000	4,9461	2,08279	8,26446	380,13	11499,0	121
122	14884	1815848	11,0454	4,9597	2,08636	8,19672	383,27	11689,9	122
123	15129	1860867	11,0905	4,9732	2,08991	8,13008	386,42	11882,3	123
124	15376	1906624	11,1355	4,9866	2,09342	8,06452	389,56	12076,3	124
125	15625	1953125	11,1803	5,0000	2,09691	8,00000	392,70	12271,8	125
126	15876	2000376	11,2250	5,0133	2,10037	7,93651	395,84	12469,0	126
127	16129	2048383	11,2694	5,0265	2,10380	7,87402	398,98	12667,7	127
128	16384	2097152	11,3137	5,0397	2,10721	7,81250	402,12	12868,0	128
129	16641	2146689	11,3578	5,0528	2,11059	7,75194	405,27	13069,8	129
130	16900	2197000	11,4018	5,0658	2,11394	7,69231	408,41	13273,2	130
131	17161	2248091	11,4455	5,0788	2,11727	7,63359	411,55	13478,2	131
132	17424	2299968	11,4891	5,0916	2,12057	7,57576	414,69	13684,8	132
133	17689	2352637	11,5326	5,1045	2,12385	7,51880	417,83	13892,9	133
134	17956	2406104	11,5758	5,1172	2,12710	7,46269	420,97	14102,6	134
135	18225	2460375	11,6190	5,1299	2,13033	7,40741	424,12	14313,9	135
136	18496	2515456	11,6619	5,1426	2,13354	7,35294	427,26	14526,7	136
137	18769	2571353	11,7047	5,1551	2,13672	7,29927	430,40	14741,1	137
138	19044	2628072	11,7473	5,1676	2,13988	7,24638	433,54	14957,1	138
139	19321	2685619	11,7898	5,1801	2,14301	7,19424	436,68	15174,7	139
140	19600	2744000	11,8322	5,1925	2,14613	7,14286	439,82	15393,8	140
141	19881	2803221	11,8743	5,2048	2,14922	7,09220	442,96	15614,5	141
142	20164	2863288	11,9164	5,2171	2,15229	7,04225	446,11	15836,8	142
143	20449	2924207	11,9583	5,2293	2,15534	6,99301	449,25	16060,6	143
144	20736	2985984	12,0000	5,2415	2,15836	6,94444	452,39	16286,0	144
145	21025	3048625	12,0416	5,2536	2,16137	6,89655	455,53	16513,0	145
146	21316	3112136	12,0830	5,2656	2,16435	6,84932	458,67	16741,5	146
147	21609	3176523	12,1244	5,2776	2,16732	6,80272	461,81	16971,7	147
148	21904	3241792	12,1655	5,2896	2,17026	6,75676	464,96	17203,4	148
149	22201	3307949	12,2066	5,3015	2,17319	6,71141	468,10	17436,6	149
150	22500	3375000	12,2474	5,3133	2,17609	6,66667	471,24	17671,5	150

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
150	22500	3375000	12,2474	5,3133	2,17609	6,66667	471,24	17671,5	150
151	22801	3442951	12,2882	5,3251	2,17898	6,62252	474,38	17907,9	151
152	23104	3511808	12,3288	5,3368	2,18184	6,57895	477,52	18145,8	152
153	23409	3581577	12,3693	5,3485	2,18469	6,53595	480,66	18385,4	153
154	23716	3652264	12,4097	5,3601	2,18752	6,49351	483,81	18626,5	154
155	24025	3723875	12,4499	5,3717	2,19033	6,45161	486,95	18869,2	155
156	24336	3796416	12,4900	5,3832	2,19312	6,41026	490,09	19113,4	156
157	24649	3869893	12,5300	5,3947	2,19590	6,36943	493,23	19359,3	157
158	24964	3944312	12,5698	5,4061	2,19866	6,32911	496,37	19606,7	158
159	25281	4019679	12,6095	5,4175	2,20140	6,28931	499,51	19855,7	159
160	25600	4096000	12,6491	5,4288	2,20412	6,25000	502,65	20106,2	160
161	25921	4173281	12,6886	5,4401	2,20683	6,21118	505,80	20358,3	161
162	26244	4251528	12,7279	5,4514	2,20952	6,17284	508,94	20612,0	162
163	26569	4330747	12,7671	5,4626	2,21219	6,13497	512,08	20867,2	163
164	26896	4410944	12,8062	5,4737	2,21484	6,09756	515,22	21124,1	164
165	27225	4492125	12,8452	5,4848	2,21748	6,06061	518,36	21382,5	165
166	27556	4574296	12,8841	5,4959	2,22011	6,02410	521,50	21642,4	166
167	27889	4657463	12,9228	5,5069	2,22272	5,98802	524,65	21904,0	167
168	28224	4741632	12,9615	5,5178	2,22531	5,95238	527,79	22167,1	168
169	28561	4826809	13,0000	5,5288	2,22789	5,91716	530,93	22431,8	169
170	28900	4913000	13,0384	5,5397	2,23045	5,88235	534,07	22698,0	170
171	29241	5000211	13,0767	5,5505	2,23300	5,84795	537,21	22965,8	171
172	29584	5088448	13,1149	5,5613	2,23553	5,81395	540,35	23235,2	172
173	29929	5177717	13,1529	5,5721	2,23805	5,78035	543,50	23506,2	173
174	30276	5268024	13,1909	5,5828	2,24055	5,74713	546,64	23778,7	174
175	30625	5359375	13,2288	5,5934	2,24304	5,71429	549,78	24052,8	175
176	30976	5451776	13,2665	5,6041	2,24551	5,68182	552,92	24328,5	176
177	31329	5545233	13,3041	5,6147	2,24797	5,64972	556,06	24605,7	177
178	31684	5639752	13,3417	5,6252	2,25042	5,61798	559,20	24884,6	178
179	32041	5735339	13,3791	5,6357	2,25285	5,58659	562,35	25164,9	179
180	32400	5832000	13,4164	5,6462	2,25527	5,55556	565,49	25446,9	180
181	32761	5929741	13,4536	5,6567	2,25768	5,52486	568,63	25730,4	181
182	33124	6028568	13,4907	5,6671	2,26007	5,49451	571,77	26015,5	182
183	33489	6128487	13,5277	5,6774	2,26245	5,46448	574,91	26302,2	183
184	33856	6229504	13,5647	5,6877	2,26482	5,43478	578,05	26590,4	184
185	34225	6331625	13,6015	5,6980	2,26717	5,40541	581,19	26880,3	185
186	34596	6434856	13,6382	5,7083	2,26951	5,37634	584,34	27171,6	186
187	34969	6539203	13,6748	5,7185	2,27184	5,34759	587,48	27464,6	187
188	35344	6644672	13,7113	5,7287	2,27416	5,31915	590,62	27759,1	188
189	35721	6751269	13,7477	5,7388	2,27646	5,29101	593,76	28055,2	189
190	36100	6859000	13,7840	5,7489	2,27875	5,26316	596,90	28352,9	190
191	36481	6967871	13,8203	5,7590	2,28103	5,23560	600,04	28652,1	191
192	36864	7077888	13,8564	5,7690	2,28330	5,20833	603,19	28952,9	192
193	37249	7189057	13,8924	5,7790	2,28556	5,18135	606,33	29255,3	193
194	37636	7301384	13,9284	5,7890	2,28780	5,15464	609,47	29559,2	194
195	38025	7414875	13,9642	5,7989	2,29003	5,12821	612,61	29864,8	195
196	38416	7529536	14,0000	5,8088	2,29226	5,10204	615,75	30171,9	196
197	38809	7645373	14,0357	5,8186	2,29447	5,07614	618,89	30480,5	197
198	39204	7762392	14,0712	5,8285	2,29667	5,05051	622,04	30790,7	198
199	39601	7880599	14,1067	5,8383	2,29885	5,02513	625,18	31102,6	199
200	40000	8000000	14,1421	5,8480	2,30103	5,00000	628,32	31415,9	200

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
200	40000	8000000	14,1421	5,8480	2,30103	5,00000	628,32	31415,9	200
201	40401	8120601	14,1774	5,8578	2,30320	4,97512	631,46	31730,9	201
202	40804	8242408	14,2127	5,8675	2,30535	4,95050	634,60	32047,4	202
203	41209	8365427	14,2478	5,8771	2,30750	4,92611	637,74	32365,5	203
204	41616	8489664	14,2829	5,8868	2,30963	4,90196	640,88	32685,1	204
205	42025	8615125	14,3178	5,8964	2,31175	4,87805	644,03	33006,4	205
206	42436	8741816	14,3527	5,9059	2,31387	4,85437	647,17	33329,2	206
207	42849	8869743	14,3875	5,9155	2,31597	4,83092	650,31	33653,5	207
208	43264	8998912	14,4222	5,9250	2,31806	4,80769	653,45	33979,5	208
209	43681	9129329	14,4568	5,9345	2,32015	4,78469	656,59	34307,0	209
210	44100	9261000	14,4914	5,9439	2,32222	4,76190	659,73	34636,1	210
211	44521	9393931	14,5258	5,9533	2,32428	4,73934	662,88	34966,7	211
212	44944	9528128	14,5602	5,9627	2,32634	4,71698	666,02	35298,9	212
213	45369	9663597	14,5945	5,9721	2,32838	4,69484	669,16	35632,7	213
214	45796	9800344	14,6287	5,9814	2,33041	4,67290	672,30	35968,1	214
215	46225	9938375	14,6629	5,9907	2,33244	4,65116	675,44	36305,0	215
216	46656	10077696	14,6969	6,0000	2,33445	4,62963	678,58	36643,5	216
217	47089	10218313	14,7309	6,0092	2,33646	4,60829	681,73	36983,6	217
218	47524	10360232	14,7648	6,0185	2,33846	4,58716	684,87	37325,3	218
219	47961	10503459	14,7986	6,0277	2,34044	4,56621	688,01	37668,5	219
220	48400	10648000	14,8324	6,0368	2,34242	4,54545	691,15	38013,3	220
221	48841	10793861	14,8661	6,0459	2,34439	4,52489	694,29	38359,6	221
222	49284	10941048	14,8997	6,0550	2,34635	4,50450	697,43	38707,6	222
223	49729	11089567	14,9332	6,0641	2,34830	4,48430	700,58	39057,1	223
224	50176	11239424	14,9666	6,0732	2,35025	4,46429	703,72	39408,1	224
225	50625	11390625	15,0000	6,0822	2,35218	4,44444	706,86	39760,8	225
226	51076	11543176	15,0333	6,0912	2,35411	4,42478	710,00	40115,0	226
227	51529	11697083	15,0665	6,1002	2,35603	4,40529	713,14	40470,8	227
228	51984	11852352	15,0997	6,1091	2,35793	4,38596	716,28	40828,1	228
229	52441	12008989	15,1327	6,1180	2,35984	4,36681	719,42	41187,1	229
230	52900	12167000	15,1658	6,1269	2,36173	4,34783	722,57	41547,6	230
231	53361	12326391	15,1987	6,1358	2,36361	4,32900	725,71	41909,6	231
232	53824	12487168	15,2315	6,1446	2,36549	4,31034	728,85	42273,3	232
233	54289	12649337	15,2643	6,1534	2,36736	4,29185	731,99	42638,5	233
234	54756	12812904	15,2971	6,1622	2,36922	4,27350	735,13	43005,3	234
235	55225	12977875	15,3297	6,1710	2,37107	4,25532	738,27	43373,6	235
236	55696	13144256	15,3623	6,1797	2,37291	4,23729	741,42	43743,5	236
237	56169	13312053	15,3948	6,1885	2,37475	4,21941	744,56	44115,0	237
238	56644	13481272	15,4272	6,1972	2,37658	4,20168	747,70	44488,1	238
239	57121	13651919	15,4596	6,2058	2,37840	4,18410	750,84	44862,7	239
240	57600	13824000	15,4919	6,2145	2,38021	4,16667	753,98	45238,9	240
241	58081	13997521	15,5242	6,2231	2,38202	4,14938	757,12	45616,7	241
242	58564	14172488	15,5563	6,2317	2,38382	4,13223	760,27	45996,1	242
243	59049	14348907	15,5885	6,2403	2,38561	4,11523	763,41	46377,0	243
244	59536	14526784	15,6205	6,2488	2,38739	4,09836	766,55	46759,5	244
245	60025	14706125	15,6525	6,2573	2,38917	4,08163	769,69	47143,5	245
246	60516	14886936	15,6844	6,2658	2,39094	4,06504	772,83	47529,2	246
247	61009	15069293	15,7162	6,2743	2,39270	4,04858	775,97	47916,4	247
248	61504	15252992	15,7480	6,2828	2,39445	4,03226	779,11	48305,1	248
249	62001	15438249	15,7797	6,2912	2,39620	4,01606	782,26	48695,5	249
250	62500	15625000	15,8114	6,2996	2,39794	4,00000	785,40	49087,4	250

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
250	62500	15625000	15,8114	6,2996	2,39794	4,00000	785,40	49087,4	250
251	63001	15813251	15,8430	6,3080	2,39967	3,98406	788,54	49480,9	251
252	63504	16003008	15,8745	6,3164	2,40140	3,96825	791,68	49875,9	252
253	64009	16194277	15,9060	6,3247	2,40312	3,95257	794,82	50272,6	253
254	64516	16387064	15,9374	6,3330	2,40483	3,93701	797,96	50670,7	254
255	65025	16581375	15,9687	6,3413	2,40654	3,92157	801,11	51070,5	255
256	65536	16777216	16,0000	6,3496	2,40824	3,90625	804,25	51471,9	256
257	66049	16974593	16,0312	6,3579	2,40993	3,89105	807,39	51874,8	257
258	66564	17173512	16,0624	6,3661	2,41162	3,87597	810,53	52279,2	258
259	67081	17373979	16,0935	6,3743	2,41330	3,86100	813,67	52685,3	259
260	67600	17576000	16,1245	6,3825	2,41497	3,84615	816,81	53092,9	260
261	68121	17779581	16,1555	6,3907	2,41664	3,83142	819,96	53502,1	261
262	68644	17984728	16,1864	6,3988	2,41830	3,81679	823,10	53912,9	262
263	69169	18191447	16,2173	6,4070	2,41996	3,80228	826,24	54325,2	263
264	69696	18399744	16,2481	6,4151	2,42160	3,78788	829,38	54739,1	264
265	70225	18609625	16,2788	6,4232	2,42325	3,77358	832,52	55154,6	265
266	70756	18821096	16,3095	6,4312	2,42488	3,75940	835,66	55571,6	266
267	71289	19034163	16,3401	6,4393	2,42651	3,74532	838,81	55990,2	267
268	71824	19248832	16,3707	6,4473	2,42813	3,73134	841,95	56410,4	268
269	72361	19465109	16,4012	6,4553	2,42975	3,71747	845,09	56832,2	269
270	72900	19683000	16,4317	6,4633	2,43136	3,70370	848,23	57255,5	270
271	73441	19902511	16,4621	6,4713	2,43297	3,69004	851,37	57680,4	271
272	73984	20123648	16,4924	6,4792	2,43457	3,67647	854,51	58106,9	272
273	74529	20346417	16,5227	6,4872	2,43616	3,66300	857,65	58534,9	273
274	75076	20570824	16,5529	6,4951	2,43775	3,64964	860,80	58964,6	274
275	75625	20796875	16,5831	6,5030	2,43933	3,63636	863,94	59395,7	275
276	76176	21024576	16,6132	6,5108	2,44091	3,62319	867,08	59828,5	276
277	76729	21253933	16,6433	6,5187	2,44248	3,61011	870,22	60262,8	277
278	77284	21484952	16,6733	6,5265	2,44404	3,59712	873,36	60698,7	278
279	77841	21717639	16,7033	6,5343	2,44560	3,58423	876,50	61136,2	279
280	78400	21952000	16,7332	6,5421	2,44716	3,57143	879,65	61572,2	280
281	78961	22188041	16,7631	6,5499	2,44871	3,55872	882,79	62015,8	281
282	79524	22425768	16,7929	6,5577	2,45025	3,54610	885,93	62458,0	282
283	80089	22665187	16,8226	6,5654	2,45179	3,53357	889,07	62901,8	283
284	80656	22906304	16,8523	6,5731	2,45332	3,52113	892,21	63347,1	284
285	81225	23149125	16,8819	6,5808	2,45484	3,50877	895,35	63794,0	285
286	81796	23393656	16,9115	6,5885	2,45637	3,49650	898,50	64242,4	286
287	82369	23639903	16,9411	6,5962	2,45788	3,48432	901,64	64692,5	287
288	82944	23887872	16,9706	6,6039	2,45939	3,47222	904,78	65144,1	288
289	83521	24137569	17,0000	6,6115	2,46090	3,46021	907,92	65597,2	289
290	84100	24389000	17,0294	6,6191	2,46240	3,44828	911,06	66052,0	290
291	84681	24642171	17,0587	6,6267	2,46389	3,43643	914,20	66508,3	291
292	85264	24897088	17,0880	6,6343	2,46538	3,42466	917,35	66966,2	292
293	85849	25153757	17,1172	6,6419	2,46687	3,41297	920,49	67425,6	293
294	86436	25412184	17,1464	6,6494	2,46835	3,40136	923,63	67886,7	294
295	87025	25672375	17,1756	6,6569	2,46982	3,38983	926,77	68349,3	295
296	87616	25934336	17,2047	6,6644	2,47129	3,37838	929,91	68813,4	296
297	88209	26198073	17,2337	6,6719	2,47276	3,36700	933,05	69279,2	297
298	88804	26463592	17,2627	6,6794	2,47422	3,35570	936,19	69746,5	298
299	89401	26730899	17,2916	6,6869	2,47567	3,34448	939,34	70215,4	299
300	90000	27000000	17,3205	6,6943	2,47712	3,33333	942,48	70685,8	300

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
300	90000	27000000	17,3205	6,6943	2,47712	3,33333	942,48	70685,8	300
301	90601	27270901	17,3494	6,7018	2,47857	3,32226	945,62	71157,9	301
302	91204	27543608	17,3781	6,7092	2,48001	3,31126	948,76	71631,5	302
303	91809	27818127	17,4069	6,7166	2,48144	3,30033	951,90	72106,6	303
304	92416	28094464	17,4356	6,7240	2,48287	3,28947	955,04	72583,4	304
305	93025	28372625	17,4642	6,7313	2,48430	3,27869	958,19	73061,7	305
306	93636	28652616	17,4929	6,7387	2,48572	3,26797	961,33	73541,5	306
307	94249	28934443	17,5214	6,7460	2,48714	3,25733	964,47	74023,0	307
308	94864	29218112	17,5499	6,7533	2,48855	3,24675	967,61	74506,0	308
309	95481	29503629	17,5784	6,7606	2,48996	3,23625	970,75	74990,6	309
310	96100	29791000	17,6068	6,7679	2,49136	3,22581	973,89	75476,8	310
311	96721	30080231	17,6352	6,7752	2,49276	3,21543	977,04	75964,5	311
312	97344	30371328	17,6635	6,7824	2,49415	3,20513	980,18	76453,8	312
313	97969	30664297	17,6918	6,7897	2,49554	3,19489	983,32	76944,7	313
314	98596	30959144	17,7200	6,7969	2,49693	3,18471	986,46	77437,1	314
315	99225	31255875	17,7482	6,8041	2,49831	3,17460	989,60	77931,1	315
316	99856	31554496	17,7764	6,8113	2,49969	3,16456	992,74	78426,7	316
317	100489	31855013	17,8045	6,8185	2,50106	3,15457	995,88	78923,9	317
318	101124	32157432	17,8326	6,8256	2,50243	3,14465	999,03	79422,6	318
319	101761	32461759	17,8606	6,8328	2,50379	3,13480	1002,2	79922,9	319
320	102400	32768000	17,8885	6,8399	2,50515	3,12500	1005,3	80424,8	320
321	103041	33076161	17,9165	6,8470	2,50651	3,11526	1008,5	80928,2	321
322	103684	33386248	17,9444	6,8541	2,50786	3,10559	1011,6	81433,2	322
323	104329	33698267	17,9722	6,8612	2,50920	3,09598	1014,7	81939,8	323
324	104976	34012224	18,0000	6,8683	2,51055	3,08642	1017,9	82448,0	324
325	105625	34328125	18,0278	6,8753	2,51188	3,07692	1021,0	82957,7	325
326	106276	34645976	18,0555	6,8824	2,51322	3,06748	1024,2	83469,0	326
327	106929	34965783	18,0831	6,8894	2,51455	3,05810	1027,3	83981,8	327
328	107584	35287552	18,1108	6,8964	2,51587	3,04878	1030,4	84496,3	328
329	108241	35611289	18,1384	6,9034	2,51720	3,03951	1033,6	85012,3	329
330	108900	35937000	18,1659	6,9104	2,51851	3,03030	1036,7	85529,9	330
331	109561	36264691	18,1934	6,9174	2,51983	3,02115	1039,9	86049,0	331
332	110224	36594368	18,2209	6,9244	2,52114	3,01205	1043,0	86569,7	332
333	110889	36926037	18,2483	6,9313	2,52244	3,00300	1046,2	87092,0	333
334	111556	37259704	18,2757	6,9382	2,52375	2,99401	1049,3	87615,9	334
335	112225	37595375	18,3030	6,9451	2,52504	2,98507	1052,4	88141,3	335
336	112896	37933056	18,3303	6,9521	2,52634	2,97619	1055,6	88668,3	336
337	113569	38272753	18,3576	6,9589	2,52763	2,96736	1058,7	89196,9	337
338	114244	38614472	18,3848	6,9658	2,52892	2,95858	1061,9	89727,0	338
339	114921	38958219	18,4120	6,9727	2,53020	2,94985	1065,0	90258,7	339
340	115600	39304000	18,4391	6,9795	2,53148	2,94118	1068,1	90792,0	340
341	116281	39651821	18,4662	6,9864	2,53275	2,93255	1071,3	91326,9	341
342	116964	40001688	18,4932	6,9932	2,53403	2,92398	1074,4	91863,3	342
343	117649	40353607	18,5203	7,0000	2,53529	2,91545	1077,6	92401,3	343
344	118336	40707584	18,5472	7,0068	2,53656	2,90698	1080,7	92940,9	344
345	119025	41063625	18,5742	7,0136	2,53782	2,89855	1083,8	93482,0	345
346	119716	41421736	18,6011	7,0203	2,53908	2,89017	1087,0	94024,7	346
347	120409	41781923	18,6279	7,0271	2,54033	2,88184	1090,1	94569,0	347
348	121104	42144192	18,6548	7,0338	2,54158	2,87356	1093,3	95114,9	348
349	121801	42508549	18,6815	7,0406	2,54283	2,86533	1096,4	95662,3	349
350	122500	42875000	18,7083	7,0473	2,54407	2,85714	1099,6	96211,3	350

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
350	122500	42875000	18,7083	7,0473	2,54407	2,85714	1099,6	96211,3	350
351	123201	43243551	18,7350	7,0540	2,54531	2,84900	1102,7	96761,8	351
352	123904	43614208	18,7617	7,0607	2,54654	2,84091	1105,8	97314,0	352
353	124609	43986977	18,7883	7,0674	2,54777	2,83286	1109,0	97867,7	353
354	125316	44361864	18,8149	7,0740	2,54900	2,82486	1112,1	98423,0	354
355	126025	44738875	18,8414	7,0807	2,55023	2,81690	1115,3	98979,8	355
356	126736	45118016	18,8680	7,0873	2,55145	2,80899	1118,4	99538,2	356
357	127449	45499293	18,8944	7,0940	2,55267	2,80112	1121,5	100098	357
358	128164	45882712	18,9209	7,1006	2,55388	2,79330	1124,7	100660	358
359	128881	46268279	18,9473	7,1072	2,55509	2,78552	1127,8	101223	359
360	129600	46656000	18,9737	7,1138	2,55630	2,77778	1131,0	101788	360
361	130321	47045881	19,0000	7,1204	2,55751	2,77008	1134,1	102354	361
362	131044	47437928	19,0263	7,1269	2,55871	2,76243	1137,3	102922	362
363	131769	47832147	19,0526	7,1335	2,55991	2,75482	1140,4	103491	363
364	132496	48228544	19,0788	7,1400	2,56110	2,74725	1143,5	104062	364
365	133225	48627125	19,1050	7,1466	2,56229	2,73973	1146,7	104635	365
366	133956	49027896	19,1311	7,1531	2,56348	2,73224	1149,8	105209	366
367	134689	49430863	19,1572	7,1596	2,56467	2,72480	1153,0	105785	367
368	135424	49836032	19,1833	7,1661	2,56585	2,71739	1156,1	106362	368
369	136161	50243409	19,2094	7,1726	2,56703	2,71003	1159,2	106941	369
370	136900	50653000	19,2354	7,1791	2,56820	2,70270	1162,4	107521	370
371	137641	51064811	19,2614	7,1855	2,56937	2,69542	1165,5	108103	371
372	138384	51478848	19,2873	7,1920	2,57054	2,68817	1168,7	108687	372
373	139129	51895117	19,3132	7,1984	2,57171	2,68097	1171,8	109272	373
374	139876	52313624	19,3391	7,2048	2,57287	2,67380	1175,0	109858	374
375	140625	52734375	19,3649	7,2112	2,57403	2,66667	1178,1	110447	375
376	141376	53157376	19,3907	7,2177	2,57519	2,65957	1181,2	111036	376
377	142129	53582633	19,4165	7,2240	2,57634	2,65252	1184,4	111628	377
378	142884	54010152	19,4422	7,2304	2,57749	2,64550	1187,5	112221	378
379	143641	54439939	19,4679	7,2368	2,57864	2,63852	1190,7	112815	379
380	144400	54872000	19,4936	7,2432	2,57978	2,63158	1193,8	113411	380
381	145161	55306341	19,5192	7,2495	2,58092	2,62467	1196,9	114009	381
382	145924	55742968	19,5448	7,2558	2,58206	2,61780	1200,1	114608	382
383	146689	56181887	19,5704	7,2622	2,58320	2,61097	1203,2	115209	383
384	147456	56623104	19,5959	7,2685	2,58433	2,60417	1206,4	115812	384
385	148225	57066625	19,6214	7,2748	2,58546	2,59740	1209,5	116416	385
386	148996	57512456	19,6469	7,2811	2,58659	2,59067	1212,7	117021	386
387	149769	57960603	19,6723	7,2874	2,58771	2,58398	1215,8	117628	387
388	150544	58411072	19,6977	7,2936	2,58883	2,57732	1218,9	118237	388
389	151321	58863869	19,7231	7,2999	2,58995	2,57069	1222,1	118847	389
390	152100	59319000	19,7484	7,3061	2,59106	2,56410	1225,2	119459	390
391	152881	59776471	19,7737	7,3124	2,59218	2,55754	1228,4	120072	391
392	153664	60236288	19,7990	7,3186	2,59329	2,55102	1231,5	120687	392
393	154449	60698457	19,8242	7,3248	2,59439	2,54453	1234,6	121304	393
394	155236	61162984	19,8494	7,3310	2,59550	2,53807	1237,8	121922	394
395	156025	61629875	19,8746	7,3372	2,59660	2,53165	1240,9	122542	395
396	156816	62099136	19,8997	7,3434	2,59770	2,52525	1244,1	123163	396
397	157609	62570773	19,9249	7,3496	2,59879	2,51889	1247,2	123786	397
398	158404	63044792	19,9499	7,3558	2,59988	2,51256	1250,4	124410	398
399	159201	63521199	19,9750	7,3619	2,60097	2,50627	1253,5	125036	399
400	160000	64000000	20,0000	7,3681	2,60206	2,50000	1256,6	125664	400

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
400	160000	64000000	20,0000	7,3681	2,60206	2,50000	1256,6	125664	400
401	160801	64481201	20,0250	7,3742	2,60314	2,49377	1259,8	126293	401
402	161604	64964808	20,0499	7,3803	2,60423	2,48756	1262,9	126923	402
403	162409	65450827	20,0749	7,3864	2,60531	2,48139	1266,1	127556	403
404	163216	65939264	20,0998	7,3925	2,60638	2,47525	1269,2	128190	404
405	164025	66430125	20,1246	7,3986	2,60746	2,46914	1272,3	128825	405
406	164836	66923416	20,1494	7,4047	2,60853	2,46305	1275,5	129462	406
407	165649	67419143	20,1742	7,4108	2,60959	2,45700	1278,6	130100	407
408	166464	67917312	20,1990	7,4169	2,61066	2,45098	1281,8	130741	408
409	167281	68417929	20,2237	7,4229	2,61172	2,44499	1284,9	131382	409
410	168100	68921000	20,2485	7,4290	2,61278	2,43902	1288,1	132025	410
411	168921	69426531	20,2731	7,4350	2,61384	2,43309	1291,2	132670	411
412	169744	69934528	20,2978	7,4410	2,61490	2,42718	1294,3	133317	412
413	170569	70444997	20,3224	7,4470	2,61595	2,42131	1297,5	133965	413
414	171396	70957944	20,3470	7,4530	2,61700	2,41546	1300,6	134614	414
415	172225	71473375	20,3715	7,4590	2,61805	2,40964	1303,8	135265	415
416	173056	71991296	20,3961	7,4650	2,61909	2,40385	1306,9	135918	416
417	173889	72511713	20,4206	7,4710	2,62014	2,39808	1310,0	136572	417
418	174724	73034632	20,4450	7,4770	2,62118	2,39234	1313,2	137228	418
419	175561	73560059	20,4695	7,4829	2,62221	2,38663	1316,3	137885	419
420	176400	74088000	20,4939	7,4889	2,62325	2,38095	1319,5	138544	420
421	177241	74618461	20,5183	7,4948	2,62428	2,37530	1322,6	139205	421
422	178084	75151448	20,5426	7,5007	2,62531	2,36967	1325,8	139867	422
423	178929	75686967	20,5670	7,5067	2,62634	2,36407	1328,9	140531	423
424	179776	76225024	20,5913	7,5126	2,62737	2,35849	1332,0	141196	424
425	180625	76765625	20,6155	7,5185	2,62839	2,35294	1335,2	141863	425
426	181476	77308776	20,6398	7,5244	2,62941	2,34742	1338,3	142531	426
427	182329	77854483	20,6640	7,5302	2,63043	2,34192	1341,5	143201	427
428	183184	78402752	20,6882	7,5361	2,63144	2,33645	1344,6	143872	428
429	184041	78953589	20,7123	7,5420	2,63246	2,33100	1347,7	144545	429
430	184900	79507000	20,7364	7,5478	2,63347	2,32558	1350,9	145220	430
431	185761	80062991	20,7605	7,5537	2,63448	2,32019	1354,0	145896	431
432	186624	80621568	20,7846	7,5595	2,63548	2,31481	1357,2	146574	432
433	187489	81182737	20,8087	7,5654	2,63649	2,30947	1360,3	147254	433
434	188356	81746504	20,8327	7,5712	2,63749	2,30415	1363,5	147934	434
435	189225	82312875	20,8567	7,5770	2,63849	2,29885	1366,6	148617	435
436	190096	82881856	20,8806	7,5828	2,63949	2,29358	1369,7	149301	436
437	190969	83453453	20,9045	7,5886	2,64048	2,28833	1372,9	149987	437
438	191844	84027672	20,9284	7,5944	2,64147	2,28311	1376,0	150674	438
439	192721	84604519	20,9523	7,6001	2,64246	2,27790	1379,2	151363	439
440	193600	85184000	20,9762	7,6059	2,64345	2,27273	1382,3	152053	440
441	194481	85766121	21,0000	7,6117	2,64444	2,26757	1385,4	152745	441
442	195364	86350888	21,0238	7,6174	2,64542	2,26244	1388,6	153439	442
443	196249	86938307	21,0476	7,6232	2,64640	2,25734	1391,7	154134	443
444	197136	87528384	21,0713	7,6289	2,64738	2,25225	1394,9	154830	444
445	198025	88121125	21,0950	7,6346	2,64836	2,24719	1398,0	155528	445
446	198916	88716536	21,1187	7,6403	2,64933	2,24215	1401,2	156228	446
447	199809	89314623	21,1424	7,6460	2,65031	2,23714	1404,3	156930	447
448	200704	89915392	21,1660	7,6517	2,65128	2,23214	1407,4	157633	448
449	201601	90518849	21,1896	7,6574	2,65225	2,22717	1410,6	158337	449
450	202500	91125000	21,2132	7,6631	2,65321	2,22222	1413,7	159043	450

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
450	202500	91125000	21,2132	7,6631	2,65321	2,22222	1413,7	159043	450
451	203401	91733851	21,2368	7,6688	2,65418	2,21729	1416,9	159751	451
452	204304	92345408	21,2603	7,6744	2,65514	2,21239	1420,0	160460	452
453	92959677	21,2838	7,6801	2,65610	2,20751	1423,1	161171	453	
454	206116	93576664	21,3073	7,6857	2,65706	2,20264	1426,3	161883	454
455	207025	94196375	21,3307	7,6914	2,65801	2,19780	1429,4	162597	455
456	207936	94818816	21,3542	7,6970	2,65896	2,19298	1432,6	163313	456
457	208849	95443993	21,3776	7,7026	2,65992	2,18818	1435,7	164030	457
458	209764	96071912	21,4009	7,7082	2,66087	2,18341	1438,8	164748	458
459	210681	96702579	21,4243	7,7138	2,66181	2,17865	1442,0	165468	459
460	211600	97336000	21,4476	7,7194	2,66276	2,17391	1445,1	166190	460
461	212521	97972181	21,4709	7,7250	2,66370	2,16920	1448,3	166914	461
462	213444	98611128	21,4942	7,7306	2,66464	2,16450	1451,4	167639	462
463	214369	99252847	21,5174	7,7362	2,66558	2,15983	1454,6	168365	463
464	215296	99897344	21,5407	7,7418	2,66652	2,15517	1457,7	169093	464
465	216225	100544625	21,5639	7,7473	2,66745	2,15054	1460,8	169823	465
466	217156	101194696	21,5870	7,7529	2,66839	2,14592	1464,0	170554	466
467	218089	101847563	21,6102	7,7584	2,66932	2,14133	1467,1	171287	467
468	219024	102503232	21,6333	7,7639	2,67025	2,13675	1470,3	172021	468
469	219961	103161709	21,6564	7,7695	2,67117	2,13220	1473,4	172757	469
470	220900	103823000	21,6795	7,7750	2,67210	2,12766	1476,5	173494	470
471	221841	104487111	21,7025	7,7805	2,67302	2,12314	1479,7	174234	471
472	222784	105154048	21,7256	7,7860	2,67394	2,11864	1482,8	174974	472
473	223729	105823817	21,7486	7,7915	2,67486	2,11416	1486,0	175716	473
474	224676	106496424	21,7715	7,7970	2,67578	2,10970	1489,1	176460	474
475	225625	107171875	21,7945	7,8025	2,67669	2,10526	1492,3	177205	475
476	226576	107850176	21,8174	7,8079	2,67761	2,10084	1495,4	177952	476
477	227529	108531333	21,8403	7,8134	2,67852	2,09644	1498,5	178701	477
478	228484	109215352	21,8632	7,8188	2,67943	2,09205	1501,7	179451	478
479	229441	109902239	21,8861	7,8243	2,68034	2,08768	1504,8	180203	479
480	230400	110592000	21,9089	7,8297	2,68124	2,08333	1508,0	180956	480
481	231361	111284641	21,9317	7,8352	2,68215	2,07900	1511,1	181711	481
482	232324	111980168	21,9545	7,8406	2,68305	2,07469	1514,2	182467	482
483	233289	112678587	21,9773	7,8460	2,68395	2,07039	1517,4	183225	483
484	234256	113379904	22,0000	7,8514	2,68485	2,06612	1520,5	183984	484
485	235225	114084125	22,0227	7,8568	2,68574	2,06186	1523,7	184745	485
486	236196	114791256	22,0454	7,8622	2,68664	2,05761	1526,8	185508	486
487	237169	115501303	22,0681	7,8676	2,68753	2,05339	1530,0	186272	487
488	238144	116214272	22,0907	7,8730	2,68842	2,04918	1533,1	187038	488
489	239121	116930169	22,1133	7,8784	2,68931	2,04499	1536,2	187805	489
490	240100	117649000	22,1359	7,8837	2,69020	2,04082	1539,4	188574	490
491	241081	118370771	22,1585	7,8891	2,69108	2,03666	1542,5	189345	491
492	242064	119095488	22,1811	7,8944	2,69197	2,03252	1545,7	190117	492
493	243049	119823157	22,2036	7,8998	2,69285	2,02840	1548,8	190890	493
494	244036	120553784	22,2261	7,9051	2,69373	2,02429	1551,9	191665	494
495	245025	121287375	22,2486	7,9105	2,69461	2,02020	1555,1	192442	495
496	246016	122023936	22,2711	7,9158	2,69548	2,01613	1558,2	193221	496
497	247009	122763473	22,2935	7,9211	2,69636	2,01207	1561,4	194000	497
498	248004	123505992	22,3159	7,9264	2,69723	2,00803	1564,5	194782	498
499	249001	124251499	22,3383	7,9317	2,69810	2,00401	1567,7	195565	499
500	250000	125000000	22,3607	7,9370	2,69897	2,00000	1570,8	196350	500

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
500	250000	125000000	22,3607	7,9370	2,69897	2,00000	1570,8	196350	500
501	251001	125751501	22,3830	7,9423	2,69984	1,99601	1573,9	197136	501
502	252004	126506008	22,4054	7,9476	2,70070	1,99203	1577,1	197923	502
503	253009	127263527	22,4277	7,9528	2,70157	1,98807	1580,2	198713	503
504	254016	128024064	22,4499	7,9581	2,70243	1,98413	1583,4	199504	504
505	255025	128787625	22,4722	7,9634	2,70329	1,98020	1586,5	200296	505
506	256036	129554216	22,4944	7,9686	2,70415	1,97628	1589,6	201090	506
507	257049	130323843	22,5167	7,9739	2,70501	1,97239	1592,8	201886	507
508	258064	131096512	22,5389	7,9791	2,70586	1,96850	1595,9	202683	508
509	259081	131872229	22,5610	7,9843	2,70672	1,96464	1599,1	203482	509
510	260100	132651000	22,5832	7,9896	2,70757	1,96078	1602,2	204282	510
511	261121	133432831	22,6053	7,9948	2,70842	1,95695	1605,4	205084	511
512	262144	134217728	22,6274	8,0000	2,70927	1,95312	1608,5	205887	512
513	263169	135005697	22,6495	8,0052	2,71012	1,94932	1611,6	206692	513
514	264196	135796744	22,6716	8,0104	2,71096	1,94553	1614,8	207499	514
515	265225	136590875	22,6936	8,0156	2,71181	1,94175	1617,9	208307	515
516	266256	137388096	22,7156	8,0208	2,71265	1,93798	1621,1	209117	516
517	267289	138188413	22,7376	8,0260	2,71349	1,93424	1624,2	209928	517
518	268324	138991832	22,7596	8,0311	2,71433	1,93050	1627,3	210741	518
519	269361	139798359	22,7816	8,0363	2,71517	1,92678	1630,5	211556	519
520	270400	140608000	22,8035	8,0415	2,71600	1,92308	1633,6	212372	520
521	271441	141420761	22,8254	8,0466	2,71684	1,91939	1636,8	213189	521
522	272484	142236648	22,8473	8,0517	2,71767	1,91571	1639,9	214008	522
523	273529	143055667	22,8692	8,0569	2,71850	1,91205	1643,1	214829	523
524	274576	143877824	22,8910	8,0620	2,71933	1,90840	1646,2	215651	524
525	275625	144703125	22,9129	8,0671	2,72016	1,90476	1649,3	216475	525
526	276676	145531576	22,9347	8,0723	2,72099	1,90114	1652,5	217301	526
527	277729	146363183	22,9565	8,0774	2,72181	1,89753	1655,6	218128	527
528	278784	147197952	22,9783	8,0825	2,72263	1,89394	1658,8	218956	528
529	279841	148035889	23,0000	8,0876	2,72346	1,89036	1661,9	219787	529
530	280900	148877000	23,0217	8,0927	2,72428	1,88679	1665,0	220618	530
531	281961	149721291	23,0434	8,0978	2,72509	1,88324	1668,2	221452	531
532	283024	150568768	23,0651	8,1028	2,72591	1,87970	1671,3	222287	532
533	284089	151419437	23,0868	8,1079	2,72673	1,87617	1674,5	223123	533
534	285156	152273304	23,1084	8,1130	2,72754	1,87266	1677,6	223961	534
535	286225	153130375	23,1301	8,1180	2,72835	1,86916	1680,8	224801	535
536	287296	153990656	23,1517	8,1231	2,72916	1,86567	1683,9	225642	536
537	288369	154854153	23,1733	8,1281	2,72997	1,86220	1687,0	226484	537
538	289444	155720872	23,1948	8,1332	2,73078	1,85874	1690,2	227329	538
539	290521	156590819	23,2164	8,1382	2,73159	1,85529	1693,3	228175	539
540	291600	157464000	23,2379	8,1433	2,73239	1,85185	1696,5	229022	540
541	292681	158340421	23,2594	8,1483	2,73320	1,84843	1699,6	229871	541
542	293764	159220088	23,2809	8,1533	2,73400	1,84502	1702,7	230722	542
543	294849	160103007	23,3024	8,1583	2,73480	1,84162	1705,9	231574	543
544	295936	160989184	23,3238	8,1633	2,73560	1,83824	1709,0	232428	544
545	297025	161878625	23,3452	8,1683	2,73640	1,83486	1712,2	233283	545
546	298116	162771336	23,3666	8,1733	2,73719	1,83150	1715,3	234140	546
547	299209	163667323	23,3880	8,1783	2,73799	1,82815	1718,5	234998	547
548	300304	164566592	23,4094	8,1833	2,73878	1,82482	1721,6	235858	548
549	301401	165469149	23,4307	8,1882	2,73957	1,82149	1724,7	236720	549
550	302500	166375000	23,4521	8,1932	2,74036	1,81818	1727,9	237583	550

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
550	302500	166375000	23,4521	8,1932	2,74036	1,81818	1727,9	237583	550
551	303601	167284151	23,4734	8,1982	2,74115	1,81488	1731,0	238448	551
552	304704	168196608	23,4947	8,2031	2,74194	1,81159	1734,2	239314	552
553	305809	169112377	23,5160	8,2081	2,74273	1,80832	1737,3	240182	553
554	306916	170031464	23,5372	8,2130	2,74351	1,80505	1740,4	241051	554
555	308025	170959375	23,5584	8,2180	2,74429	1,80180	1743,6	241922	555
556	309136	171879616	23,5797	8,2229	2,74507	1,79856	1746,7	242795	556
557	310249	172808693	23,6008	8,2278	2,74586	1,79533	1749,9	243669	557
558	311364	173741112	23,6220	8,2327	2,74663	1,79211	1753,0	244545	558
559	312481	174676879	23,6432	8,2377	2,74741	1,78891	1756,2	245422	559
560	313600	175616000	23,6643	8,2426	2,74819	1,78571	1759,3	246301	560
561	314721	176558481	23,6854	8,2475	2,74896	1,78253	1762,4	247181	561
562	315844	177504328	23,7065	8,2524	2,74974	1,77936	1765,6	248063	562
563	316969	178453547	23,7276	8,2573	2,75051	1,77620	1768,7	248947	563
564	318096	179406144	23,7487	8,2621	2,75128	1,77305	1771,9	249832	564
565	319225	180362125	23,7697	8,2670	2,75205	1,76991	1775,0	250719	565
566	320356	181321496	23,7908	8,2719	2,75282	1,76678	1778,1	251607	566
567	321489	182284263	23,8118	8,2768	2,75358	1,76367	1781,3	252497	567
568	322624	183250432	23,8328	8,2816	2,75435	1,76056	1784,4	253388	568
569	323761	184220009	23,8537	8,2865	2,75511	1,75747	1787,6	254281	569
570	324900	185193000	23,8747	8,2913	2,75587	1,75439	1790,7	255176	570
571	326041	186169411	23,8956	8,2962	2,75664	1,75131	1793,8	256072	571
572	327184	187149248	23,9165	8,3010	2,75740	1,74825	1797,0	256970	572
573	328329	188132517	23,9374	8,3059	2,75815	1,74520	1800,1	257869	573
574	329476	189119224	23,9583	8,3107	2,75891	1,74216	1803,3	258770	574
575	330625	190109375	23,9792	8,3155	2,75967	1,73913	1806,4	259672	575
576	331776	191102976	24,0000	8,3203	2,76042	1,73611	1809,6	260576	576
577	332929	192100033	24,0208	8,3251	2,76118	1,73310	1812,7	261482	577
578	334084	193100552	24,0416	8,3300	2,76193	1,73010	1815,8	262389	578
579	335241	194104539	24,0624	8,3348	2,76268	1,72712	1819,0	263298	579
580	336400	195112000	24,0832	8,3396	2,76343	1,72414	1822,1	264208	580
581	337561	196122941	24,1039	8,3443	2,76418	1,72117	1825,3	265120	581
582	338724	197137368	24,1247	8,3491	2,76492	1,71821	1828,4	266033	582
583	339889	198155287	24,1454	8,3539	2,76567	1,71527	1831,6	266948	583
584	341056	199176704	24,1661	8,3587	2,76641	1,71233	1834,7	267865	584
585	342225	200201625	24,1868	8,3634	2,76716	1,70940	1837,8	268783	585
586	343396	201230056	24,2074	8,3682	2,76790	1,70648	1841,0	269703	586
587	344569	202262003	24,2281	8,3730	2,76864	1,70358	1844,1	270624	587
588	345744	203297472	24,2487	8,3777	2,76938	1,70068	1847,3	271547	588
589	346921	204336469	24,2693	8,3825	2,77012	1,69779	1850,4	272471	589
590	348100	205379000	24,2899	8,3872	2,77085	1,69492	1853,5	273397	590
591	349281	206425071	24,3105	8,3919	2,77159	1,69205	1856,7	274325	591
592	350464	207474688	24,3311	8,3967	2,77232	1,68919	1859,8	275254	592
593	351649	208527857	24,3516	8,4014	2,77305	1,68634	1863,0	276184	593
594	352836	209584584	24,3721	8,4061	2,77379	1,68350	1866,1	277117	594
595	354025	210644875	24,3926	8,4108	2,77452	1,68067	1869,2	278051	595
596	355216	211708736	24,4131	8,4155	2,77525	1,67785	1872,4	278986	596
597	356409	212776173	24,4336	8,4202	2,77597	1,67504	1875,5	279923	597
598	357604	213847192	24,4540	8,4249	2,77670	1,67224	1878,7	280862	598
599	358801	214921799	24,4745	8,4296	2,77743	1,66945	1881,8	281802	599
600	360000	216000000	24,4949	8,4343	2,77815	1,66667	1885,0	282743	600

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
600	360000	216000000	24,4949	8,4343	2,77815	1,66667	1885,0	282743	600
601	361201	217081801	24,5153	8,4390	2,77887	1,66389	1888,1	283687	601
602	362404	218167208	24,5357	8,4437	2,77960	1,66113	1891,2	284631	602
603	363609	219256227	24,5561	8,4484	2,78032	1,65837	1894,4	285578	603
604	364816	220348864	24,5764	8,4530	2,78104	1,65563	1897,5	286526	604
605	366025	221445125	24,5967	8,4577	2,78176	1,65289	1900,7	287475	605
606	367236	222545016	24,6171	8,4623	2,78247	1,65017	1903,8	288426	606
607	368449	223648543	24,6374	8,4670	2,78319	1,64745	1906,9	289379	607
608	369664	224755712	24,6577	8,4716	2,78390	1,64474	1910,1	290333	608
609	370881	225866529	24,6779	8,4763	2,78462	1,64204	1913,2	291289	609
610	372100	226981000	24,6982	8,4809	2,78533	1,63934	1916,4	292247	610
611	373321	228099131	24,7184	8,4856	2,78604	1,63666	1919,5	293206	611
612	374544	229220928	24,7386	8,4902	2,78675	1,63399	1922,7	294166	612
613	375769	230346397	24,7588	8,4948	2,78746	1,63132	1925,8	295128	613
614	376996	231475544	24,7790	8,4994	2,78817	1,62866	1928,9	296092	614
615	378225	232608375	24,7992	8,5040	2,78888	1,62602	1932,1	297057	615
616	379456	233744896	24,8193	8,5086	2,78958	1,62338	1935,2	298024	616
617	380689	234885113	24,8395	8,5132	2,79029	1,62075	1938,4	298992	617
618	381924	236029032	24,8596	8,5178	2,79099	1,61812	1941,5	299962	618
619	383161	237176659	24,8797	8,5224	2,79169	1,61551	1944,6	300934	619
620	384400	238328000	24,8998	8,5270	2,79239	1,61290	1947,8	301907	620
621	385641	239483061	24,9199	8,5316	2,79309	1,61031	1950,9	302882	621
622	386884	240641848	24,9399	8,5362	2,79379	1,60772	1954,1	303858	622
623	388129	241804367	24,9600	8,5408	2,79449	1,60514	1957,2	304836	623
624	389376	242970624	24,9800	8,5453	2,79518	1,60255	1960,4	305815	624
625	390625	244140625	25,0000	8,5499	2,79588	1,60000	1963,5	306796	625
626	391876	245314376	25,0200	8,5544	2,79657	1,59744	1966,6	307779	626
627	393129	246491883	25,0400	8,5590	2,79727	1,59490	1969,8	308763	627
628	394384	247673152	25,0599	8,5635	2,79796	1,59236	1972,9	309748	628
629	395641	248858189	25,0799	8,5681	2,79865	1,58983	1976,1	310736	629
630	396900	250047000	25,0998	8,5726	2,79934	1,58730	1979,2	311725	630
631	398161	251239591	25,1197	8,5772	2,80003	1,58479	1982,3	312715	631
632	399424	252435968	25,1396	8,5817	2,80072	1,58228	1985,5	313707	632
633	400689	253636137	25,1595	8,5862	2,80140	1,57978	1988,6	314700	633
634	401956	254840104	25,1794	8,5907	2,80209	1,57729	1991,8	315696	634
635	403225	256047875	25,1992	8,5952	2,80277	1,57480	1994,9	316692	635
636	404496	257259456	25,2190	8,5997	2,80346	1,57233	1998,1	317690	636
637	405769	258474853	25,2389	8,6043	2,80414	1,56986	2001,2	318690	637
638	407044	259694072	25,2587	8,6088	2,80482	1,56740	2004,3	319692	638
639	408321	260917119	25,2784	8,6132	2,80550	1,56495	2007,5	320695	639
640	409600	262144000	25,2982	8,6177	2,80618	1,56250	2010,6	321699	640
641	410881	263374721	25,3180	8,6222	2,80686	1,56006	2013,8	322705	641
642	412164	264609288	25,3377	8,6267	2,80754	1,55763	2016,9	323713	642
643	413449	265847707	25,3574	8,6312	2,80821	1,55521	2020,0	324722	643
644	414736	267089984	25,3772	8,6357	2,80889	1,55280	2023,2	325733	644
645	416025	268336125	25,3969	8,6401	2,80956	1,55039	2026,3	326745	645
646	417316	269586136	25,4165	8,6446	2,81023	1,54799	2029,5	327759	646
647	418609	270840023	25,4362	8,6490	2,81090	1,54550	2032,6	328775	647
648	419904	272097792	25,4558	8,6535	2,81158	1,54321	2035,8	329792	648
649	421201	273359449	25,4755	8,6579	2,81224	1,54083	2038,9	330810	649
650	422500	274625000	25,4951	8,6624	2,81291	1,53846	2042,0	331831	650

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
650	422500	274625000	25,4951	8,6624	2,81291	1,53846	2042,0	331831	650
651	423801	275894451	25,5147	8,6668	2,81358	1,53610	2045,2	332853	651
652	425104	277167808	25,5343	8,6713	2,81425	1,53374	2048,3	333876	652
653	426409	278445077	25,5539	8,6757	2,81491	1,53139	2051,5	334901	653
654	427716	279726264	25,5734	8,6801	2,81558	1,52905	2054,6	335927	654
655	429025	281011375	25,5930	8,6845	2,81624	1,52672	2057,7	336955	655
656	430336	282300416	25,6125	8,6890	2,81690	1,52439	2060,9	337985	656
657	431649	283593393	25,6320	8,6934	2,81757	1,52207	2064,0	339016	657
658	432964	284890312	25,6515	8,6978	2,81823	1,51976	2067,2	340049	658
659	434281	286191179	25,6710	8,7022	2,81889	1,51745	2070,3	341084	659
660	435600	287496000	25,6905	8,7066	2,81954	1,51515	2073,5	342119	660
661	436921	288804781	25,7099	8,7110	2,82020	1,51286	2076,6	343156	661
662	438244	290117528	25,7294	8,7154	2,82086	1,51057	2079,7	344196	662
663	439569	291434247	25,7488	8,7198	2,82151	1,50830	2082,9	345237	663
664	440896	292754944	25,7682	8,7241	2,82217	1,50602	2086,0	346279	664
665	442225	294079625	25,7876	8,7285	2,82282	1,50376	2089,2	347323	665
666	443556	295408296	25,8070	8,7329	2,82347	1,50150	2092,3	348368	666
667	444889	296740963	25,8263	8,7373	2,82413	1,49925	2095,4	349415	667
668	446224	298077632	25,8457	8,7416	2,82478	1,49701	2098,6	350464	668
669	447561	299418309	25,8650	8,7460	2,82543	1,49477	2101,7	351514	669
670	448900	300763000	25,8844	8,7503	2,82607	1,49254	2104,9	352556	670
671	450241	302111711	25,9037	8,7547	2,82672	1,49031	2108,0	353618	671
672	451584	303464448	25,9230	8,7590	2,82737	1,48810	2111,2	354673	672
673	452929	304821217	25,9422	8,7634	2,82802	1,48588	2114,3	355730	673
674	454276	306182024	25,9615	8,7677	2,82866	1,48368	2117,4	356788	674
675	455625	307546875	25,9808	8,7721	2,82930	1,48148	2120,6	357847	675
676	456976	308915776	26,0000	8,7764	2,82995	1,47929	2123,7	358908	676
677	458329	310288733	26,0192	8,7807	2,83059	1,47710	2126,9	359971	677
678	459684	311665752	26,0384	8,7850	2,83123	1,47493	2130,0	361035	678
679	461041	313046839	26,0576	8,7893	2,83187	1,47275	2133,1	362101	679
680	462400	314432000	26,0768	8,7937	2,83251	1,47059	2136,3	363168	680
681	463761	315821241	26,0960	8,7980	2,83315	1,46843	2139,4	364237	681
682	465124	317214568	26,1151	8,8023	2,83378	1,46628	2142,6	365308	682
683	466489	318611987	26,1343	8,8066	2,83442	1,46413	2145,7	366380	683
684	467856	320013504	26,1534	8,8109	2,83506	1,46199	2148,8	367453	684
685	469225	321419125	26,1725	8,8152	2,83569	1,45985	2152,0	368528	685
686	470596	322828856	26,1916	8,8194	2,83632	1,45773	2155,1	369605	686
687	471969	324242703	26,2107	8,8237	2,83696	1,45560	2158,3	370684	687
688	473344	325660672	26,2298	8,8280	2,83759	1,45349	2161,4	371764	688
689	474721	327082769	26,2488	8,8323	2,83822	1,45138	2164,6	372845	689
690	476100	328509000	26,2679	8,8366	2,83885	1,44928	2167,7	373928	690
691	477481	329939371	26,2869	8,8408	2,83948	1,44718	2170,8	375013	691
692	478864	331373888	26,3059	8,8451	2,84011	1,44509	2174,0	376099	692
693	480249	332812557	26,3249	8,8493	2,84073	1,44300	2177,1	377187	693
694	481636	334255384	26,3439	8,8536	2,84136	1,44092	2180,3	378276	694
695	483025	335702375	26,3629	8,8578	2,84198	1,43885	2183,4	379367	695
696	484416	337153536	26,3818	8,8621	2,84261	1,43678	2186,5	380459	696
697	485809	338608873	26,4008	8,8663	2,84323	1,43472	2189,7	381553	697
698	487204	340068392	26,4197	8,8706	2,84386	1,43266	2192,8	382649	698
699	488601	341532099	26,4386	8,8748	2,84448	1,43062	2196,0	383746	699
700	490000	343000000	26,4575	8,8790	2,84510	1,42857	2199,1	384845	700

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
700	490000	343000000	26,4575	8,8790	2,84510	1,42857	2199,1	384845	700
701	491401	344472101	26,4764	8,8833	2,84572	1,42653	2202,3	385945	701
702	492804	345948408	26,4953	8,8875	2,84634	1,42450	2205,4	387047	702
703	494209	347428927	26,5141	8,8917	2,84696	1,42248	2208,5	388151	703
704	495616	348913664	26,5330	8,8959	2,84757	1,42045	2211,7	389256	704
705	497025	350402625	26,5518	8,9001	2,84819	1,41844	2214,8	390363	705
706	498436	351895816	26,5707	8,9043	2,84880	1,41643	2218,0	391471	706
707	499849	353393243	26,5895	8,9085	2,84942	1,41443	2221,1	392580	707
708	501264	354894912	26,6083	8,9127	2,85003	1,41243	2224,2	393592	708
709	502681	356400829	26,6271	8,9169	2,85065	1,41044	2227,4	394805	709
710	504100	357911000	26,6458	8,9211	2,85126	1,40845	2230,5	395919	710
711	505521	359425431	26,6646	8,9253	2,85187	1,40647	2233,7	397035	711
712	506944	360944128	26,6833	8,9295	2,85248	1,40449	2236,8	398153	712
713	508369	362467097	26,7021	8,9337	2,85309	1,40252	2240,0	399272	713
714	509796	363994344	26,7208	8,9378	2,85370	1,40056	2243,1	400393	714
715	511225	365525875	26,7395	8,9420	2,85431	1,39860	2246,2	401515	715
716	512656	367061696	26,7582	8,9462	2,85491	1,39665	2249,4	402639	716
717	514089	368601813	26,7769	8,9503	2,85552	1,39470	2252,5	403765	717
718	515524	370146232	26,7955	8,9545	2,85612	1,39276	2255,7	404892	718
719	516961	371694959	26,8142	8,9587	2,85673	1,39082	2258,8	406020	719
720	518400	373248000	26,8328	8,9628	2,85733	1,38889	2261,9	407150	720
721	519841	374805361	26,8514	8,9670	2,85794	1,38696	2265,1	408282	721
722	521284	376367048	26,8701	8,9711	2,85854	1,38504	2268,2	409415	722
723	522729	377933067	26,8887	8,9752	2,85914	1,38313	2271,4	410550	723
724	524176	379503424	26,9072	8,9794	2,85974	1,38122	2274,5	411687	724
725	525625	381078125	26,9258	8,9835	2,86034	1,37931	2277,7	412825	725
726	527076	382657176	26,9444	8,9876	2,86094	1,37741	2280,8	413965	726
727	528529	384240583	26,9629	8,9918	2,86153	1,37552	2283,9	415106	727
728	529984	385828352	26,9815	8,9959	2,86213	1,37363	2287,1	416248	728
729	531441	387420489	27,0000	9,0000	2,86273	1,37174	2290,2	417393	729
730	532900	389017000	27,0185	9,0041	2,86332	1,36986	2293,4	418539	730
731	534361	390617891	27,0370	9,0082	2,86392	1,36799	2296,5	419686	731
732	535824	3922223168	27,0555	9,0123	2,86451	1,36612	2299,6	420835	732
733	537289	393832837	27,0740	9,0164	2,86510	1,36426	2302,8	421986	733
734	538756	395446904	27,0924	9,0205	2,86570	1,36240	2305,9	423138	734
735	540225	397065375	27,1109	9,0246	2,86629	1,36054	2309,1	424293	735
736	541696	398688256	27,1293	9,0287	2,86688	1,35870	2312,2	425447	736
737	543169	400315553	27,1477	9,0328	2,86747	1,35685	2315,4	426604	737
738	544644	401947272	27,1662	9,0369	2,86806	1,35501	2318,5	427762	738
739	546121	403583419	27,1846	9,0410	2,86864	1,35318	2321,6	428922	739
740	547600	405224000	27,2029	9,0450	2,86923	1,35135	2324,8	430084	740
741	549081	406869021	27,2213	9,0491	2,86982	1,34953	2327,9	431247	741
742	550564	408518488	27,2397	9,0532	2,87040	1,34771	2331,1	432412	742
743	552049	410172407	27,2580	9,0572	2,87099	1,34590	2334,2	433578	743
744	553536	411830784	27,2764	9,0613	2,87157	1,34409	2337,3	434746	744
745	555025	413493625	27,2947	9,0654	2,87216	1,34228	2340,5	435916	745
746	556516	415160936	27,3130	9,0694	2,87274	1,34048	2343,6	437087	746
747	558009	416832723	27,3313	9,0735	2,87332	1,33869	2346,8	438259	747
748	559504	418508992	27,3496	9,0775	2,87390	1,33690	2349,9	439433	748
749	561001	420189749	27,3679	9,0816	2,87448	1,33511	2353,1	440609	749
750	562500	421875000	27,3861	9,0856	2,87506	1,33333	2356,2	441786	750

A. Tafeln der Potenzen, Wurzeln, Briggs'schen Logarithmen etc. 17

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
750	562500	421875000	27,3861	9,0856	2,87506	1,33333	2356,2	441786	750
751	564001	423564751	27,4044	9,0896	2,87564	1,33156	2359,3	442965	751
752	565504	425259008	27,4226	9,0937	2,87622	1,32979	2362,5	444146	752
753	567009	426957777	27,4408	9,0977	2,87679	1,32802	2365,6	445328	753
754	568516	428661064	27,4591	9,1017	2,87737	1,32626	2368,8	446511	754
755	570025	430368875	27,4773	9,1057	2,87795	1,32450	2371,9	447697	755
756	571536	432081216	27,4955	9,1098	2,87852	1,32275	2375,0	448883	756
757	573049	433798093	27,5136	9,1138	2,87910	1,32100	2378,2	450072	757
758	574564	435519512	27,5318	9,1178	2,87967	1,31926	2381,3	451262	758
759	576081	437245479	27,5500	9,1218	2,88024	1,31752	2384,5	452453	759
760	577600	438976000	27,5681	9,1258	2,88081	1,31579	2387,6	453646	760
761	579121	440711081	27,5862	9,1298	2,88138	1,31406	2390,8	454841	761
762	580644	442450728	27,6043	9,1338	2,88195	1,31234	2393,9	456037	762
763	582169	444194947	27,6225	9,1378	2,88252	1,31062	2397,0	457234	763
764	583696	445943744	27,6405	9,1418	2,88309	1,30890	2400,2	458434	764
765	585225	447697125	27,6586	9,1458	2,88366	1,30719	2403,3	459635	765
766	586756	449455096	27,6767	9,1498	2,88423	1,30548	2406,5	460837	766
767	588289	451217663	27,6948	9,1537	2,88480	1,30378	2409,6	462041	767
768	589824	452984832	27,7128	9,1577	2,88536	1,30208	2412,7	463247	768
769	591361	454756609	27,7308	9,1617	2,88593	1,30039	2415,9	464454	769
770	592900	456533000	27,7489	9,1657	2,88649	1,29870	2419,0	465663	770
771	594441	458314011	27,7669	9,1696	2,88705	1,29702	2422,2	466873	771
772	595984	460099648	27,7849	9,1736	2,88762	1,29534	2425,3	468085	772
773	597529	461889917	27,8029	9,1775	2,88818	1,29366	2428,5	469298	773
774	599076	463684824	27,8209	9,1815	2,88874	1,29199	2431,6	470513	774
775	600625	465484375	27,8388	9,1855	2,88930	1,29032	2434,7	471730	775
776	602176	467288576	27,8568	9,1894	2,88986	1,28866	2437,9	472948	776
777	603729	469097433	27,8747	9,1933	2,89042	1,28700	2441,0	474168	777
778	605284	470910952	27,8927	9,1973	2,89098	1,28535	2444,2	475389	778
779	606841	472729139	27,9106	9,2012	2,89154	1,28370	2447,3	476612	779
780	608400	474552000	27,9285	9,2052	2,89209	1,28205	2450,4	477836	780
781	609961	476379541	27,9464	9,2091	2,89265	1,28041	2453,6	479062	781
782	611524	478211768	27,9643	9,2130	2,89321	1,27877	2456,7	480290	782
783	613089	480048687	27,9821	9,2170	2,89376	1,27714	2459,9	481519	783
784	614656	481890304	28,0000	9,2209	2,89432	1,27551	2463,0	482750	784
785	616225	483736625	28,0179	9,2248	2,89487	1,27389	2466,2	483982	785
786	617796	485587656	28,0357	9,2287	2,89542	1,27226	2469,3	485216	786
787	619369	487443403	28,0535	9,2326	2,89597	1,27065	2472,4	486451	787
788	620944	489303872	28,0713	9,2365	2,89653	1,26904	2475,6	487688	788
789	622521	491169069	28,0891	9,2404	2,89708	1,26743	2478,7	488927	789
790	624100	493039000	28,1069	9,2443	2,89763	1,26582	2481,9	490167	790
791	625681	494913671	28,1247	9,2482	2,89818	1,26422	2485,0	491409	791
792	627264	496793088	28,1425	9,2521	2,89873	1,26263	2488,1	492652	792
793	628849	498677257	28,1603	9,2560	2,89927	1,26103	2491,3	493897	793
794	630436	500566184	28,1780	9,2599	2,89982	1,25945	2494,4	495143	794
795	632025	502459875	28,1957	9,2638	2,90037	1,25786	2497,6	496391	795
796	633616	504358330	28,2135	9,2677	2,90091	1,25628	2500,7	497641	796
797	635209	506261573	28,2312	9,2716	2,90146	1,25471	2503,8	498892	797
798	636804	508169592	28,2489	9,2754	2,90200	1,25313	2507,0	500145	798
799	638401	510082399	28,2666	9,2793	2,90255	1,25156	2510,1	501399	799
800	640000	512000000	28,2843	9,2832	2,90309	1,25000	2513,3	502655	800

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
800	640000	512000000	28,2843	9,2832	2,90309	1,25000	2513,3	502655	800
801	641601	513922401	28,3019	9,2870	2,90363	1,24844	2516,4	503912	801
802	643204	515849608	28,3196	9,2909	2,90417	1,24688	2519,6	505171	802
803	644809	517781627	28,3373	9,2948	2,90472	1,24533	2522,7	506432	803
804	646416	519718464	28,3549	9,2986	2,90526	1,24378	2525,8	507694	804
805	648025	521660125	28,3725	9,3025	2,90580	1,24224	2529,0	508958	805
806	649636	523606616	28,3901	9,3063	2,90634	1,24069	2532,1	510223	806
807	651249	525557943	28,4077	9,3102	2,90687	1,23916	2535,3	511490	807
808	652864	527514112	28,4253	9,3140	2,90741	1,23762	2538,4	512758	808
809	654481	529475129	28,4429	9,3179	2,90795	1,23609	2541,5	514028	809
810	656100	531441000	28,4605	9,3217	2,90849	1,23457	2544,7	515300	810
811	657721	533411731	28,4781	9,3255	2,90902	1,23305	2547,8	516573	811
812	659344	535387328	28,4956	9,3294	2,90956	1,23153	2551,0	517848	812
813	660969	537367797	28,5132	9,3332	2,91009	1,23001	2554,1	519124	813
814	662596	539353144	28,5307	9,3370	2,91062	1,22850	2557,3	520402	814
815	664225	541343375	28,5482	9,3408	2,91116	1,22699	2560,4	521681	815
816	665856	543338496	28,5657	9,3447	2,91169	1,22549	2563,5	522962	816
817	667489	545338513	28,5832	9,3485	2,91222	1,22399	2566,7	524245	817
818	669124	547343432	28,6007	9,3523	2,91275	1,22249	2569,8	525529	818
819	670761	549353259	28,6182	9,3561	2,91328	1,22100	2573,0	526814	819
820	672400	551368000	28,6356	9,3599	2,91381	1,21951	2576,1	528102	820
821	674041	553387661	28,6531	9,3637	2,91434	1,21803	2579,2	529391	821
822	675684	555412248	28,6705	9,3675	2,91487	1,21655	2582,4	530681	822
823	677329	557441767	28,6880	9,3713	2,91540	1,21507	2585,5	531973	823
824	678976	559476224	28,7054	9,3751	2,91593	1,21359	2588,7	533267	824
825	680625	561515625	28,7228	9,3789	2,91645	1,21212	2591,8	534562	825
826	682276	563559976	28,7402	9,3827	2,91698	1,21065	2595,0	535858	826
827	683929	565609283	28,7576	9,3865	2,91751	1,20919	2598,1	537157	827
828	685584	567663552	28,7750	9,3902	2,91803	1,20773	2601,2	538456	828
829	687241	569722789	28,7924	9,3940	2,91855	1,20627	2604,4	539758	829
830	688900	571787000	28,8097	9,3978	2,91908	1,20482	2607,5	541061	830
831	690561	573856191	28,8271	9,4016	2,91960	1,20337	2610,7	542365	831
832	692224	575930368	28,8444	9,4053	2,92012	1,20192	2613,8	543671	832
833	693889	578009537	28,8617	9,4091	2,92065	1,20048	2616,9	544979	833
834	695556	580093704	28,8791	9,4129	2,92117	1,19904	2620,1	546288	834
835	697225	582182875	28,8964	9,4166	2,92169	1,19760	2623,2	547599	835
836	698896	584277056	28,9137	9,4204	2,92221	1,19617	2626,4	548912	836
837	700569	586376253	28,9310	9,4241	2,92273	1,19474	2629,5	550226	837
838	702244	588480472	28,9482	9,4279	2,92324	1,19332	2632,7	551541	838
839	703921	590589719	28,9655	9,4316	2,92376	1,19190	2635,8	552858	839
840	705600	592704000	28,9828	9,4354	2,92428	1,19048	2638,9	554177	840
841	707281	594823321	29,0000	9,4391	2,92480	1,18906	2642,1	555497	841
842	708964	596947688	29,0172	9,4429	2,92531	1,18765	2645,2	556819	842
843	710649	599077107	29,0345	9,4466	2,92583	1,18624	2648,4	558142	843
844	712336	601211584	29,0517	9,4503	2,92634	1,18483	2651,5	559467	844
845	714025	603351125	29,0689	9,4541	2,92686	1,18343	2654,6	560794	845
846	715716	605495736	29,0861	9,4578	2,92737	1,18203	2657,8	562122	846
847	717409	607645423	29,1033	9,4615	2,92788	1,18064	2660,9	563452	847
848	719104	609800192	29,1204	9,4652	2,92840	1,17925	2664,1	564783	848
849	720801	611960049	29,1376	9,4690	2,92891	1,17786	2667,2	566116	849
850	722500	614125000	29,1548	9,4727	2,92942	1,17647	2670,4	567450	850

A. Tafeln der Potenzen, Wurzeln, Briggsschen Logarithmen etc. 19

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
850	722500	614125000	29,1548	9,4727	2,92942	1,17647	2670,4	567450	850
851	724201	616295051	29,1719	9,4764	2,92993	1,17509	2673,5	568786	851
852	725904	618470208	29,1890	9,4801	2,93044	1,17371	2676,6	570124	852
853	727609	620650477	29,2062	9,4838	2,93095	1,17233	2679,8	571463	853
854	729316	622835864	29,2233	9,4875	2,93146	1,17096	2682,9	572804	854
855	731025	625026375	29,2404	9,4912	2,93197	1,16959	2686,1	574146	855
856	732736	627222016	29,2575	9,4949	2,93247	1,16822	2689,2	575490	856
857	734449	629422793	29,2746	9,4986	2,93298	1,16686	2692,3	576835	857
858	736164	631628712	29,2916	9,5023	2,93349	1,16550	2695,5	578182	858
859	737881	633839779	29,3087	9,5060	2,93399	1,16414	2698,6	579530	859
860	739600	636056000	29,3258	9,5097	2,93450	1,16279	2701,8	580880	860
861	741321	638277381	29,3428	9,5134	2,93500	1,16144	2704,9	582232	861
862	743044	640503928	29,3598	9,5171	2,93551	1,16009	2708,1	583585	862
863	744769	642735647	29,3769	9,5207	2,93601	1,15875	2711,2	584940	863
864	746496	644972544	29,3939	9,5244	2,93651	1,15741	2714,3	586297	864
865	748225	647214625	29,4109	9,5281	2,93702	1,15607	2717,5	587655	865
866	749956	649461896	29,4279	9,5317	2,93752	1,15473	2720,6	589014	866
867	751689	651714363	29,4449	9,5354	2,93802	1,15340	2723,8	590375	867
868	753424	653972032	29,4618	9,5391	2,93852	1,15207	2726,9	591738	868
869	755161	656234909	29,4788	9,5427	2,93902	1,15075	2730,0	593102	869
870	756900	658503000	29,4958	9,5464	2,93952	1,14943	2733,2	594468	870
871	758641	660776311	29,5127	9,5501	2,94002	1,14811	2736,3	595835	871
872	760384	663054848	29,5296	9,5537	2,94052	1,14679	2739,5	597204	872
873	762129	665338617	29,5466	9,5574	2,94101	1,14548	2742,6	598575	873
874	763876	667627624	29,5635	9,5610	2,94151	1,14416	2745,8	599947	874
875	765625	669921875	29,5804	9,5647	2,94201	1,14286	2748,9	601320	875
876	767376	672221376	29,5973	9,5683	2,94250	1,14155	2752,0	602696	876
877	769129	674526133	29,6142	9,5719	2,94300	1,14025	2755,2	604073	877
878	770884	676836152	29,6311	9,5756	2,94349	1,13895	2758,3	605451	878
879	772641	679151439	29,6479	9,5792	2,94399	1,13766	2761,5	606831	879
880	774400	681472000	29,6648	9,5828	2,94448	1,13636	2764,6	608212	880
881	776161	683797841	29,6816	9,5865	2,94498	1,13507	2767,7	609595	881
882	777924	686128968	29,6985	9,5901	2,94547	1,13379	2770,9	610980	882
883	779689	688465387	29,7153	9,5937	2,94596	1,13250	2774,0	612366	883
884	781456	690807104	29,7321	9,5973	2,94645	1,13122	2777,2	613754	884
885	783225	693154125	29,7489	9,6010	2,94694	1,12994	2780,3	615143	885
886	784996	695506456	29,7658	9,6046	2,94743	1,12867	2783,5	616534	886
887	786769	697864103	29,7825	9,6082	2,94792	1,12740	2786,6	617927	887
888	788544	700227072	29,7993	9,6118	2,94841	1,12613	2789,7	619321	888
889	790321	702595369	29,8161	9,6154	2,94890	1,12486	2792,9	620717	889
890	792100	704969000	29,8329	9,6190	2,94939	1,12360	2796,0	622114	890
891	793881	707347971	29,8496	9,6226	2,94988	1,12233	2799,2	623513	891
892	795664	709732288	29,8664	9,6262	2,95036	1,12108	2802,3	624913	892
893	797449	712121957	29,8831	9,6298	2,95085	1,11982	2805,4	626315	893
894	799236	714516984	29,8998	9,6334	2,95134	1,11857	2808,6	627718	894
895	801025	716917375	29,9166	9,6370	2,95182	1,11732	2811,7	629124	895
896	802816	719323136	29,9333	9,6406	2,95231	1,11607	2814,9	630530	896
897	804609	721734273	29,9500	9,6442	2,95279	1,11483	2818,0	631938	897
898	806404	724150792	29,9666	9,6477	2,95328	1,11359	2821,2	633348	898
899	808201	726572699	29,9833	9,6513	2,95376	1,11235	2824,3	634760	899
900	810000	729000000	30,0000	9,6549	2,95424	1,11111	2827,4	636173	900

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[8]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
900	810000	729000000	30,0000	9,6549	2,95424	1,11111	2827,4	636173	900
901	811801	731432701	30,0167	9,6585	2,95472	1,10988	2830,6	637587	901
902	813604	733870808	30,0333	9,6620	2,95521	1,10865	2833,7	639003	902
903	815409	736314327	30,0500	9,6656	2,95569	1,10742	2836,9	640421	903
904	817216	738763264	30,0666	9,6692	2,95617	1,10619	2840,0	641840	904
905	819025	741217625	30,0832	9,6727	2,95665	1,10497	2843,1	643261	905
906	820836	743677416	30,0998	9,6763	2,95713	1,10375	2846,3	644683	906
907	822649	746142643	30,1164	9,6799	2,95761	1,10254	2849,4	646107	907
908	824464	748613312	30,1330	9,6834	2,95809	1,10132	2852,6	647533	908
909	826281	751089429	30,1496	9,6870	2,95856	1,10011	2855,7	648960	909
910	828100	753571000	30,1662	9,6905	2,95904	1,09890	2858,8	650388	910
911	829921	756058031	30,1828	9,6941	2,95952	1,09769	2862,0	651818	911
912	831744	758550528	30,1993	9,6976	2,95999	1,09649	2865,1	653250	912
913	833569	761048497	30,2159	9,7012	2,96047	1,09529	2868,3	654684	913
914	835396	763551944	30,2324	9,7047	2,96095	1,09409	2871,4	656118	914
915	837225	766060875	30,2490	9,7082	2,96142	1,09290	2874,6	657555	915
916	839056	768575296	30,2655	9,7118	2,96190	1,09170	2877,7	658993	916
917	840889	771095213	30,2820	9,7153	2,96237	1,09051	2880,8	660433	917
918	842724	773620632	30,2985	9,7188	2,96284	1,08932	2884,0	661874	918
919	844561	776151559	30,3150	9,7224	2,96332	1,08814	2887,1	663317	919
920	846400	778688000	30,3315	9,7259	2,96379	1,08696	2890,3	664761	920
921	848241	781229961	30,3480	9,7294	2,96426	1,08578	2893,4	666207	921
922	850084	783777448	30,3645	9,7329	2,96473	1,08460	2896,5	667654	922
923	851929	786330467	30,3809	9,7364	2,96520	1,08342	2899,7	669103	923
924	853776	788889024	30,3974	9,7400	2,96567	1,08225	2902,8	670554	924
925	855625	791453125	30,4138	9,7435	2,96614	1,08108	2906,0	672006	925
926	857476	794022776	30,4302	9,7470	2,96661	1,07991	2909,1	673460	926
927	859329	796597983	30,4467	9,7505	2,96708	1,07875	2912,3	674915	927
928	861184	799178752	30,4631	9,7540	2,96755	1,07759	2915,4	676372	928
929	863041	801765089	30,4795	9,7575	2,96802	1,07643	2918,5	677831	929
930	864900	804357000	30,4959	9,7610	2,96848	1,07527	2921,7	679291	930
931	866761	806954491	30,5123	9,7645	2,96895	1,07411	2924,8	680752	931
932	868624	809557568	30,5287	9,7680	2,96942	1,07296	2928,0	682216	932
933	870489	812166237	30,5450	9,7715	2,96988	1,07181	2931,1	683680	933
934	872356	814780504	30,5614	9,7750	2,97035	1,07066	2934,2	685147	934
935	874225	817400375	30,5778	9,7785	2,97081	1,06952	2937,4	686615	935
936	876096	820025856	30,5941	9,7819	2,97128	1,06838	2940,5	688084	936
937	877969	822656953	30,6105	9,7854	2,97174	1,06724	2943,7	689555	937
938	879844	825293672	30,6268	9,7889	2,97220	1,06610	2946,8	691028	938
939	881721	827936019	30,6431	9,7924	2,97267	1,06496	2950,0	692502	939
940	883600	830584000	30,6594	9,7959	2,97313	1,06383	2953,1	693978	940
941	885481	833237621	30,6757	9,7993	2,97359	1,06270	2956,2	695455	941
942	887364	835896888	30,6920	9,8028	2,97405	1,06157	2959,4	696934	942
943	889249	838561807	30,7083	9,8063	2,97451	1,06045	2962,5	698415	943
944	891136	841232384	30,7246	9,8097	2,97497	1,05932	2965,7	699897	944
945	893025	843908625	30,7409	9,8132	2,97543	1,05820	2968,8	701380	945
946	894916	846590536	30,7571	9,8167	2,97589	1,05708	2971,9	702865	946
947	896809	849278123	30,7734	9,8201	2,97635	1,05597	2975,1	704352	947
948	898704	851971392	30,7896	9,8236	2,97681	1,05485	2978,2	705840	948
949	900601	854670349	30,8058	9,8270	2,97727	1,05374	2981,4	707330	949
950	902500	857375000	30,8221	9,8305	2,97772	1,05263	2984,5	708822	950

A. Tafeln der Potenzen, Wurzeln, Briggschen Logarithmen etc. 21

n	n^2	n^3	\sqrt{n}	$\sqrt[3]{n}$	$\log n$	$\frac{1000}{n}$	πn	$\frac{\pi n^2}{4}$	n
950	902500	857375000	30,8221	9,8305	2,97772	1,05263	2984,5	708822	950
951	904401	860085351	30,8383	9,8339	2,97818	1,05152	2987,7	710315	951
952	906304	862801408	30,8545	9,8374	2,97864	1,05042	2990,8	711809	952
953	908209	865523177	30,8707	9,8408	2,97909	1,04932	2993,9	713306	953
954	910116	868250664	30,8869	9,8443	2,97955	1,04822	2997,1	714803	954
955	912025	870983875	30,9031	9,8477	2,98000	1,04712	3000,2	716303	955
956	913936	873722816	30,9192	9,8511	2,98046	1,04603	3003,4	717804	956
957	915849	876467493	30,9354	9,8546	2,98091	1,04493	3006,5	719306	957
958	917764	879217912	30,9516	9,8580	2,98137	1,04384	3009,6	720810	958
959	919681	881974079	30,9677	9,8614	2,98182	1,04275	3012,8	722316	959
960	921600	884736000	30,9839	9,8648	2,98227	1,04167	3015,9	723823	960
961	923521	887503681	31,0000	9,8683	2,98272	1,04058	3019,1	725332	961
962	925444	890277128	31,0161	9,8717	2,98318	1,03950	3022,2	726842	962
963	927369	893056347	31,0322	9,8751	2,98363	1,03842	3025,4	728354	963
964	929296	895841344	31,0483	9,8785	2,98408	1,03734	3028,5	729867	964
965	931225	898632125	31,0644	9,8819	2,98453	1,03627	3031,6	731382	965
966	933156	901428696	31,0805	9,8854	2,98498	1,03520	3034,8	732899	966
967	935089	904231063	31,0966	9,8888	2,98543	1,03413	3037,9	734417	967
968	937024	907039232	31,1127	9,8922	2,98588	1,03306	3041,1	735937	968
969	938961	909853209	31,1288	9,8956	2,98632	1,03199	3044,2	737458	969
970	940900	912673000	31,1448	9,8990	2,98677	1,03093	3047,3	738981	970
971	942841	915498611	31,1609	9,9024	2,98722	1,02987	3050,5	740506	971
972	944784	918330048	31,1769	9,9058	2,98767	1,02881	3053,6	742032	972
973	946729	921167317	31,1929	9,9092	2,98811	1,02775	3056,8	743559	973
974	948676	924010424	31,2090	9,9126	2,98856	1,02669	3059,9	745088	974
975	950625	926859375	31,2250	9,9160	2,98900	1,02564	3063,1	746619	975
976	952576	929714176	31,2410	9,9194	2,98945	1,02459	3066,2	748151	976
977	954529	932574833	31,2570	9,9227	2,98989	1,02354	3069,3	749685	977
978	956484	935441352	31,2730	9,9261	2,99034	1,02249	3072,5	751221	978
979	958441	938313739	31,2890	9,9295	2,99078	1,02145	3075,6	752758	979
980	960400	941192000	31,3050	9,9329	2,99123	1,02041	3078,8	754296	980
981	962361	944076141	31,3209	9,9363	2,99167	1,01937	3081,9	755837	981
982	964324	946966168	31,3369	9,9396	2,99211	1,01833	3085,0	757378	982
983	966289	949862087	31,3528	9,9430	2,99255	1,01729	3088,2	758922	983
984	968256	952763904	31,3688	9,9464	2,99300	1,01626	3091,3	760466	984
985	970225	955671625	31,3847	9,9497	2,99344	1,01523	3094,5	762013	985
986	972196	958585256	31,4006	9,9531	2,99388	1,01420	3097,6	763561	986
987	974169	961504803	31,4166	9,9565	2,99432	1,01317	3100,8	765111	987
988	976144	964430272	31,4325	9,9598	2,99476	1,01215	3103,9	766662	988
989	978121	967361669	31,4484	9,9632	2,99520	1,01112	3107,0	768214	989
990	980100	970299000	31,4643	9,9666	2,99564	1,01010	3110,2	769769	990
991	982081	973242271	31,4802	9,9699	2,99607	1,00908	3113,3	771325	991
992	984064	976191488	31,4960	9,9733	2,99651	1,00806	3116,5	772882	992
993	986049	979146657	31,5119	9,9766	2,99695	1,00705	3119,6	774441	993
994	988036	982107784	31,5278	9,9800	2,99739	1,00604	3122,7	776002	994
995	990025	985074875	31,5436	9,9833	2,99782	1,00503	3125,9	777564	995
996	992016	988047936	31,5595	9,9866	2,99826	1,00402	3129,0	779128	996
997	994009	991026973	31,5753	9,9900	2,99870	1,00301	3132,2	780693	997
998	996004	994011992	31,5911	9,9933	2,99913	1,00200	3135,3	782260	998
999	998001	997002999	31,6070	9,9967	2,99957	1,00100	3138,5	783828	999

<i>N</i>	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	— ∞	0,0000	0,6931	1,0986	1,3863	1,6094	1,7918	1,9459	2,0794	2,1972
10	2,3026	2,3979	2,4849	2,5649	2,6391	2,7081	2,7726	2,8332	2,8904	2,9444
20	2,9957	3,0445	3,0910	3,1355	3,1781	3,2189	3,2581	3,2958	3,3322	3,3673
30	3,4012	3,4340	3,4657	3,4965	3,5264	3,5553	3,5835	3,6109	3,6376	3,6636
40	3,6889	3,7136	3,7377	3,7612	3,7842	3,8067	3,8286	3,8501	3,8712	3,8918
50	3,9120	3,9318	3,9512	3,9703	3,9890	4,0073	4,0254	4,0431	4,0604	4,0775
60	4,0943	4,1109	4,1271	4,1431	4,1589	4,1744	4,1897	4,2047	4,2195	4,2341
70	4,2485	4,2627	4,2767	4,2905	4,3041	4,3175	4,3307	4,3438	4,3567	4,3694
80	4,3820	4,3944	4,4067	4,4188	4,4308	4,4427	4,4543	4,4659	4,4773	4,4886
90	4,4998	4,5109	4,5218	4,5326	4,5433	4,5539	4,5643	4,5747	4,5850	4,5951
100	4,6052	4,6151	4,6250	4,6347	4,6444	4,6540	4,6634	4,6728	4,6821	4,6913
110	4,7005	4,7095	4,7185	4,7274	4,7362	4,7449	4,7536	4,7622	4,7707	4,7791
120	4,7875	4,7958	4,8040	4,8122	4,8203	4,8283	4,8363	4,8442	4,8520	4,8598
130	4,8675	4,8752	4,8828	4,8903	4,8978	4,9053	4,9127	4,9200	4,9273	4,9345
140	4,9416	4,9488	4,9558	4,9628	4,9698	4,9767	4,9836	4,9904	4,9972	5,0039
150	5,0106	5,0173	5,0239	5,0304	5,0370	5,0434	5,0499	5,0562	5,0626	5,0689
160	5,0752	5,0814	5,0876	5,0938	5,0999	5,1059	5,1120	5,1180	5,1240	5,1299
170	5,1358	5,1417	5,1475	5,1533	5,1591	5,1648	5,1705	5,1761	5,1818	5,1874
180	5,1930	5,1985	5,2040	5,2095	5,2149	5,2204	5,2257	5,2311	5,2364	5,2417
190	5,2470	5,2523	5,2575	5,2627	5,2679	5,2730	5,2781	5,2832	5,2883	5,2933
200	5,2983	5,3033	5,3083	5,3132	5,3181	5,3230	5,3279	5,3327	5,3375	5,3423
210	5,3471	5,3519	5,3566	5,3613	5,3660	5,3706	5,3753	5,3799	5,3845	5,3891
220	5,3936	5,3982	5,4027	5,4072	5,4116	5,4161	5,4205	5,4250	5,4293	5,4337
230	5,4381	5,4424	5,4467	5,4510	5,4553	5,4596	5,4638	5,4681	5,4723	5,4765
240	5,4806	5,4848	5,4889	5,4931	5,4972	5,5013	5,5053	5,5094	5,5134	5,5175
250	5,5215	5,5255	5,5294	5,5334	5,5373	5,5413	5,5452	5,5491	5,5530	5,5568
260	5,5607	5,5645	5,5683	5,5722	5,5759	5,5797	5,5835	5,5872	5,5910	5,5947
270	5,5984	5,6021	5,6058	5,6095	5,6131	5,6168	5,6204	5,6240	5,6276	5,6312
280	5,6348	5,6384	5,6419	5,6454	5,6490	5,6525	5,6560	5,6595	5,6630	5,6664
290	5,6699	5,6733	5,6768	5,6802	5,6836	5,6870	5,6904	5,6937	5,6971	5,7004
300	5,7038	5,7071	5,7104	5,7137	5,7170	5,7203	5,7236	5,7268	5,7301	5,7333
310	5,7366	5,7398	5,7430	5,7462	5,7494	5,7526	5,7557	5,7589	5,7621	5,7652
320	5,7683	5,7714	5,7746	5,7777	5,7807	5,7838	5,7869	5,7900	5,7930	5,7961
330	5,7991	5,8021	5,8051	5,8081	5,8111	5,8141	5,8171	5,8201	5,8230	5,8260
340	5,8289	5,8319	5,8348	5,8377	5,8406	5,8435	5,8464	5,8493	5,8522	5,8551
350	5,8579	5,8608	5,8636	5,8665	5,8693	5,8721	5,8749	5,8777	5,8805	5,8833
360	5,8861	5,8889	5,8916	5,8944	5,8972	5,8999	5,9026	5,9054	5,9081	5,9108
370	5,9135	5,9162	5,9189	5,9216	5,9243	5,9269	5,9296	5,9322	5,9349	5,9375
380	5,9402	5,9428	5,9454	5,9480	5,9506	5,9532	5,9558	5,9584	5,9610	5,9636
390	5,9661	5,9687	5,9713	5,9738	5,9764	5,9789	5,9814	5,9839	5,9865	5,9890
400	5,9915	5,9940	5,9965	5,9989	6,0014	6,0039	6,0064	6,0088	6,0113	6,0137
410	6,0162	6,0186	6,0210	6,0234	6,0259	6,0283	6,0307	6,0331	6,0355	6,0379
420	6,0403	6,0426	6,0450	6,0474	6,0497	6,0521	6,0544	6,0568	6,0591	6,0615
430	6,0638	6,0661	6,0684	6,0707	6,0730	6,0753	6,0776	6,0799	6,0822	6,0845
440	6,0868	6,0890	6,0913	6,0936	6,0958	6,0981	6,1003	6,1026	6,1048	6,1070
450	6,1092	6,1115	6,1137	6,1159	6,1181	6,1203	6,1225	6,1247	6,1269	6,1291
460	6,1312	6,1334	6,1356	6,1377	6,1399	6,1420	6,1442	6,1463	6,1485	6,1506
470	6,1527	6,1549	6,1570	6,1591	6,1612	6,1633	6,1654	6,1675	6,1696	6,1717
480	6,1738	6,1759	6,1779	6,1800	6,1821	6,1841	6,1862	6,1883	6,1903	6,1924
490	6,1944	6,1964	6,1985	6,2005	6,2025	6,2046	6,2066	6,2086	6,2106	6,2126

<i>N</i>	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
500	6,2146	6,2166	6,2186	6,2206	6,2226	6,2246	6,2265	6,2285	6,2305	6,2324
510	6,2344	6,2364	6,2383	6,2403	6,2422	6,2442	6,2461	6,2480	6,2500	6,2519
520	6,2538	6,2558	6,2577	6,2596	6,2615	6,2634	6,2653	6,2672	6,2691	6,2710
530	6,2729	6,2748	6,2766	6,2785	6,2804	6,2823	6,2841	6,2860	6,2879	6,2897
540	6,2916	6,2934	6,2953	6,2971	6,2989	6,3008	6,3026	6,3044	6,3063	6,3081
550	6,3099	6,3117	6,3135	6,3154	6,3172	6,3190	6,3208	6,3226	6,3244	6,3261
560	6,3279	6,3297	6,3315	6,3333	6,3351	6,3368	6,3386	6,3404	6,3421	6,3439
570	6,3456	6,3474	6,3491	6,3509	6,3526	6,3544	6,3561	6,3578	6,3596	6,3613
580	6,3630	6,3648	6,3665	6,3682	6,3699	6,3716	6,3733	6,3750	6,3767	6,3784
590	6,3801	6,3818	6,3835	6,3852	6,3869	6,3886	6,3902	6,3919	6,3936	6,3953
600	6,3969	6,3986	6,4003	6,4019	6,4036	6,4052	6,4069	6,4085	6,4102	6,4118
610	6,4135	6,4151	6,4167	6,4184	6,4200	6,4216	6,4232	6,4249	6,4265	6,4281
620	6,4297	6,4313	6,4329	6,4345	6,4362	6,4378	6,4394	6,4409	6,4425	6,4441
630	6,4457	6,4473	6,4489	6,4505	6,4520	6,4536	6,4552	6,4568	6,4583	6,4599
640	6,4615	6,4630	6,4646	6,4661	6,4677	6,4693	6,4708	6,4723	6,4739	6,4754
650	6,4770	6,4785	6,4800	6,4816	6,4831	6,4846	6,4862	6,4877	6,4892	6,4907
660	6,4922	6,4938	6,4953	6,4968	6,4983	6,4998	6,5013	6,5028	6,5043	6,5058
670	6,5073	6,5088	6,5103	6,5117	6,5132	6,5147	6,5162	6,5177	6,5191	6,5206
680	6,5221	6,5236	6,5250	6,5265	6,5280	6,5294	6,5309	6,5323	6,5338	6,5352
690	6,5367	6,5381	6,5396	6,5410	6,5425	6,5439	6,5453	6,5468	6,5482	6,5497
700	6,5511	6,5525	6,5539	6,5554	6,5568	6,5582	6,5596	6,5610	6,5624	6,5639
710	6,5653	6,5667	6,5681	6,5695	6,5709	6,5723	6,5737	6,5751	6,5765	6,5779
720	6,5793	6,5806	6,5820	6,5834	6,5848	6,5862	6,5876	6,5889	6,5903	6,5917
730	6,5930	6,5944	6,5958	6,5971	6,5985	6,5999	6,6012	6,6026	6,6039	6,6053
740	6,6067	6,6080	6,6093	6,6107	6,6120	6,6134	6,6147	6,6161	6,6174	6,6187
750	6,6201	6,6214	6,6227	6,6241	6,6254	6,6267	6,6280	6,6294	6,6307	6,6320
760	6,6333	6,6346	6,6359	6,6373	6,6386	6,6399	6,6412	6,6425	6,6438	6,6451
770	6,6464	6,6477	6,6490	6,6503	6,6516	6,6529	6,6542	6,6554	6,6567	6,6580
780	6,6593	6,6606	6,6619	6,6631	6,6644	6,6657	6,6670	6,6682	6,6695	6,6708
790	6,6720	6,6733	6,6746	6,6758	6,6771	6,6783	6,6796	6,6809	6,6821	6,6834
800	6,6846	6,6859	6,6871	6,6884	6,6896	6,6908	6,6921	6,6933	6,6946	6,6958
810	6,6970	6,6983	6,6995	6,7007	6,7020	6,7032	6,7044	6,7056	6,7069	6,7081
820	6,7093	6,7105	6,7117	6,7130	6,7142	6,7154	6,7166	6,7178	6,7190	6,7202
830	6,7214	6,7226	6,7238	6,7250	6,7262	6,7274	6,7286	6,7298	6,7310	6,7322
840	6,7334	6,7346	6,7358	6,7370	6,7382	6,7393	6,7405	6,7417	6,7429	6,7441
850	6,7452	6,7464	6,7476	6,7488	6,7499	6,7511	6,7523	6,7534	6,7546	6,7558
860	6,7569	6,7581	6,7593	6,7604	6,7616	6,7627	6,7639	6,7650	6,7662	6,7673
870	6,7685	6,7696	6,7708	6,7719	6,7731	6,7742	6,7754	6,7765	6,7776	6,7788
880	6,7799	6,7811	6,7822	6,7833	6,7845	6,7856	6,7867	6,7878	6,7890	6,7901
890	6,7912	6,7923	6,7935	6,7946	6,7957	6,7968	6,7979	6,7991	6,8002	6,8013
900	6,8024	6,8035	6,8046	6,8057	6,8068	6,8079	6,8090	6,8101	6,8112	6,8123
910	6,8134	6,8145	6,8156	6,8167	6,8178	6,8189	6,8200	6,8211	6,8222	6,8233
920	6,8244	6,8255	6,8265	6,8276	6,8287	6,8298	6,8309	6,8320	6,8330	6,8341
930	6,8352	6,8363	6,8373	6,8384	6,8395	6,8405	6,8416	6,8427	6,8437	6,8448
940	6,8459	6,8469	6,8480	6,8491	6,8501	6,8512	6,8522	6,8533	6,8544	6,8554
950	6,8565	6,8575	6,8586	6,8596	6,8607	6,8617	6,8628	6,8638	6,8648	6,8659
960	6,8669	6,8680	6,8690	6,8701	6,8711	6,8721	6,8732	6,8742	6,8752	6,8763
970	6,8773	6,8783	6,8794	6,8804	6,8814	6,8824	6,8835	6,8845	6,8855	6,8865
980	6,8876	6,8886	6,8896	6,8906	6,8916	6,8926	6,8937	6,8947	6,8957	6,8967
990	6,8977	6,8987	6,8997	6,9007	6,9017	6,9027	6,9037	6,9047	6,9057	6,9068

Grad	Sinus							
	0'	10'	20'	30'	40'	50'	60'	
0	0,00000	0,00291	0,00582	0,00873	0,01164	0,01454	0,01745	89
1	0,01745	0,02036	0,02327	0,02618	0,02908	0,03199	0,03490	88
2	0,03490	0,03781	0,04071	0,04362	0,04653	0,04943	0,05234	87
3	0,05234	0,05524	0,05814	0,06105	0,06395	0,06685	0,06976	86
4	0,06976	0,07266	0,07556	0,07846	0,08136	0,08426	0,08716	85
5	0,08716	0,09005	0,09295	0,09585	0,09874	0,10164	0,10453	84
6	0,10453	0,10742	0,11031	0,11320	0,11609	0,11898	0,12187	83
7	0,12187	0,12476	0,12764	0,13053	0,13341	0,13629	0,13917	82
8	0,13917	0,14205	0,14493	0,14781	0,15069	0,15356	0,15643	81
9	0,15643	0,15931	0,16218	0,16505	0,16792	0,17078	0,17365	80
10	0,17365	0,17651	0,17937	0,18224	0,18509	0,18795	0,19081	79
11	0,19081	0,19366	0,19652	0,19937	0,20222	0,20507	0,20791	78
12	0,20791	0,21076	0,21360	0,21644	0,21928	0,22212	0,22495	77
13	0,22495	0,22778	0,23062	0,23345	0,23627	0,23910	0,24192	76
14	0,24192	0,24474	0,24756	0,25038	0,25320	0,25601	0,25882	75
15	0,25882	0,26163	0,26443	0,26724	0,27004	0,27284	0,27564	74
16	0,27564	0,27843	0,28123	0,28402	0,28680	0,28959	0,29237	73
17	0,29237	0,29515	0,29793	0,30071	0,30348	0,30625	0,30902	72
18	0,30902	0,31178	0,31454	0,31730	0,32006	0,32282	0,32557	71
19	0,32557	0,32832	0,33106	0,33381	0,33655	0,33929	0,34202	70
20	0,34202	0,34475	0,34748	0,35021	0,35293	0,35565	0,35837	69
21	0,35837	0,36108	0,36379	0,36650	0,36921	0,37191	0,37461	68
22	0,37461	0,37730	0,37999	0,38268	0,38537	0,38805	0,39073	67
23	0,39073	0,39341	0,39608	0,39875	0,40141	0,40408	0,40674	66
24	0,40674	0,40939	0,41204	0,41469	0,41734	0,41998	0,42262	65
25	0,42262	0,42525	0,42788	0,43051	0,43313	0,43575	0,43837	64
26	0,43837	0,44098	0,44359	0,44620	0,44880	0,45140	0,45399	63
27	0,45399	0,45658	0,45917	0,46175	0,46433	0,46690	0,46947	62
28	0,46947	0,47204	0,47460	0,47716	0,47971	0,48226	0,48481	61
29	0,48481	0,48735	0,48989	0,49242	0,49495	0,49748	0,50000	60
30	0,50000	0,50252	0,50503	0,50754	0,51004	0,51254	0,51504	59
31	0,51504	0,51753	0,52002	0,52250	0,52498	0,52745	0,52992	58
32	0,52992	0,53238	0,53484	0,53730	0,53975	0,54220	0,54464	57
33	0,54464	0,54708	0,54951	0,55194	0,55436	0,55678	0,55919	56
34	0,55919	0,56160	0,56401	0,56641	0,56880	0,57119	0,57358	55
35	0,57358	0,57596	0,57833	0,58070	0,58307	0,58543	0,58779	54
36	0,58779	0,59014	0,59248	0,59482	0,59716	0,59949	0,60182	53
37	0,60182	0,60414	0,60645	0,60876	0,61107	0,61337	0,61566	52
38	0,61566	0,61795	0,62024	0,62251	0,62479	0,62706	0,62932	51
39	0,62932	0,63158	0,63383	0,63608	0,63832	0,64056	0,64279	50
40	0,64279	0,64501	0,64723	0,64945	0,65166	0,65386	0,65606	49
41	0,65606	0,65825	0,66044	0,66262	0,66480	0,66697	0,66913	48
42	0,66913	0,67129	0,67344	0,67559	0,67773	0,67987	0,68200	47
43	0,68200	0,68412	0,68624	0,68835	0,69046	0,69256	0,69466	46
44	0,69466	0,69675	0,69883	0,70091	0,70298	0,70505	0,70711	45
	60'	50'	40'	30'	20'	10'	0'	Grad
	Cosinus							

Grad	Cosinus							Grad
	0'	10'	20'	30'	40'	50'	60'	
0	1,00000	1,00000	0,99998	0,99996	0,99993	0,99989	0,99985	89
1	0,99985	0,99979	0,99973	0,99966	0,99958	0,99949	0,99939	88
2	0,99939	0,99929	0,99917	0,99905	0,99892	0,99878	0,99863	87
3	0,99863	0,99847	0,99831	0,99813	0,99795	0,99776	0,99756	86
4	0,99756	0,99736	0,99714	0,99692	0,99668	0,99644	0,99619	85
5	0,99619	0,99594	0,99567	0,99540	0,99511	0,99482	0,99452	84
6	0,99452	0,99421	0,99390	0,99357	0,99324	0,99290	0,99255	83
7	0,99255	0,99219	0,99182	0,99144	0,99106	0,99067	0,99027	82
8	0,99027	0,98986	0,98944	0,98902	0,98858	0,98814	0,98769	81
9	0,98769	0,98723	0,98676	0,98629	0,98580	0,98531	0,98481	80
10	0,98481	0,98430	0,98378	0,98325	0,98272	0,98218	0,98163	79
11	0,98163	0,98107	0,98050	0,97992	0,97934	0,97875	0,97815	78
12	0,97815	0,97754	0,97692	0,97630	0,97566	0,97502	0,97437	77
13	0,97437	0,97371	0,97304	0,97237	0,97169	0,97100	0,97030	76
14	0,97030	0,96959	0,96887	0,96815	0,96742	0,96667	0,96593	75
15	0,96593	0,96517	0,96440	0,96363	0,96285	0,96206	0,96126	74
16	0,96126	0,96046	0,95964	0,95882	0,95799	0,95715	0,95630	73
17	0,95630	0,95545	0,95459	0,95372	0,95284	0,95195	0,95106	72
18	0,95106	0,95015	0,94924	0,94832	0,94740	0,94646	0,94552	71
19	0,94552	0,94457	0,94361	0,94264	0,94167	0,94068	0,93969	70
20	0,93969	0,93869	0,93769	0,93667	0,93565	0,93462	0,93358	69
21	0,93358	0,93253	0,93148	0,93042	0,92935	0,92827	0,92718	68
22	0,92718	0,92609	0,92499	0,92388	0,92276	0,92164	0,92050	67
23	0,92050	0,91936	0,91822	0,91706	0,91590	0,91472	0,91355	66
24	0,91355	0,91236	0,91116	0,90996	0,90875	0,90753	0,90631	65
25	0,90631	0,90507	0,90383	0,90259	0,90133	0,90007	0,89879	64
26	0,89879	0,89752	0,89623	0,89493	0,89363	0,89232	0,89101	63
27	0,89101	0,88968	0,88835	0,88701	0,88566	0,88431	0,88295	62
28	0,88295	0,88158	0,88020	0,87882	0,87743	0,87603	0,87462	61
29	0,87462	0,87321	0,87178	0,87036	0,86892	0,86748	0,86603	60
30	0,86603	0,86457	0,86310	0,86163	0,86015	0,85866	0,85717	59
31	0,85717	0,85567	0,85416	0,85264	0,85112	0,84959	0,84805	58
32	0,84805	0,84650	0,84495	0,84339	0,84182	0,84025	0,83867	57
33	0,83867	0,83708	0,83549	0,83389	0,83228	0,83066	0,82904	56
34	0,82904	0,82741	0,82577	0,82413	0,82248	0,82082	0,81915	55
35	0,81915	0,81748	0,81580	0,81412	0,81242	0,81072	0,80902	54
36	0,80902	0,80730	0,80558	0,80386	0,80212	0,80038	0,79864	53
37	0,79864	0,79688	0,79512	0,79335	0,79158	0,78980	0,78801	52
38	0,78801	0,78622	0,78442	0,78261	0,78079	0,77897	0,77715	51
39	0,77715	0,77531	0,77347	0,77162	0,76977	0,76791	0,76604	50
40	0,76604	0,76417	0,76229	0,76041	0,75851	0,75661	0,75471	49
41	0,75471	0,75280	0,75088	0,74896	0,74703	0,74509	0,74314	48
42	0,74314	0,74120	0,73924	0,73728	0,73531	0,73333	0,73135	47
43	0,73135	0,72937	0,72737	0,72537	0,72337	0,72136	0,71934	46
44	0,71934	0,71732	0,71529	0,71325	0,71121	0,70916	0,70711	45
	60'	50'	40'	30'	20'	10'	0'	
	Sinus							

Grad	Tangens							Grad
	0'	10'	20'	30'	40'	50'	60'	
0	0,00000	0,00291	0,00582	0,00873	0,01164	0,01455	0,01746	89
1	0,01746	0,02036	0,02328	0,02619	0,02910	0,03201	0,03492	88
2	0,03492	0,03783	0,04075	0,04366	0,04658	0,04949	0,05241	87
3	0,05241	0,05533	0,05824	0,06116	0,06408	0,06700	0,06993	86
4	0,06993	0,07285	0,07578	0,07870	0,08163	0,08456	0,08749	85
5	0,08749	0,09042	0,09335	0,09629	0,09923	0,10216	0,10510	84
6	0,10510	0,10805	0,11099	0,11394	0,11688	0,11983	0,12278	83
7	0,12278	0,12574	0,12869	0,13165	0,13461	0,13758	0,14054	82
8	0,14054	0,14351	0,14648	0,14945	0,15243	0,15540	0,15838	81
9	0,15838	0,16137	0,16435	0,16734	0,17033	0,17333	0,17633	80
10	0,17633	0,17933	0,18233	0,18534	0,18835	0,19136	0,19438	79
11	0,19438	0,19740	0,20042	0,20345	0,20648	0,20952	0,21256	78
12	0,21256	0,21560	0,21864	0,22169	0,22475	0,22781	0,23087	77
13	0,23087	0,23393	0,23700	0,24008	0,24316	0,24624	0,24933	76
14	0,24933	0,25242	0,25552	0,25862	0,26172	0,26483	0,26795	75
15	0,26795	0,27107	0,27419	0,27732	0,28046	0,28360	0,28675	74
16	0,28675	0,28990	0,29305	0,29621	0,29938	0,30255	0,30573	73
17	0,30573	0,30891	0,31210	0,31530	0,31850	0,32171	0,32492	72
18	0,32492	0,32814	0,33136	0,33460	0,33783	0,34108	0,34433	71
19	0,34433	0,34758	0,35085	0,35412	0,35740	0,36068	0,36397	70
20	0,36397	0,36727	0,37057	0,37388	0,37720	0,38053	0,38386	69
21	0,38386	0,38721	0,39055	0,39391	0,39727	0,40065	0,40403	68
22	0,40403	0,40741	0,41081	0,41421	0,41763	0,42105	0,42447	67
23	0,42447	0,42791	0,43136	0,43481	0,43828	0,44175	0,44523	66
24	0,44523	0,44872	0,45222	0,45573	0,45924	0,46277	0,46631	65
25	0,46631	0,46985	0,47341	0,47698	0,48055	0,48414	0,48773	64
26	0,48773	0,49134	0,49495	0,49858	0,50222	0,50587	0,50953	63
27	0,50953	0,51319	0,51688	0,52057	0,52427	0,52798	0,53171	62
28	0,53171	0,53545	0,53920	0,54296	0,54673	0,55051	0,55431	61
29	0,55431	0,55812	0,56194	0,56577	0,56962	0,57348	0,57735	60
30	0,57735	0,58124	0,58513	0,58905	0,59297	0,59691	0,60086	59
31	0,60086	0,60483	0,60881	0,61280	0,61681	0,62083	0,62487	58
32	0,62487	0,62892	0,63299	0,63707	0,64117	0,64528	0,64941	57
33	0,64941	0,65355	0,65771	0,66189	0,66608	0,67028	0,67451	56
34	0,67451	0,67875	0,68301	0,68728	0,69157	0,69588	0,70021	55
35	0,70021	0,70455	0,70891	0,71329	0,71769	0,72211	0,72654	54
36	0,72654	0,73100	0,73547	0,73996	0,74447	0,74900	0,75355	53
37	0,75355	0,75812	0,76272	0,76733	0,77196	0,77661	0,78129	52
38	0,78129	0,78598	0,79070	0,79544	0,80020	0,80498	0,80978	51
39	0,80978	0,81461	0,81946	0,82434	0,82923	0,83415	0,83910	50
40	0,83910	0,84407	0,84906	0,85408	0,85912	0,86419	0,86929	49
41	0,86929	0,87441	0,87955	0,88473	0,88992	0,89515	0,90040	48
42	0,90040	0,90569	0,91099	0,91633	0,92170	0,92709	0,93252	47
43	0,93252	0,93797	0,94345	0,94896	0,95451	0,96008	0,96569	46
44	0,96569	0,97133	0,97700	0,98270	0,98843	0,99420	1,00000	45
	60'	50'	40'	30'	20'	10'	0'	Grad
Cotangens								

Grad	Cotangens							Grad
	0'	10'	20'	30'	40'	50'	60'	
0	∞	343,77371	171,88540	114,58865	85,93979	68,75009	57,28996	89
1	57,28996	49,10388	42,96408	38,18846	34,36777	31,24158	28,63625	88
2	28,63625	26,43160	24,54176	22,90377	21,47040	20,20555	19,08114	87
3	19,08114	18,07498	17,16934	16,34986	15,60478	14,92442	14,30067	86
4	14,30067	13,72674	13,19688	12,70621	12,25051	11,82617	11,43005	85
5	11,43005	11,05943	10,71191	10,38540	10,07803	9,78817	9,51436	84
6	9,51436	9,25530	9,00983	8,77689	8,55555	8,34496	8,14435	83
7	8,14435	7,95302	7,77035	7,59575	7,42871	7,26873	7,11537	82
8	7,11537	6,96823	6,82694	6,69116	6,56055	6,43484	6,31375	81
9	6,31375	6,19703	6,08444	5,97576	5,87080	5,76937	5,67128	80
10	5,67128	5,57638	5,48451	5,39552	5,30928	5,22566	5,14455	79
11	5,14455	5,06584	4,98940	4,91516	4,84300	4,77286	4,70463	78
12	4,70463	4,63825	4,57363	4,51071	4,44942	4,38969	4,33148	77
13	4,33148	4,27471	4,21933	4,16530	4,11256	4,06107	4,01078	76
14	4,01078	3,96165	3,91364	3,86671	3,82083	3,77595	3,73205	75
15	3,73205	3,68909	3,64705	3,60588	3,56557	3,52609	3,48741	74
16	3,48741	3,44951	3,41236	3,37594	3,34023	3,30521	3,27085	73
17	3,27085	3,23714	3,20406	3,17159	3,13972	3,10842	3,07768	72
18	3,07768	3,04749	3,01782	2,98869	2,96004	2,93189	2,90421	71
19	2,90421	2,87700	2,85023	2,82391	2,79802	2,77254	2,74748	70
20	2,74748	2,72281	2,69853	2,67462	2,65109	2,62791	2,60509	69
21	2,60509	2,58261	2,56046	2,53865	2,51715	2,49597	2,47509	68
22	2,47509	2,45451	2,43422	2,41421	2,39449	2,37504	2,35585	67
23	2,35585	2,33693	2,31826	2,29984	2,28167	2,26374	2,24604	66
24	2,24604	2,22857	2,21132	2,19430	2,17749	2,16090	2,14451	65
25	2,14451	2,12832	2,11233	2,09654	2,08094	2,06553	2,05030	64
26	2,05030	2,03526	2,02039	2,00569	1,99116	1,97680	1,96261	63
27	1,96261	1,94858	1,93470	1,92098	1,90741	1,89400	1,88073	62
28	1,88073	1,86760	1,85462	1,84177	1,82906	1,81649	1,80405	61
29	1,80405	1,79174	1,77955	1,76749	1,75556	1,74375	1,73205	60
30	1,73205	1,72047	1,70901	1,69766	1,68643	1,67530	1,66428	59
31	1,66428	1,65337	1,64256	1,63185	1,62125	1,61074	1,60033	58
32	1,60033	1,59002	1,57981	1,56969	1,55966	1,54972	1,53987	57
33	1,53987	1,53010	1,52043	1,51084	1,50133	1,49190	1,48256	56
34	1,48256	1,47330	1,46411	1,45501	1,44598	1,43703	1,42815	55
35	1,42815	1,41934	1,41061	1,40195	1,39336	1,38484	1,37638	54
36	1,37638	1,36800	1,35968	1,35142	1,34323	1,33511	1,32704	53
37	1,32704	1,31904	1,31110	1,30323	1,29541	1,28764	1,27994	52
38	1,27994	1,27230	1,26471	1,25717	1,24969	1,24227	1,23490	51
39	1,23490	1,22758	1,22031	1,21310	1,20593	1,19882	1,19175	50
40	1,19175	1,18474	1,17777	1,17085	1,16398	1,15715	1,15037	49
41	1,15037	1,14363	1,13694	1,13029	1,12369	1,11713	1,11061	48
42	1,11061	1,10414	1,09770	1,09131	1,08496	1,07864	1,07237	47
43	1,07237	1,06613	1,05994	1,05378	1,04766	1,04158	1,03553	46
44	1,03553	1,02952	1,02355	1,01761	1,01170	1,00583	1,00000	45
	60'	50'	40'	30'	20'	10'	0'	
	Tangens							

28 D. Bogenlängen, Bogenhöhen, Sehnenlängen und Kreisabschnitte für den Halbmesser = 1.

Centriwinkel in Grad	Bogenlänge	Bogenhöhe	Sehnenlänge	Inhalt des Kreisabschnittes	Centriwinkel in Grad	Bogenlänge	Bogenhöhe	Sehnenlänge	Inhalt des Kreisabschnittes
1	0,0175	0,0000	0,0175	0,00000	46	0,8029	0,0795	0,7815	0,04176
2	0,0349	0,0002	0,0349	0,00000	47	0,8203	0,0829	0,7975	0,04448
3	0,0524	0,0003	0,0524	0,00001	48	0,8378	0,0865	0,8135	0,04731
4	0,0698	0,0006	0,0698	0,00003	49	0,8552	0,0900	0,8294	0,05025
5	0,0873	0,0010	0,0872	0,00006	50	0,8727	0,0937	0,8452	0,05331
6	0,1047	0,0014	0,1047	0,00010	51	0,8901	0,0974	0,8610	0,05649
7	0,1222	0,0019	0,1221	0,00015	52	0,9076	0,1012	0,8767	0,05978
8	0,1396	0,0024	0,1395	0,00023	53	0,9250	0,1051	0,8924	0,06319
9	0,1571	0,0031	0,1569	0,00032	54	0,9425	0,1090	0,9080	0,06673
10	0,1745	0,0038	0,1743	0,00044	55	0,9599	0,1130	0,9235	0,07039
11	0,1920	0,0046	0,1917	0,00059	56	0,9774	0,1171	0,9389	0,07417
12	0,2094	0,0055	0,2091	0,00076	57	0,9948	0,1212	0,9543	0,07808
13	0,2269	0,0064	0,2264	0,00097	58	1,0123	0,1254	0,9696	0,08212
14	0,2443	0,0075	0,2437	0,00121	59	1,0297	0,1296	0,9848	0,08629
15	0,2618	0,0086	0,2611	0,00149	60	1,0472	0,1340	1,0000	0,09059
16	0,2793	0,0097	0,2783	0,00181	61	1,0647	0,1384	1,0151	0,09502
17	0,2967	0,0110	0,2956	0,00217	62	1,0821	0,1428	1,0301	0,09958
18	0,3142	0,0123	0,3129	0,00257	63	1,0996	0,1474	1,0450	0,10428
19	0,3316	0,0137	0,3301	0,00302	64	1,1170	0,1520	1,0598	0,10911
20	0,3491	0,0152	0,3473	0,00352	65	1,1345	0,1566	1,0746	0,11408
21	0,3665	0,0167	0,3645	0,00408	66	1,1519	0,1613	1,0893	0,11919
22	0,3840	0,0184	0,3816	0,00468	67	1,1694	0,1661	1,1039	0,12443
23	0,4014	0,0201	0,3987	0,00535	68	1,1868	0,1710	1,1184	0,12982
24	0,4189	0,0219	0,4158	0,00607	69	1,2043	0,1759	1,1328	0,13535
25	0,4363	0,0237	0,4329	0,00686	70	1,2217	0,1808	1,1472	0,14102
26	0,4538	0,0256	0,4499	0,00771	71	1,2392	0,1859	1,1614	0,14683
27	0,4712	0,0276	0,4669	0,00862	72	1,2566	0,1910	1,1756	0,15279
28	0,4887	0,0297	0,4838	0,00961	73	1,2741	0,1961	1,1896	0,15889
29	0,5061	0,0319	0,5008	0,01067	74	1,2915	0,2014	1,2036	0,16514
30	0,5236	0,0341	0,5176	0,01180	75	1,3090	0,2066	1,2175	0,17154
31	0,5411	0,0364	0,5345	0,01301	76	1,3265	0,2120	1,2313	0,17808
32	0,5585	0,0387	0,5512	0,01429	77	1,3439	0,2174	1,2450	0,18477
33	0,5760	0,0412	0,5680	0,01566	78	1,3614	0,2229	1,2586	0,19160
34	0,5934	0,0437	0,5847	0,01711	79	1,3788	0,2284	1,2722	0,19859
35	0,6109	0,0463	0,6014	0,01864	80	1,3963	0,2340	1,2856	0,20573
36	0,6283	0,0489	0,6180	0,02027	81	1,4137	0,2396	1,2989	0,21301
37	0,6458	0,0517	0,6346	0,02198	82	1,4312	0,2453	1,3121	0,22045
38	0,6632	0,0545	0,6511	0,02378	83	1,4486	0,2510	1,3252	0,22804
39	0,6807	0,0574	0,6676	0,02568	84	1,4661	0,2569	1,3383	0,23578
40	0,6981	0,0603	0,6840	0,02767	85	1,4835	0,2627	1,3512	0,24367
41	0,7156	0,0633	0,7004	0,02976	86	1,5010	0,2686	1,3640	0,25171
42	0,7330	0,0664	0,7167	0,03195	87	1,5184	0,2746	1,3767	0,25990
43	0,7505	0,0696	0,7330	0,03425	88	1,5359	0,2807	1,3893	0,26825
44	0,7679	0,0728	0,7492	0,03664	89	1,5533	0,2867	1,4018	0,27675
45	0,7854	0,0761	0,7654	0,03915	90	1,5708	0,2929	1,4142	0,28540

Ist r der Kreishalbmesser und φ der Centriwinkel in Grad, so ergibt sich:

1) die Sehnenlänge: $s = 2r \sin \frac{\varphi}{2}$;

2) die Bogenhöhe: $h = r \left(1 - \cos \frac{\varphi}{2} \right) = \frac{s}{2} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{4} = 2r \sin^2 \frac{\varphi}{4}$;

Centri- winkel in Grad	Bogen- länge	Bogen- höhe	Sehnen- länge	Inhalt des Kreisab- schnittes	Centri- winkel in Grad	Bogen- länge	Bogen- höhe	Sehnen- länge	Inhalt des Kreisab- schnittes
91	1,5882	0,2991	1,4265	0,29420	136	2,3736	0,6254	1,8544	0,83949
92	1,6057	0,3053	1,4387	0,30316	137	2,3911	0,6335	1,8608	0,85455
93	1,6232	0,3116	1,4507	0,31226	138	2,4086	0,6416	1,8672	0,86971
94	1,6406	0,3180	1,4627	0,32152	139	2,4260	0,6498	1,8733	0,88497
95	1,6580	0,3244	1,4746	0,33093	140	2,4435	0,6580	1,8794	0,90034
96	1,6755	0,3309	1,4863	0,34050	141	2,4609	0,6662	1,8853	0,91580
97	1,6930	0,3374	1,4979	0,35021	142	2,4784	0,6744	1,8910	0,93135
99	1,7104	0,3439	1,5094	0,36008	143	2,4958	0,6827	1,8966	0,94700
98	1,7279	0,3506	1,5208	0,37009	144	2,5133	0,6910	1,9021	0,96274
100	1,7453	0,3275	1,5321	0,38026	145	2,5307	0,6993	1,9074	0,97858
101	1,7628	0,3639	1,5432	0,39058	146	2,5482	0,7076	1,9126	0,99449
102	1,7802	0,3707	1,5543	0,40104	147	2,5656	0,7160	1,9176	1,01050
103	1,7977	0,3775	1,5652	0,41166	148	2,5831	0,7244	1,9225	1,02658
104	1,8151	0,3843	1,5760	0,42242	149	2,6005	0,7328	1,9273	1,04275
105	1,8326	0,3912	1,5867	0,43333	150	2,6180	0,7412	1,9319	1,05900
106	1,8500	0,3982	1,5973	0,44439	151	2,6354	0,7496	1,9363	1,07532
107	1,8675	0,4052	1,6077	0,45560	152	2,6529	0,7581	1,9406	1,09171
108	1,8850	0,4122	1,6180	0,46695	153	2,6704	0,7666	1,9447	1,10818
109	1,9024	0,4193	1,6282	0,47844	154	2,6878	0,7750	1,9487	1,12472
110	1,9199	0,4264	1,6383	0,49008	155	2,7053	0,7836	1,9526	1,14132
111	1,9373	0,4336	1,6483	0,50187	156	2,7227	0,7921	1,9563	1,15799
112	1,9548	0,4408	1,6581	0,51379	157	2,7402	0,8006	1,9598	1,17472
113	1,9722	0,4481	1,6678	0,52586	158	2,7576	0,8092	1,9633	1,19151
114	1,9897	0,4554	1,6773	0,53807	159	2,7751	0,8178	1,9665	1,20835
115	2,0071	0,4627	1,6868	0,55041	160	2,7925	0,8264	1,9696	1,22525
116	2,0246	0,4701	1,6961	0,56289	161	2,8100	0,8350	1,9726	1,24221
117	2,0420	0,4775	1,7053	0,57551	162	2,8274	0,8436	1,9754	1,25921
118	2,0595	0,4850	1,7143	0,58827	163	2,8449	0,8522	1,9780	1,27626
119	2,0769	0,4925	1,7233	0,60116	164	2,8623	0,8608	1,9805	1,29335
120	2,0944	0,5000	1,7321	0,61418	165	2,8798	0,8695	1,9829	1,31049
121	2,1118	0,5076	1,7407	0,62734	166	2,8972	0,8781	1,9851	1,32766
122	2,1293	0,5152	1,7492	0,64063	167	2,9147	0,8868	1,9871	1,34487
123	2,1468	0,5228	1,7576	0,65404	168	2,9322	0,8955	1,9890	1,36212
124	2,1642	0,5305	1,7659	0,66759	169	2,9496	0,9042	1,9908	1,37940
125	2,1817	0,5383	1,7740	0,68125	170	2,9671	0,9128	1,9924	1,39671
126	2,1991	0,5460	1,7820	0,69505	171	2,9845	0,9215	1,9938	1,41404
127	2,2166	0,5538	1,7899	0,70897	172	3,0020	0,9302	1,9951	1,43140
128	2,2340	0,5616	1,7976	0,72301	173	3,0194	0,9390	1,9963	1,44878
129	2,2515	0,5695	1,8052	0,73716	174	3,0369	0,9477	1,9973	1,46617
130	2,2689	0,5774	1,8126	0,75144	175	3,0543	0,9564	1,9981	1,48359
131	2,2864	0,5853	1,8199	0,76584	176	3,0718	0,9651	1,9988	1,50101
132	2,3038	0,5933	1,8271	0,78034	177	3,0892	0,9738	1,9993	1,51845
133	2,3213	0,6013	1,8341	0,79497	178	3,1067	0,9825	1,9997	1,53589
134	2,3387	0,6093	1,8410	0,80970	179	3,1241	0,9913	1,9999	1,55334
135	2,3562	0,6173	1,8478	0,82454	180	2,1416	1,0000	2,0000	1,57080

3) die Bogenlänge: $l = \pi r \frac{\varphi}{180} = 0,017453 r \varphi = \sqrt{s^2 + \frac{16}{3} h^2}$ (angenähert);

4) der Inhalt des Kreisabschnittes $= \frac{r^2}{2} \left(\frac{\pi}{180} \varphi - \sin \varphi \right)$;

5) „ „ „ Kreisabschnittes $= \frac{\varphi}{360} \pi r^2 = 0,00872665 \varphi r^2$.

Größe	n	$\log n$	Größe	n	$\log n$
π	3,1415926536	0,4971499	π^2	9,869604	0,994300
2π	6,2831852	0,7981799	π^3	31,006277	1,491450
3π	9,424778	0,974271	π^4	97,409091	1,988599
4π	12,566371	1,099210	$\sqrt{\pi}$	1,772454	0,248575
$\pi : 2$	1,570796	0,196120	$\sqrt[3]{\pi}$	1,464592	0,165717
$\pi : 3$	1,047198	0,020029	$I : \pi^2$	0,101321	0,005700—1
$\pi : 4$	0,785398	0,895090—1	$I : \pi^3$	0,032252	0,508550—2
$\pi : 6$	0,523597	0,718998—1	$I : \sqrt{\pi}$	0,564190	0,751425—1
$I : \pi$	0,318310	0,502850—1	$\sqrt{I : \pi}$	0,564190	0,751425—1
$I : 2\pi$	0,159155	0,201820—1	$\sqrt{2 : \pi}$	0,797885	0,901940—1
$I : 3\pi$	0,106103	0,025729—1			
$I : 4\pi$	0,079577	0,900790—2			

II. Arithmetik.

A. Potenzen, Wurzeln, Logarithmen.

a) Potenzen.

- $(+ a)^n = + a^n$.
- $(- a)^{2n} = + a^{2n}$.
- $(- a)^{2n+1} = - a^{2n+1}$.
- $a^m a^n = a^{m+n}$.
- $a^m : a^n = a^{m-n} = 1 : a^{n-m}$.
- $a^m b^m = (a b)^m$.
- $a^m : b^m = (a : b)^m$.
- $1 : a^m = (1 : a)^m = a^{-m}$.
- $(a^n)^m = a^{m n} = (a^m)^n$.
- $a^0 = 1$; $0^a = 0$; $0^0 = \text{unbestimmt}$.
- $a^2 - b^2 = (a + b)(a - b)$.
- $(a \pm b)^2 = a^2 \pm 2 a b + b^2$.
- $(a \pm b)^3 = a^3 \pm 3 a^2 b + 3 a b^2 \pm b^3$.

b) Wurzeln.

- $(\sqrt[m]{a})^m = a$.
- $\sqrt[m]{ab} = \sqrt[m]{a} \sqrt[m]{b}$.
- $\sqrt[m]{a:b} = \sqrt[m]{a} : \sqrt[m]{b}$.
- $\sqrt{\frac{1}{a}} = \frac{1}{\sqrt{a}} = a^{-\frac{1}{m}}$.
- $\sqrt[m]{a^n} = \sqrt[m p]{a^{n p}} = \sqrt[m : q]{a^{n : q}} = a^{\frac{n}{m}} = \sqrt[m : n]{a}$.
- $\sqrt[m]{\sqrt[n]{a}} = \sqrt[m n]{a} = \sqrt[n]{\sqrt[m]{a}}$.

$$7. \sqrt{a^2} = \pm a. \quad \sqrt[2n]{a} = \pm a^{\frac{1}{2n}}. \quad \sqrt[2n+1]{-a} = -a^{\frac{1}{2n+1}}.$$

$$8. \left. \begin{aligned} \sqrt{a^2 \pm b} &= a \pm \frac{b}{2a}, \\ \sqrt[3]{a^3 \pm b} &= a \pm \frac{b}{3a^2}, \end{aligned} \right\} \text{(angenähert, wenn } b \text{ gegen } a \text{ sehr klein ist).}$$

9. Ist $a > b$, so ist (angenähert) $\sqrt{a^2 + b^2} = 0,960 a + 0,398 b$. Der Fehler ist kleiner, als 4 % des wirklichen Wertes.

10. Ist $a > b > c$, so ist (angenähert) $\sqrt{a^2 + b^2 + c^2} = 0,939 a + 0,389 b + 0,297 c$. Der Fehler ist kleiner als 6 % des wirklichen Wertes.

c) Logarithmen.

1. Ist $\log a = c$, so ist $b^c = a$.

Für $b > 1$ ist $\log 0 = -\infty$, $\log 1 = 0$, $\log b = 1$, $\log \infty = \infty$.

2. $\log(ac) = \log a + \log c$. 4. $\log(a^n) = n \log a$.

3. $\log \frac{a}{c} = \log a - \log c$. 5. $\log \sqrt[n]{a} = \frac{1}{n} \log a$.

6. $\log x = \log x$; $\log b = \log a \log x$.

7. Die Logarithmen für die Grundzahl $e = 2,718\ 281\ 828\ 459 \dots$ heißen natürliche, die für die Grundzahl 10 dagegen Briggsche Logarithmen. Man schreibt statt $\log a$ kürzer $\ln a$, statt $\log a$ kürzer $\log a$.

8. Es ist: $\log(10^n) = n$; $\log(10^{-n}) = -n$; $\log(a \cdot 10^n) = \log a + n$; $\log(a : 10^n) = \log a - n$. Ferner: $\ln(e^{\pm n}) = \pm n$; $\ln(a \cdot 10^n) = \ln a + \ln(10^n)$; $\ln(a : 10^n) = \ln a - \ln(10^n)$.

9. Die (positiven oder negativen) ganzen Einheiten eines Logarithmus nennt man die Charakteristik oder Kennziffer (K) und den echten Dezimalbruch die Mantisse (M) des Logarithmus. Für $10 > a > 1$ hat $\log a$ die Kennziffer $K = 0$.

Beispiele für Briggsche Logarithmen:

$$\log 6494 = \log(6,494 \cdot 10^3) = 0,812\ 51 + 3 = 3,812\ 51;$$

$$\log 0,000\ 6494 = \log(6,494 \cdot 10^{-4}) = 0,812\ 51 - 4 (= 6,812\ 51 - 10).$$

Hierbei ist $K = +3$ bzw. -4 ($= 6 - 10$), d. h. = dem Exponenten von 10; ferner in beiden Fällen $M = 0,812\ 51$.

$$10. \left. \begin{aligned} \ln x &= \ln 10 \log x = 2,302\ 585\ 093\ 0 \log x; \\ \log x &= \log e \ln x = 0,434\ 294\ 481\ 9 \ln x; \end{aligned} \right\} \ln 10 \log e = 1.$$

B. Gleichungen.

a) Gleichungen ersten Grades.

1. Gleichung mit einer Unbekannten.

$$ax = b; \quad \text{Auflösung: } x = b : a.$$

2. Zwei Gleichungen mit zwei Unbekannten.

$$\begin{aligned} ax + by &= c; \\ a_1x + b_1y &= c_1; \end{aligned} \quad \text{Auflösung: } \begin{cases} x = \frac{c b_1 - c_1 b}{a b_1 - a_1 b}, \\ y = \frac{a c_1 - a_1 c}{a b_1 - a_1 b}. \end{cases}$$

b) Gleichungen zweiten Grades.

$$\begin{aligned} 1. \quad x^2 + px + q &= 0; & x &= -\frac{p}{2} \pm \sqrt{\frac{p^2}{4} - q}. \\ ax^2 + bx + c &= 0; & x &= \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}. \\ 2. \quad x^{2n} + px^n + q &= 0; & x &= \sqrt[n]{-\frac{p}{2} \pm \sqrt{\frac{p^2}{4} - q}}. \end{aligned}$$

C. Reihen.

a) Arithmetische Reihen.

Für die arithmetische Reihe $a, a + d, a + 2d, \dots, a + (n-1)d$ ist das n te Glied:

$$u = a + (n-1)d$$

und die Summe der n ersten Glieder:

$$S = \frac{1}{2}(a + u)n = [a + \frac{1}{2}(n-1)d]n.$$

b) Geometrische Reihen.

Für die geometrische Reihe $a, af, af^2, \dots, af^{n-1}$ ist das n te oder letzte Glied:

$$u = af^{n-1},$$

die Summe der n ersten Glieder:

$$S = \frac{a(f^n - 1)}{f - 1} = \frac{fu - a}{f - 1}.$$

Ist $n = \infty$ und f ein echter Bruch, so hat man:

$$S = \frac{a}{1 - f}.$$

c) Einige besondere Reihen.

$$\begin{aligned} 1. \quad 1 + 2 + 3 + 4 + \dots + n &= \frac{n(n+1)}{2}. \\ 2. \quad 2 + 4 + 6 + 8 + \dots + 2n &= n(n+1). \\ 3. \quad 1 + 3 + 5 + 7 + \dots + (2n-1) &= n^2. \\ 4. \quad 1^2 + 2^2 + 3^2 + 4^2 + \dots + n^2 &= \frac{n(n+1)(2n+1)}{1 \cdot 2 \cdot 3}. \end{aligned}$$

D. Zinseszins- und Rentenrechnung.

a) Der Wert K_n eines Kapitals K nach n Jahren beträgt bei einem Zinsfuß von k Prozent:

1. bei jährlichen Zinseszinsen:

$$K_n = Kp^n,$$

worin
$$p = 1 + \frac{k}{100} = \frac{100 + k}{100}$$

den jährlichen Diskontfaktor bezeichnet;

2. bei halbjährlichen Zinseszinsen (Staatspapiere):

$$K_n = Kq^{2n},$$

worin
$$q = 1 + \frac{k}{2 \cdot 100} = \frac{200 + k}{200}$$

den halbjährlichen Diskontfaktor bezeichnet;

3. bei stetigen Zinseszinsen (wobei die Zinsen in jedem Augenblicke zum Kapital geschlagen werden):

$$K_n = Ke^{\frac{kn}{100}}; \text{ (e s. S. 31).}$$

Für jährliche Zinseszinsen gelten ferner folgende Regeln:

b) Legt man am Anfange jedes Jahres eine Summe R zurück, so ist der Wert des Zurückgelegten am Ende des n ten Jahres einschließlich der alsdann fälligen Zinsen:

$$K_n = R \frac{p(p^n - 1)}{p - 1}.$$

c) Legt man am Ende jedes Jahres die Summe R zurück, so ist der Wert des Zurückgelegten am Ende des n ten Jahres:

$$K_n = R \frac{p^n - 1}{p - 1}.$$

Die jährliche Abschreibungsquote eines nach n Jahren erlöschenden Wertes beträgt mithin in Prozenten:

$$100 \frac{R}{K_n} = 100 \frac{p - 1}{p^n - 1}.$$

III. Trigonometrie.

Grad	0	90	180	270	360	30	45	90
sin =	0	+1	0	-1	0	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}\sqrt{2}$	$\frac{1}{2}\sqrt{3}$
cos =	+1	0	-1	0	+1	$\frac{1}{2}\sqrt{3}$	$\frac{1}{2}\sqrt{2}$	$\frac{1}{2}$
tg =	0	∞	0	∞	0	$\frac{1}{3}\sqrt{3}$	1	$\sqrt{3}$
ctg =	∞	0	∞	0	∞	$\sqrt{3}$	1	$\frac{1}{3}\sqrt{3}$

Ist α ein Winkel $< 90^\circ$, so ist, vorausgesetzt, daß:

Funktion	Winkel φ liegt zwischen				Winkel φ in Grad =			
	0° u. 90°	90° u. 180°	180° u. 270°	270° u. 360°	$\pm \alpha$	$90 \pm \alpha$	$180 \pm \alpha$	$270 \pm \alpha$
$\sin \varphi =$	+	+	-	-	$\pm \sin \alpha$	$+$ $\cos \alpha$	$\mp \sin \alpha$	$-\cos \alpha$
$\cos \varphi =$	+	-	-	+	$+$ $\cos \alpha$	$\mp \sin \alpha$	$-\cos \alpha$	$\pm \sin \alpha$
$\operatorname{tg} \varphi =$	+	-	+	-	$\pm \operatorname{tg} \alpha$	$\mp \operatorname{ctg} \alpha$	$\pm \operatorname{tg} \alpha$	$\mp \operatorname{ctg} \alpha$
$\operatorname{ctg} \varphi =$	+	-	+	-	$\pm \operatorname{ctg} \alpha$	$\mp \operatorname{tg} \alpha$	$\pm \operatorname{ctg} \alpha$	$\mp \operatorname{tg} \alpha$

$\sin(45^\circ \pm \alpha) = \cos(45^\circ \mp \alpha); \quad \operatorname{tg}(45^\circ \pm \alpha) = \operatorname{ctg}(45^\circ \mp \alpha).$

A. Trigonometrische Formeln.

a) Beziehungen zwischen den Funktionen desselben Winkels.

- $\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha = 1.$
- $\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha}.$
- $\operatorname{ctg} \alpha = \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha}.$
- $\operatorname{tg} \alpha \operatorname{ctg} \alpha = 1.$
- $1 + \operatorname{tg}^2 \alpha = \frac{1}{\cos^2 \alpha}.$
- $1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha = \frac{1}{\sin^2 \alpha}.$
- $\sin \alpha = \sqrt{1 - \cos^2 \alpha} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha}}.$
- $\cos \alpha = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha}} = \frac{\operatorname{ctg} \alpha}{\sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha}}.$
- $\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sin \alpha}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha}} = \frac{\sqrt{1 - \cos^2 \alpha}}{\cos \alpha} = \frac{1}{\operatorname{ctg} \alpha}.$
- $\operatorname{ctg} \alpha = \frac{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha}}{\sin \alpha} = \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 - \cos^2 \alpha}} = \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha}.$

b) Beziehungen der Funktionen zweier Winkel.

- $\sin(\alpha \pm \beta) = \sin \alpha \cos \beta \pm \cos \alpha \sin \beta.$
- $\cos(\alpha \pm \beta) = \cos \alpha \cos \beta \mp \sin \alpha \sin \beta.$
- $\operatorname{tg}(\alpha \pm \beta) = [\operatorname{tg} \alpha \pm \operatorname{tg} \beta] : [1 \mp \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \beta].$
- $\operatorname{ctg}(\alpha \pm \beta) = [\operatorname{ctg} \alpha \operatorname{ctg} \beta \mp 1] : [\operatorname{ctg} \beta \pm \operatorname{ctg} \alpha].$
- $\sin \alpha + \sin \beta = 2 \sin \frac{1}{2}(\alpha + \beta) \cos \frac{1}{2}(\alpha - \beta).$
- $\sin \alpha - \sin \beta = 2 \cos \frac{1}{2}(\alpha + \beta) \sin \frac{1}{2}(\alpha - \beta).$
- $\cos \alpha + \cos \beta = 2 \cos \frac{1}{2}(\alpha + \beta) \cos \frac{1}{2}(\alpha - \beta).$
- $\cos \alpha - \cos \beta = -2 \sin \frac{1}{2}(\alpha + \beta) \sin \frac{1}{2}(\alpha - \beta).$
- $\operatorname{tg} \alpha \pm \operatorname{tg} \beta = \frac{\sin(\alpha \pm \beta)}{\cos \alpha \cos \beta}.$
- $\operatorname{ctg} \alpha \pm \operatorname{ctg} \beta = \frac{\sin(\beta \pm \alpha)}{\sin \alpha \sin \beta}.$
- $\sin^2 \alpha - \sin^2 \beta = \cos^2 \beta - \cos^2 \alpha = \sin(\alpha + \beta) \sin(\alpha - \beta).$
- $\cos^2 \alpha - \sin^2 \beta = \cos^2 \beta - \sin^2 \alpha = \cos(\alpha + \beta) \cos(\alpha - \beta).$

c) Formeln für die Vielfachen und Teile eines Winkels.

1. $\sin 2\alpha = 2 \sin \alpha \cos \alpha$; $\sin \alpha = 2 \sin \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\alpha}{2}$.
2. $\cos 2\alpha = \cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha = 1 - 2 \sin^2 \alpha = 2 \cos^2 \alpha - 1$.
3. $\sin \frac{1}{2} \alpha = \sqrt{\frac{1 - \cos \alpha}{2}} = \frac{1}{2} \sqrt{1 + \sin \alpha} - \frac{1}{2} \sqrt{1 - \sin \alpha}$.
4. $\cos \frac{1}{2} \alpha = \sqrt{\frac{1 + \cos \alpha}{2}} = \frac{1}{2} \sqrt{1 + \sin \alpha} + \frac{1}{2} \sqrt{1 - \sin \alpha}$.
5. $\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2 \operatorname{tg} \alpha}{1 - \operatorname{tg}^2 \alpha} = \frac{2}{\operatorname{ctg} \alpha - \operatorname{tg} \alpha}$; $\operatorname{tg} \alpha = \frac{2 \operatorname{tg} \frac{1}{2} \alpha}{1 - \operatorname{tg}^2 \frac{1}{2} \alpha}$.

B. Trigonometrische Berechnung der Dreiecke.

Es seien a, b, c die Seiten des Dreiecks,
 α, β, γ die diesen gegenüberliegenden Winkel,
 $s = \frac{1}{2}(a + b + c)$ die halbe Summe der Seiten.

a) Schiefwinklige Dreiecke.

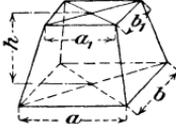
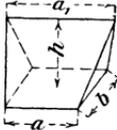
Gegeben	Gesucht	Formeln:
a, b, c	α	$\cos \alpha = \frac{b^2 + c^2 - a^2}{2bc}$ <p>oder (für kleine Winkel) $\sin \alpha/2 = \sqrt{\frac{(s-b)(s-c)}{bc}}$ oder (für Winkel nahe 90°) $\cos \alpha/2 = \sqrt{\frac{s(s-a)}{bc}}$.</p>
a, b, α	β γ c	$\sin \beta = \frac{b \sin \alpha}{a}$ $\gamma = 180^\circ - (\alpha + \beta)$ $c = \frac{a \sin \gamma}{\sin \alpha} = b \cos \alpha \pm \sqrt{a^2 - b^2 \sin^2 \alpha}$ <p>Für $a > b$ ist $\beta < 90^\circ$ und $\beta < \alpha$. Für $b > a > b \sin \alpha$ ist für das eine der Dreiecke mit den gegebenen Elementen $\alpha < \beta < 90^\circ$, und für das andere Dreieck ist $\gamma > 90^\circ$. Für $b \sin \alpha > a$ gibt es kein Dreieck, das die gegebenen Elemente zukommen.</p>
a, α, β	b, c	$b = \frac{a \sin \beta}{\sin \alpha}; \quad c = \frac{a \sin \gamma}{\sin \alpha} = \frac{a \sin(\alpha + \beta)}{\sin \alpha}$
a, b, γ	α, β	$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a \sin \gamma}{b - a \cos \gamma}; \quad \beta = 180^\circ - (\alpha + \gamma)$ <p>oder $\frac{1}{2}(\alpha + \beta) = 90^\circ - \frac{1}{2}\gamma$ und $\operatorname{tg} \frac{1}{2}(\alpha - \beta) = \frac{a - b}{a + b} \operatorname{ctg} \frac{1}{2}\gamma$; aus $\frac{1}{2}(\alpha + \beta)$ und $\frac{1}{2}(\alpha - \beta)$ sind α und β zu bestimmen.</p> $c = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos \gamma} = \frac{a \sin \gamma}{\sin \alpha} = \frac{a - b}{\cos \varphi}, \text{ wenn}$ $\operatorname{tg} \varphi = \frac{2 \sqrt{ab} \sin \frac{1}{2}\gamma}{a - b}$

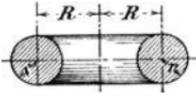
b) Rechtwinklige Dreiecke.

a und b Katheten, c Hypotenuse, α der Winkel, der a gegenüberliegt.

$$1. \sin \alpha = \frac{a}{c} \quad 2. \cos \alpha = \frac{b}{c} \quad 3. \operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{b} \quad 4. \operatorname{ctg} \alpha = \frac{b}{a} \\ 5. a^2 + b^2 = c^2.$$

IV. Stereometrie.

Körper	Bezeichnung der Abmessungen	Inhalt = V . Oberfläche = O . Mantelfläche = M .
1. Prisma.	F Grundfläche, h Höhe.	$V = Fh$.
Würfel.	a Kante, d Diagonale.	$V = a^3$. $O = 6a^2$. $d^2 = 3a^2$.
Schief abgeschnittenes dreiseitiges Prisma.	a, b, c die Längen der drei parallelen Kanten, N der Querschnitt, senkrecht zu den Kanten.	$V = \frac{1}{3}(a + b + c)N$.
2. Pyramide.	F Grundfläche, h Höhe.	$V = \frac{1}{3}Fh$.
Abgestumpfte Pyramide.	F, f die parallelen Endflächen, h ihr Abstand.	$V = \frac{1}{3}h(F + f + \sqrt{Ff})$.
3. Obelisk.		$V = \frac{1}{6}h[(2a + a_1)b + (2a_1 + a)b_1]$ $= \frac{1}{6}h[ab + (a + a_1)(b + b_1) + a_1b_1]$.
4. Keil.		$V = \frac{1}{6}(2a + a_1)bh$.
5. Cylinder.	F Grundfläche, h Höhe.	$V = Fh$.
Kreiscylinder.	r der Halbmesser der Grundfläche, h die Höhe.	$V = \pi r^2 h$. $M = 2\pi r h$. $O = 2\pi r(r + h)$.
Schief abgeschn. gerader Kreiscylinder.	h_1 die kürzeste Cylinderseite, h_2 die längste, r der Halbmesser d. Grundfl.	$V = \pi r^2 \frac{h_1 + h_2}{2}$. $M = \pi r(h_1 + h_2)$.
Hohlzylinder (Rohr)	R der äußere Halbmesser, r der innere Halbmesser, h die Höhe, $s = R - r$ die Dicke, $\rho = \frac{1}{2}(R + r)$ der mittlere Halbmesser.	$V = \pi h(R^2 - r^2)$ $= \pi h s(2R - s)$ $= \pi h s(2r + s)$ $= 2\pi h s \rho$.

Körper	Bezeichnung der Abmessungen	Inhalt = V , Oberfläche = O , Mantelfläche = M .
6. Kreiskegel.	r der Halbmesser der Grundfläche, h die Höhe, s die Seite.	$V = \frac{1}{3} \pi r^2 h$. $M = \pi r \sqrt{r^2 + h^2} = \pi r s$. $s = \sqrt{r^2 + h^2}$.
Abgestumpfter Kreiskegel.	Wie vorstehend; ferner R der Halbmesser der anderen Grundfläche. $\sigma = R + r$. $\delta = R - r$. $s = \sqrt{\delta^2 + h^2}$.	$V = \frac{1}{3} \pi h (R^2 + Rr + r^2)$ $= \frac{h}{4} \left[\pi \sigma^2 + \frac{1}{3} (\pi \delta^2) \right]$. $M = \pi s \sigma$.
7. Kugel.	r der Halbmesser, u. zw. $r = \sqrt[3]{\frac{3V}{4\pi}}$.	$V = \frac{4}{3} \pi r^3$. $O = 4 \pi r^2$. $= 4 \times$ Inhalt des größten Kreises.
Hohlkugel.	R äußerer, r innerer Halbm.	$V = \frac{4}{3} \pi (R^3 - r^3)$.
Kugelabschnitt. (Kugelkalotte.)	h die Höhe des Abschnittes, r der Halbmesser der Kugel, a der Halbmesser der Grundfläche.	$V = \frac{1}{6} \pi h (3a^2 + h^2)$ $= \frac{1}{3} \pi h^2 (3r - h)$. $M = 2 \pi r h = \pi (a^2 + h^2)$. $a^2 = h(2r - h)$.
Kugelzone.	h die Höhe der Zone, r der Halbmesser der Kugel, a, b die Halbmesser der Endflächen; ($a > b$).	$V = \frac{1}{6} \pi h (3a^2 + 3b^2 + h^2)$. $M = 2 \pi r h$. $r^2 = a^2 + \left(\frac{a^2 - b^2 - h^2}{2h} \right)^2$.
Kugelausschnitt.		$V = \frac{2}{3} \pi r^2 h$. $O = \pi r (2h + a)$.
8. Ellipsoid.	a, b, c die 3 Halbachsen.	$V = \frac{4}{3} \pi a b c$.
Umdrehungsellipsoid.	1. Wenn $2a$ die Drehachse: 2. „ $2b$ „ „ :	$V = \frac{4}{3} \pi a b^2$. $V = \frac{4}{3} \pi a^2 b$.
9. Umdrehungsparaboloid.	r der Halbmesser der Grundfläche, h die Höhe.	$V = \frac{1}{2} \pi r^2 h$. $=$ der Hälfte des Kreiszylinders für r und h .
Abgestumpftes Paraboloid.	R, r die Halbmesser der parallelen Endflächen, h die Höhe.	$V = \frac{1}{2} \pi (R^2 + r^2) h$ $=$ Mittelfläche \times Höhe.
10. Cylindrischer Ring.		$V = 2 \pi^2 R r^2$. $O = 4 \pi^2 R r$.

Guldinsche Regel. Der Inhalt V eines Umdrehungskörpers ist das Produkt aus dem Flächeninhalte F der Erzeugungsfigur und dem Wege ihres Schwerpunktes von der Achse. Bezeichnet x_0 den Abstand des Schwerpunktes von der Achse, so ist hiernach

$$V = 2 \pi x_0 F.$$

V. Konstruktionen von Kurven.

a) Ellipse (Fig. 1).

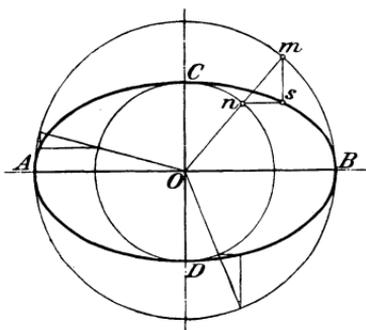


Fig. 1.

Gegeben sind die beiden Achsenlängen $AB = 2a$ und $CD = 2b$.

Man schlage die beiden Kreise mit den Halbmessern a und b .

Ellipsenpunkte werden erhalten, indem man von O aus Radien durch die Kreise zieht und in den Schnittpunkten mn Parallelen zu CD wie AB legt. Die Schnittpunkte s der Parallelen sind Punkte der Ellipse.

Der Inhalt der Ellipse ist $F = \pi ab$.

b) Parabel (Fig. 2).

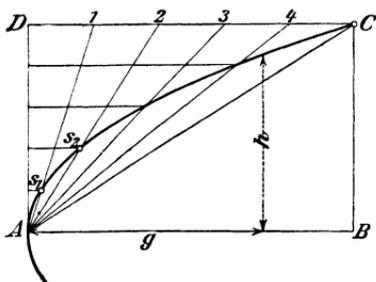


Fig. 2.

Gegeben der Scheitel A mit der Richtung der Achse AB und ein Punkt C der Parabel. Man errichte im Punkt A ein Lot und ziehe durch C eine Parallele zur Achse AB . CD und AD teile man in eine gleiche Anzahl gleicher Teile, ziehe von den Teilpunkten der Linie $AD \parallel$ zur Achse und von den Teilpunkten der Linie CD die Strahlen A_1, A_2, A_3, \dots . Die Schnittpunkte s_1, s_2, \dots sind Punkte der Parabel.

Der Flächeninhalt eines beliebigen flachen Segmentes von der Grundlinie g und der Höhe h ist annähernd

$$F = \frac{2}{3} gh.$$

c) Hyperbel (Fig. 3).

Gegeben die Asymptoten und ein Punkt c der Hyperbel. Man ziehe durch c verschiedene Linien und mache $ca = d\epsilon$, $cb = fg$ u. s. w.; es stellen dann die

Punkte e, g u. s. w. Schnittpunkte der Hyperbel dar. Die Brennpunkte F, F_1 haben von O den Abstand OJ ; es gilt ferner $F_1c - Fc = ss_1$.

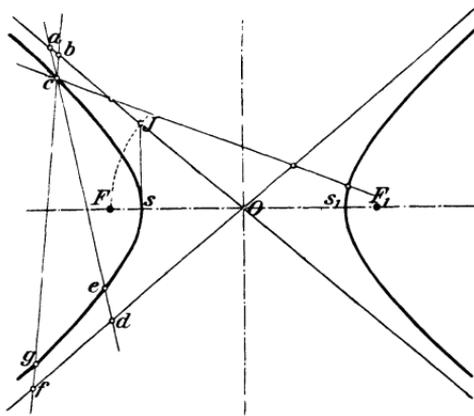


Fig. 3.

Über die Konstruktion der cyclischen Kurven (Cykloide, Epicycloide, Hypocykloide, Pericycloide, Evolvente) siehe unter „Zahnräder“.

Zweiter Abschnitt.

Elastizität und Festigkeit der Materialien¹⁾.

A. Elastizitäts- und Festigkeitszahlen.

Bezeichnet

ε die Dehnung, d. h. das Verhältnis der Verlängerung λ eines Stabes zur ursprünglichen Länge l desselben — $\varepsilon = \frac{\lambda}{l}$,

σ die auf den ursprünglichen Querschnitt F eines Stabes bezogene Spannung,

$\frac{\text{Dehnung}}{\text{Spannung}} = \frac{\varepsilon}{\sigma} = \alpha = \frac{1}{E}$ den Dehnungskoeffizienten,

$E = \frac{1}{\alpha}$ den Elastizitätsmodul,

σ_p die Proportionalitätsgrenze,

σ_f die Streck- oder Fließgrenze bzw. die Quetschgrenze,

K_z und K die Zug- bzw. Druckfestigkeit des Materiales,

G den Gleitmodul oder Schubelastizitätsmodul,

$\beta = \frac{1}{G}$ den Schubkoeffizienten,

so können hierfür, nach C. v. Bach, die in den nachstehenden Tabellen enthaltenen Zahlenwerte gesetzt werden.

a) Eisen und Stahl.

Eisensorte	$E = \frac{1}{\alpha}$ kg/qcm	$G = \frac{1}{\beta}$ kg/qcm	σ_p kg/qcm	σ_f kg/qcm	K_z kg/qcm	K kg/qcm
Schweißisen, zur Sehnen- richtung	2000 000	770000	1300 bis 1700	2200 bis 2800	3300 bis 4000 ²⁾	} σ_f maßgebend.
Flußisen . . .	2150 000	830000	2000 bis 2400	2500 bis 3000	3400 bis 4400	

¹⁾ Nach C. v. Bach, Die Maschinenelemente, 8. Aufl., Stuttgart 1901, A. Bergsträsser.

²⁾ Gilt für Schweißisen || zur Sehnenrichtung; für Schweißisen \perp zur Sehnenrichtung ist $K_z = 2800$ bis 3500.

Eisensorte	$E = \frac{1}{\alpha}$ kg/qcm	$G = \frac{1}{\beta}$ kg/qcm	σ_p kg/qcm	σ_f kg/qcm	K_z kg/qcm	K kg/qcm
Flußstahl . . .	2 200 000	850 000	$\left\{ \begin{array}{l} 2500 \\ \text{bis} \\ 5000^1) \end{array} \right.$	2800 u. mehr. Härteres Material ohne Streckgrenze	$\left\{ \begin{array}{l} 4500 \\ \text{bis} \\ 10000^1) \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} \text{wenn weich,} \\ \text{so ist } \sigma_f \\ \text{maßgebend;} \\ \text{wenn hart,} \\ \text{so} \\ K \geq K_z. \end{array} \right.$
Federstahl, ungehärtet	2 200 000	850 000				
gehärtet	2 200 000	850 000	7500 u. mehr	.	8000 u. mehr	.
Stahlguß . . .	2 150 000	830 000	2000 u. mehr	$\left\{ \begin{array}{l} \text{wie bei} \\ \text{Flußstahl.} \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 3500 \\ \text{bis} \\ 7000^2) \\ \text{u. mehr} \end{array} \right.$	wie bei Flußstahl.
			$\left. \begin{array}{l} \sigma_p \text{ und } \sigma_f \text{ nicht vorhanden.} \\ \text{Für Zug: } \epsilon = \frac{1}{1140000} \sigma^{1,4}; \\ \text{für} \\ \text{Druck: } \epsilon = \frac{1}{1140000} \sigma^{1,067}. \end{array} \right\}$			
Gußeisen . . .	750 000	290 000	$\left. \begin{array}{l} \text{Für Zug: } \epsilon = \frac{1}{1140000} \sigma^{1,4}; \\ \text{für} \\ \text{Druck: } \epsilon = \frac{1}{1140000} \sigma^{1,067}. \end{array} \right\}$	$\left\{ \begin{array}{l} 1200 \\ \text{bis} \\ 1800 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 7000 \\ \text{bis} \\ 8000 \end{array} \right.$	$\left\{ \begin{array}{l} 7000 \\ \text{bis} \\ 8000 \end{array} \right.$
	bis	1 050 000				

Sind die Materialien außergewöhnlich hohen Temperaturen ausgesetzt, so ist deren Einfluß auf die Festigkeit, Dehnung und Quersammenziehung (Kontraktion) zu berücksichtigen.

Es läßt sich die Dehnung φ bzw. die Kontraktion ψ eines zerrissenen Stabes ausdrücken in Prozenten der ursprünglichen Länge l bzw. des ursprünglichen Querschnittes F desselben durch

$$\varphi = 100 \frac{l_b - l}{l} \text{ bzw.}$$

$$\psi = 100 \frac{F - F_b}{F},$$

wenn l_b die Länge nach erfolgtem Bruch und F_b den Querschnitt an der Bruchstelle bedeutet.

b) Kupfer und Kupferlegierungen.

Metallsorte	$E = \frac{1}{\alpha}$ kg/qcm	σ_p kg/qcm	K_z kg/qcm	φ %	ψ %
Kupferblech, gewalzt	1 150 000	.	2000—2300	38	45—50
Messing, gegossen .	800 000	650	1650	13	17,4
Rotguß	900 000	900	2000	6	10,5
Geschützbronze . .	1 100 000	300	3000	.	.
" verdichtet	1 100 000	900	3200	.	.
Phosphorbronze	4000	.	.
Deltametall, Rohguß .	.	.	3400—3700	.	.
" hart gewalzt	997 700	2200	5880	12,3	17,4
" überschmiedet	.	1800	3600	.	.
" überschmiedet } Örlikoner Bronze . } Nr. A, überschmiedet }	.	2800	4400—5600	15—25	.

1) Nickelstahl mit 5% Nickel: $\sigma_p = 4000$ bis 5000 , $K_z = 8500$.

Nickelstahl mit 25% Nickel: $\sigma_p = 3500$ bis 6000 , $K_z = 7000$ bis 8000 .

2) Geglühter Stahlguß von Friedr. Krupp, als Martinstahlguß $K_z = 4000$ bis 4800 , als Tiegelstahlguß $K_z = 4500$ bis 7000 .

c) Andere Metalle und Materialien für Zugorgane.

Material	$E = \frac{1}{\alpha}$ kg/qcm	σ_p kg/qcm	K_z kg/qcm	Bemerkungen
Aluminium (gegossen)	675 000	.	1 000	$\varphi = 3\%$.
Aluminiumbronze mit 10% Aluminium	bis 1 200 6 400	$\varphi = 11\%$.
Zink, gewalzt	150 000	.	1 900	$K = 1000$ kg/qcm.
Blei, weich	50 000	.	125	Hartblei $K_z = 300$ kg/qcm.
Eisendraht, blank ge- zogen	4 200	5 600 bis 7 000	Für neue Draht- seile ist E etwa 0,35 mal so groß als für den Draht aus demselben Stoff ¹⁾ .
Eisendraht, gegläht	2 000 000	2 000	4 000	
Bessemer - Stahldraht, blank	5 200	6 500	
—, gegläht	2 150 000	2 250	4 000 bis 6 000	
Lederriemen, neu	1 250	160	} 250 bis 450	Leder (für Zug): $\varepsilon = \frac{1}{415} \sigma^{0,7}$, falls $\sigma = 3,9$ bis 27,2 kg/qcm.
—, gebraucht	2 250	.		
Manilahanfseil, neu	8 000	.		
	bis 9 500	.	} 500 alt	
Schleifshanfseil, neu	} 10 500 bis 12 500	.		

B. Zulässige Spannungen.

Man versteht unter der zulässigen Spannung eines Körpers (k_z für Zug, k für Druck, k_b für Biegung, k_s für Schub, k_d für Drehung) diejenige Spannung in kg/qcm, bis zu welcher er mit Sicherheit durch äußere Kräfte auf eine der verschiedenen Arten der Festigkeit beansprucht werden darf.

In der nachstehenden Tabelle gelten die zulässigen Spannungen unter I, wenn die Belastung eine ruhende ist.

Die zulässigen Spannungen unter II gelten, wenn die Belastung beliebig oft wechselt, derart, daß die durch sie hervorgerufenen Spannungen abwechselnd von Null bis zu einem größten Werte stetig wachsen und dann wieder auf Null zurücksinken.

Die zulässigen Spannungen unter III gelten, wenn die Belastung beliebig oft wechselt, derart, daß die durch sie hervorgerufenen Spannungen abwechselnd von einem größten negativen Werte stetig wachsen bis zu einem größten positiven, gleich großen Werte und dann wieder abnehmen.

1) Werte von K_z für Drahtseile siehe auch unter VII, A, b.

Für die zwischenliegenden Arten der Belastung können dazwischenliegende, den Spannungsgrenzen entsprechende Werte genommen werden.

Zulässige Spannungen in kg/qcm, nach C. v. Bach:

Art der Festigkeit und Belastung		Schweiß-eisen ¹⁾			Fluß-eisen ²⁾		Fluß-stahl ²⁾		Stahlguß		Guß-eisen	Kupferblech gewalzt
		von	bis		von	bis	von	bis				
Zug. k_z	I.	900	900	1200	1200	1500	600	900	300	600 ⁵⁾		
	II.	600	600	800	800	1000	400	600	200	300		
	III.	300	300	400	400	500	200	300	100	.		
Druck. k	I.	900	900	1200	1200	1500	900	1200	900	.		
	II.	600	600	800	800	1000	600	900	600	.		
	III.	300	300	400	400	500	250	350	.	.		
Biegung. k_b	I.	900	900	1200	1200	1500	750	1050	.	.		
	II.	600	600	800	800	1000	500	700	. ³⁾	.		
	III.	300	300	400	400	500	250	350	.	.		
Schub. k_s	I.	720	720	960	960	1200	480	840	300	.		
	II.	480	480	640	640	800	320	560	200	.		
	III.	240	240	320	320	400	160	280	100	.		
Drehung. k_d	I.	360	600	840	900	1200	480	840	.	.		
	II.	240	400	560	600	800	320	560	. ⁴⁾	.		
	III.	120	200	280	300	400	160	280	.	.		

¹⁾ Für vorzügliches Schweiß-eisen können die angegebenen zulässigen Spannungen um Beträge bis zu einem Drittel höher genommen werden, sofern die hierdurch zugelassenen größeren Formänderungen in ihrer Gesamtheit mit dem Zwecke des Bauteiles vereinbar sind. Wo zu befürchten steht, daß die Gesamtformänderung die mit Rücksicht auf den Zweck des Bauteiles als zulässig erachtete Grenze überschreitet, ist von dieser auszugehen.

²⁾ Die höheren Werte sind nur bei durchaus zuverlässigem, nicht zu weichem Stoff anzuwenden (bei dem also $k_z = 3400$ bis 4400 bzw. = 4500 bis 10 000). Für Draht gelten, entsprechend der größeren Zugfestigkeit, größere Werte für k_z , u. zw. $k_z = 1/3 k_z$ bis $1/5 k_z$.

³⁾ Für bearbeitetes Gußeisen setze man die zulässige Biegungsspannung

$$k_b = \mu k_z \sqrt{\frac{\epsilon}{z_0}}, \text{ worin}$$

$\mu = 1,20$ bis $1,33$ und für den Balkenquerschnitt:

ϵ den Abstand der am stärksten gespannten Faser von der Nullachse, z_0 den Abstand des Schwerpunktes der auf der einen Seite der Nullachse gelegenen Querschnittfläche von der Nullachse bezeichnet.

Versuche ergaben für den rechteckigen Querschnitt: $k_b = 1,7 k_z$, für den kreisförmigen Querschnitt: $k_b = 2,05 k_z$, für den I-förmigen Querschnitt: $k_b = 1,45 k_z$.

Für vorzügliches Gußeisen in Formen, die Gewähr für geringe Gußspannungen und vollkommene Dichtigkeit bieten, können die für k_b gegebenen Werte um Beträge bis zu einem Viertel höher genommen werden.

Für Rohguß ergab sich $k_b = 1,4 k_z$ bzw. $k_b = 1,7 k_z$ und $k_b = 1,2 k_z$ bei den vorstehend bezeichneten Querschnitten.

(Note 4 und 5 s. nächste Seite.)

Für Federstahl ist nach C. v. Bach im Falle II für den ungehärteten Zustand $k_b = 3600 \text{ kg/qcm}$, für den gehärteten Zustand $k_b = 4300 \text{ kg/qcm}$.

C. Verschiedene Arten der Festigkeit gerader Stäbe.

a) Zug- und Druckfestigkeit.

Die zulässige Belastung P eines auf Zug oder Druck beanspruchten prismatischen Stabes vom Querschnitte F qcm ist

$$P = F k_z \text{ bzw. } P = F k.$$

Die bei der Belastung P eintretende elastische Verlängerung bzw. Verkürzung λ eines prismatischen Stabes von der ursprünglichen Länge l beträgt

$$\lambda = \frac{P l}{F E},$$

worin E den Elastizitätsmodul des Stabmaterials bedeutet.

b) Knickfestigkeit.

Ist der Stab in einer Weise befestigt, wie in Fig. 4 bis 7 dargestellt ist, so ist allgemein, nach Euler, die Knickbelastung

$$P_k = w \frac{E J}{l^2};$$

hierin bedeutet

w einen von der Befestigungsweise der Stabenden abhängigen Koeffizienten,

J das kleinste äquatoriale Trägheitsmoment des gefährlichen Stabquerschnittes in cm^4 ,

E den Elastizitätsmodul des Stabmaterials in kg/qcm ,

l die Länge des Stabes in cm .

Die zulässige Belastung P (Tragfähigkeit) des Stabes darf nur einen Bruchteil der Knickbelastung P_k betragen. Man setzt

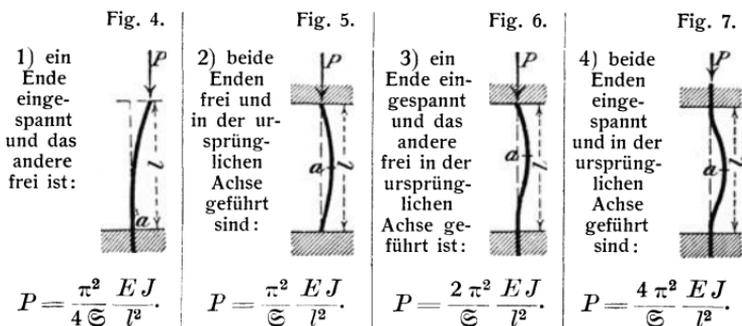
$$P = \frac{P_k}{\epsilon},$$

4) Die zulässige Drehungsspannung k_d des bearbeiteten Gußeisens setze man:

für den kreisförmigen Querschnitt $k_d = (\text{reichlich}) k_z$,
 „ „ kreisringförmigen u. hohlelliptischen Querschnitt $k_d = 0,8 k_z$ bis k_z ,
 „ „ elliptischen Querschnitt $k_d = k_z$ bis $1,25 k_z$,
 „ „ quadratischen Querschnitt $k_d = 1,4 k_z$,
 „ „ rechteckigen Querschnitt $k_d = 1,4 k_z$ bis $1,6 k_z$,
 „ „ hohlrechteckigen Querschnitt $k_d = k_z$ bis $1,25 k_z$,
 „ „ I-, C-, T-, L-förmigen Querschnitt $k_d = 1,4 k_z$ bis $1,6 k_z$.
 Der Einfluß der Gußhaut ist hier geringer als bei der Biegungsspannung.

5) Bei Windkesseln großer Feuerspritzen sei $k_z \geq 800$, bei Centrifugen $k_z = 500$.

wenn \mathcal{S} den Sicherheitsgrad gegen Knicken bedeutet, und erhält mit $w = \frac{\pi^2}{4}, \pi^2, 2\pi^2$ und $4\pi^2$ die zulässigen Belastungen, wenn



Der auf Knicken berechnete Querschnitt braucht nur bei a (Fig. 4 bis 7) vorhanden zu sein; an den Enden genügt der der zulässigen Druckspannung k entsprechende Querschnitt. Es muß aber selbstverständlich der Querschnitt bei a der Gleichung

$$\frac{P}{F} \leq k$$

ebenfalls Genüge leisten.

c) Biegungsfestigkeit.

Bei der Biegung eines prismatischen Stabes behalten nur die Fasern einer einzigen, durch die Stabachse gehenden Schicht, der Nullschicht (neutralen Faserschicht), ihre ursprüngliche Länge; diese Schicht schneidet jeden zur Schwerachse senkrechten Querschnitt in der Nulllinie (neutralen Achse).

Bezeichnet

M das Biegemoment eines Stabquerschnittes in cmkg,

J das Trägheitsmoment des Querschnittes, bezogen auf die Nulllinie, in cm^4 ,

e den Abstand der von der Nulllinie entferntesten Faser in cm,

$W = \frac{J}{e}$ das Widerstandsmoment des Querschnittes, bezogen auf die Nulllinie, in cm^3 ,

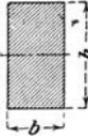
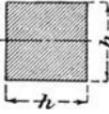
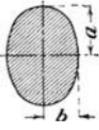
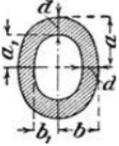
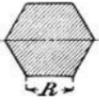
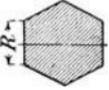
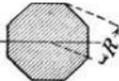
k_b die zulässige Biegungsspannung in kg/qcm,

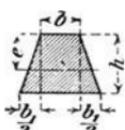
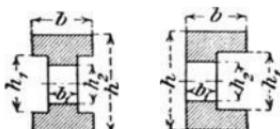
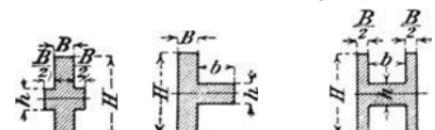
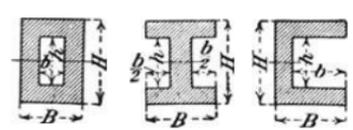
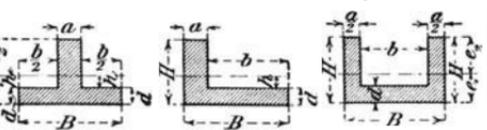
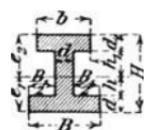
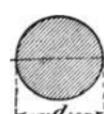
dann gilt die Grundgleichung

$$M = \frac{J}{e} k_b = W k_b.$$

1. Trägheits- und Widerstandsmomente.

Trägheits- und Widerstandsmomente der deutschen Normalprofile für Walzeisen s. Anhang des Hilfsbuches.

Querschnitt	Trägheitsmoment	Widerstandsmoment
	$J = \frac{b h^3}{12}$	$W = \frac{b h^2}{6}$
	$J = \frac{h^4}{12}$	$W = \frac{h^3}{6}$
	$J = \frac{\pi a^3 b}{4}$	$W = \frac{\pi a^2 b}{4}$
	$J = \frac{\pi}{4} (a^3 b - a_1^3 b_1)$ $\sim \frac{\pi}{4} a^2 (a + 3 b) d$	$W \sim \frac{\pi}{4} a (a + 3 b) d$
	$J = \frac{b h^3}{36}$	$W = \frac{b h^2}{24}$, für $e = \frac{2}{3} h$.
	$J = \frac{5 \sqrt{3}}{16} R^4$ $= 0,5413 R^4$	$W = \frac{5}{8} R^3$
		$W = 0,5413 R^3$
	$J = \frac{1 + 2 \sqrt{2}}{6} R^4$ $= 0,6381 R^4$	$W = 0,6906 R^3$

Querschnitt	Trägheitsmoment	Widerstandsmoment
	$J = \frac{6 b^2 + 6 b b_1 + b_1^2}{36 (2 b + b_1)} h^3.$	$W = \frac{6 b^2 + 6 b b_1 + b_1^2}{12 (3 b + 2 b_1)} h^2,$ für $e = \frac{1}{3} \frac{3 b + 2 b_1}{2 b + b_1} h.$
	$J = \frac{b (h^3 - h_1^3) + b_1 (h_1^3 - h_2^3)}{12}$	$W = \frac{b (h^3 - h_1^3) + b_1 (h_1^3 - h_2^3)}{6 h}$
	$J = \frac{B H^3 + b h^3}{12}$	$W = \frac{B H^3 + b h^3}{6 H}$
	$J = \frac{B H^3 - b h^3}{12}$	$W = \frac{B H^3 - b h^3}{6 H}$
	$J = \frac{1}{3} (B e_1^3 - b h^3 + a e_2^3)$	$e_1 = \frac{1}{2} \frac{a H^2 + b d^2}{a H + b d};$ $e_2 = H - e_1.$
	$J = \frac{1}{3} (B e_1^3 - B_1 h^3 + b e_2^3 - b_1 h_1^3).$	$e_1 = \frac{1}{2} \frac{a H^2 + B_1 d^2 + b_1 d_1 (2 H - d_1)}{a H + B_1 d + b_1 d_1}$
	$J = \frac{\pi d^4}{64}$	$W = \frac{\pi d^3}{32} \sim 0,1 d^3.$
	$J = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4).$	$W = \frac{\pi}{32} \frac{D^4 - d^4}{D}$

2. Biegemomente für verschiedene Belastungsweisen prismatischer Stäbe.

Es bedeutet noch

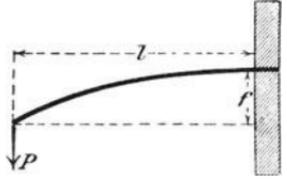
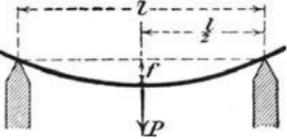
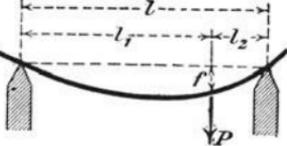
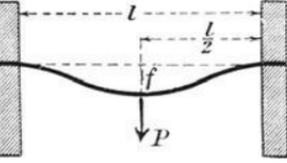
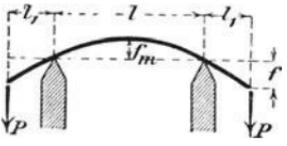
P eine Einzellast in kg,

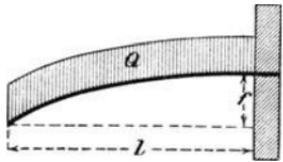
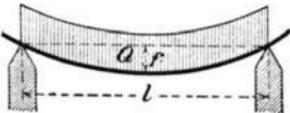
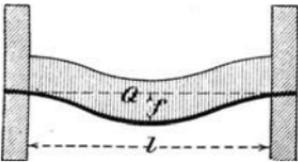
Q eine über die ganze Stablänge gleichmäßig verteilte Last in kg,

l die freie Länge des Stabes in cm,

E den Elastizitätsmodul des Stabmaterials in kg/qcm,

f und f_m die Durchbiegung des Stabes im Angriffspunkte der Einzellast P bzw. in der Mitte der Stützweite in cm.

Belastungsfall	Biegemoment M	Durchbiegung
	$M_{\max} = Pl.$	$f = \frac{P}{EJ} \frac{l^3}{3}.$
	$M_{\max} = \frac{Pl}{4}.$	$f = \frac{P}{EJ} \frac{l^3}{48}.$
	$M_{\max} = \frac{Pl_1 l_2}{l}.$	$f = \frac{P}{EJ} \frac{l_1^2 l_2^2}{3}.$
	$M_{\max} = \frac{Pl}{8}.$	$f = \frac{P}{EJ} \frac{l^3}{192}.$
	$M = Pl_1 = \text{konst.}$	$f_m = \frac{P}{EJ} \frac{l^3}{8} \frac{l_1}{l}$ in der Mitte der Stützweite; $f = \frac{P}{EJ} \left(\frac{l_1}{3} + \frac{l_1^2 l}{2} \right)$ im Angriffspunkte der Last.

Belastungsfall	Biegemoment M	Durchbiegung
	$M_{\max} = \frac{Ql}{2}$	$f = \frac{Q}{EJ} \frac{l^3}{8}$
	$M_{\max} = \frac{Ql}{8}$	$f = \frac{Q}{EJ} \frac{5l^3}{384}$
	$M_{\max} = \frac{1}{12} Ql$ im Einspannungsquerschnitt; $M = \frac{1}{24} Ql$ in der Stabmitte.	$f = \frac{Q}{EJ} \frac{l^3}{384}$

d) Schubfestigkeit.

Die Größe der durch eine Schubkraft P hervorgerufenen Schubspannung τ eines Stabes hängt von der Querschnittsform desselben ab. Sie beträgt

für einen rechteckigen Querschnitt bh :

$$\tau_{\max} = \frac{3}{2} \frac{P}{bh}$$

für einen kreisförmigen Querschnitt vom Durchmesser d

$$\tau_{\max} = \frac{16}{3} \frac{P}{\pi d^3}$$

Die zulässige Schubspannung kann im allgemeinen gesetzt werden

$$k_s = \frac{k_z}{1,3}$$

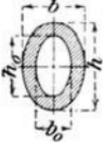
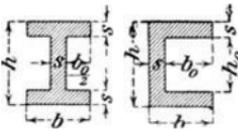
e) Drehungsfestigkeit.

Bedeutet

M_d das Moment des drehenden Kräftepaars in cmkg,
 $G = \frac{1}{\beta} = \frac{5}{13} E = 0,385 E$ den Gleitmodul in kg/qcm (s. S. 40),
 k_d die zulässige Drehungsspannung des Stabmaterials in kg/qcm,
 ϑ den verhältnismäßigen Verdrehungswinkel zweier um 1 cm voneinander abstehenden Stabquerschnitte unter der Einwirkung von M_d , gemessen in cm als Bogen vom Halbmesser 1 cm,

50 Zweiter Abschnitt. Elastizität und Festigkeit der Materialien.

dann gelten für M_d und ϑ die in der nachstehenden Tabelle für die wichtigsten Querschnitte angegebenen Werte.

Querschnitt	Zulässiges Drehmoment	Verdrehungswinkel
	$M_d = \frac{\pi}{16} d^3 k_d \sim 0,2 d^3 k_d.$	$\vartheta = \frac{32}{\pi d^4} \frac{M_d}{G}.$
	$M_d = \frac{\pi}{16} \frac{D^4 - d^4}{D} k_d.$	$\vartheta = \frac{32}{\pi (D^4 - d^4)} \frac{M_d}{G}.$
	$M_d = \frac{\pi}{16} b^2 h k_d.$ ($h > b.$)	$\vartheta = \frac{16}{\pi} \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3} \frac{M_d}{G}.$
	$M_d = \frac{\pi}{16} \frac{b^3 h - b_0^3 h_0}{b} k_d.$ ($h_0 : h = b_0 : b ; h > b.$)	.
	$M_d = \frac{2}{9} b^2 h k_d.$ ($h > b.$)	$\vartheta = 3,6 \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3} \frac{M_d}{G}.$
	$M_d = \frac{2}{9} h^3 k_d.$	$\vartheta = 7,2 \frac{1}{h^4} \frac{M_d}{G}.$
	$M_d = \frac{2}{9} s^2 (h + 2 b_0) k_d.$.

Bezeichnet noch

l die Länge des auf Verdrehung beanspruchten Stabes in cm,
 ψ den Verdrehungswinkel für die ganze Stablänge,

so ist

$$\psi = l \vartheta.$$

f) Zusammengesetzte Festigkeit.

1. Zug (Druck) und Biegung.

Bezeichnet

σ_1 die größte Zugspannung
 σ_2 " " Druckspannung
 σ " " Zugspannung (Druckspannung) des gleichzeitig
 noch durch eine Kraft P auf Zug (Druck) beanspruchten
 Querschnittes in kg/qcm,

} eines durch ein Biegemoment
 M_b beanspruchten Stabquer-
 schnittes F in kg/qcm,

so muß für Zug und Biegung

$$\sigma_1 + \sigma = \frac{M_b}{J} e_1 + \frac{P}{F} \leq k_z,$$

für Druck und Biegung

$$\sigma_2 + \sigma = \frac{M_b}{J} e_2 + \frac{P}{F} \leq k_d$$

sein, wenn e_1 bzw. e_2 den Abstand der von der Nulllinie entferntesten Zugfaser (Druckfaser) und J das Trägheitsmoment des betreffenden Querschnittes bedeutet.

2. Zug, (Druck) und Drehung.

Bezeichnet

τ die größte Schubspannung eines durch ein Drehmoment M_d beanspruchten Querschnittes F in kg/qcm,

σ die größte Zugspannung (Druckspannung) des gleichzeitig noch durch eine Kraft P auf Zug (Druck) beanspruchten Querschnittes in kg/qcm,

so muß für Zug und Drehung

$$0,35 \sigma + 0,65 \sqrt{\sigma^2 + 4 (\alpha_0 \tau)^2} \leq k_z, \quad \left(\alpha_0 = \frac{k_z}{1,3 k_d} \right)$$

für Druck und Drehung

$$0,35 \sigma + 0,65 \sqrt{\sigma^2 + 4 (\alpha_0 \tau)^2} \leq k, \quad \left(\alpha_0 = \frac{k}{1,3 k_d} \right)$$

und ferner

$$-0,35 \sigma + 0,65 \sqrt{\sigma^2 + 4 (\alpha_0 \tau)^2} \leq k_z, \quad \left(\alpha_0 = \frac{k_z}{1,3 k_d} \right)$$

sein.

3. Biegung und Drehung.

In jedem Querschnitteilchen erzeugt das Biegemoment M_b eine Normalspannung σ und das Drehmoment M_d eine Schubspannung τ .

Es gilt dann

$$0,35 \sigma + 0,65 \sqrt{\sigma^2 + 4 (\alpha_0 \tau)^2} \leq k_b, \quad \left(\alpha_0 = \frac{k_b}{1,3 k_d} \right)$$

Setzt man in vorstehende Gleichung — für kreisförmigen Querschnitt vom Durchmesser d —

$$\sigma = \frac{M_b}{0,1 d^3} \quad \text{und} \quad \tau = \frac{M_d}{0,2 d^3},$$

so ergibt sich

$$0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + (\alpha_0 M_d)^2} \leq 0,1 d^3 k_b.$$

Für rechteckigen Querschnitt $b h$ gilt

$$0,35 M_1 + 0,65 \sqrt{M_1^2 + (3/2 \alpha_0 M_d)^2} \leq 1/6 b h^2 k_b,$$

$$0,35 M_2 + 0,65 \sqrt{M_2^2 + (3/2 \alpha_0 M_l)^2} \leq 1/6 b^2 h k_b,$$

je nachdem das Biegemoment M_1 bzw. M_2 auf die zu b oder h parallele Schwerachse des Querschnittes $b h$ bezogen wird ($h > b$).

Nachzurechnen ist noch, ob

$$\frac{M_1}{1/6 b h^2} + \frac{M_2}{1/6 b^2 h} \leq k_b.$$

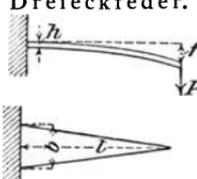
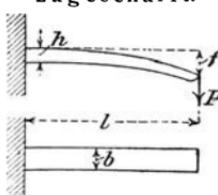
D. Festigkeit der Federn.

Es bedeutet

P die zulässige Belastung (Tragfähigkeit) der Feder in kg,
 f die Durchbiegung, entsprechend der Belastung P oder der zulässigen Biege- oder Drehungsspannung k_b bzw. k_d in cm,
 l die Länge der Feder in cm.

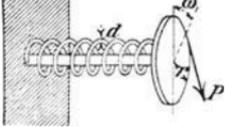
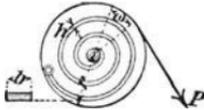
a) Biegefedern.

1. Gerade Biegefedern.

Benennung	Tragfähigkeit	Durchbiegung
Rechteckfeder. 	$P = \frac{b h^2 k_b}{6 l}$	$f = \frac{P l^3}{E J} \frac{1}{3} = 4 \frac{l^3}{b h^3} \frac{P}{E} = \frac{2}{3} \frac{l^2}{h} \frac{k_b}{E}$
Dreieckfeder. 	$P = \frac{b h^2 k_b}{6 l}$	$f = \frac{P l^3}{E J} \frac{1}{2} = 6 \frac{l^3}{b h^3} \frac{P}{E} = \frac{l^2}{h} \frac{k_b}{E}$
Rechteckfeder nach der kubischen Parabel zugeshärft. 	$P = \frac{b h^2 k_b}{6 l}$	$f = \frac{P l^3}{E J} \frac{1}{2} = 6 \frac{l^3}{b h^3} \frac{P}{E} = \frac{l^2}{h} \frac{k_b}{E}$

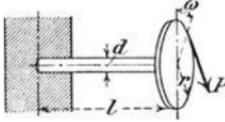
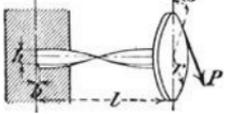
2. Gewundene Biegungsfedern.

l ist die Länge der gestreckt gedachten Feder.

Benennung	Tragfähigkeit	Durchbiegung
Gewundene Feder mit rechteckigem Querschnitte. 	$P = \frac{b h^2}{6} \frac{k_b}{r}$	$f = r \omega = \frac{P}{E J} l r^2 = 12 \frac{P l r^2}{E b h^3} = \frac{2}{h} \frac{r l k_b}{E}$
Gewundene Feder mit rundem Querschnitte. 	$P = \frac{\pi d^3}{32} \frac{k_b}{r}$	$f = r \omega = \frac{P}{E J} l r^2 = \frac{64}{\pi} \frac{P l r^2}{E d^4} = \frac{2}{d} \frac{r l k_b}{E}$
Spiralfeder mit rechteckigem Querschnitte. 	$P = \frac{b h^2}{6} \frac{k_b}{r}$	$f = r \omega = \frac{P}{E J} l r^2 = 12 \frac{P l r^2}{E b h^3} = \frac{2}{h} \frac{r l k_b}{E}$

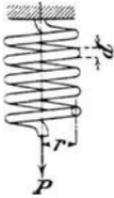
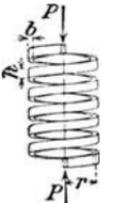
b) Drehungsfedern.

1. Gerade Drehungsfedern.

Benennung	Tragfähigkeit	Durchbiegung.
Einfache Drehungsfeder mit rundem Querschnitte. 	$P = \frac{\pi}{16} \frac{d^3}{r} k_d$	$f = r \omega = \frac{32 r^2 l}{\pi d^4} \frac{P}{G} = 2 \frac{r l}{d} \frac{k_d}{G}$
Einfache Drehungsfeder mit rechteckigem Querschnitte. 	$P = \frac{2}{9} \frac{b^2 h}{r} k_d$	$f = r \omega = 3,6 r^2 l \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3} \frac{P}{G} = 0,8 r l \frac{b^2 + h^2}{b h^2} \frac{k_d}{G}$

2. Gewundene Drehungsfedern.

n bedeutet die Anzahl der Windungen, r den mittleren Halbmesser der Feder.

Benennung	Tragfähigkeit	Durchbiegung
 <p>Cylindrische Schraubenfeder mit rundem Querschnitte.</p>	$P = \frac{\pi d^3}{16 r} k_d.$	$f = \frac{64 n r^3}{d^4} \cdot \frac{P}{G} = \frac{4 \pi n r^2}{d} \frac{k_d}{G}.$
 <p>Cylindrische Schraubenfeder mit rechteckigem Querschnitte.</p>	$P = \frac{2 b^2 h}{9 r} k_d.$	$f = 7,2 \pi n r^3 \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3} \frac{P}{G} = 1,6 \pi n r^2 \frac{b^2 + h^2}{b h^2} \frac{k_d}{G}.$
 <p>Kegelfeder mit rundem Querschnitte.</p>	$P = \frac{\pi d^3}{16 r} k_d.$	$f = \frac{16 r^2 l}{\pi d^4} \frac{P}{G} = \frac{r l k_d}{d G} = 16 n \frac{r^3}{d^4} \frac{P}{G} = \pi n \frac{r^2}{d} \frac{k_d}{G}.$
 <p>Kegelfeder mit rechteckigem Querschnitte.</p>	$P = \frac{2 b^2 h}{9 r} k_d.$	$f = 1,8 r^2 l \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3} \frac{P}{G} = 0,4 r l \frac{b^2 + h^2}{b h^2} \frac{k_d}{G} = 1,8 \pi n r^3 \frac{b^2 + h^2}{b^3 h^3} \frac{P}{G} = 0,4 \pi n r^2 \frac{b^2 + h^2}{b h^2} \frac{k_d}{G}.$

Die Arbeit in cmkg, die von einer Feder bei ihrer Durchbiegung von Null bis f aufgenommen wird (die sogen. „Federungsarbeit“) ist

$$A = \frac{P f}{2}.$$

E. Festigkeit cylindrischer und kugelförmiger Gefäße.

Es bezeichne

r_i den inneren Halbmesser in cm, } $r = r_a - r_i$,
 r_a " äußeren " " " " }
 k_z die zulässige Zugspannung des Materials in kg/qcm,
 k " " Druckspannung " " " " .

a) Hohlcyylinder.

1. Innerer Überdruck p_i in kg/qcm. Es ist

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0,4 p_i}{k_z - 1,3 p_i}} = r_i \sqrt{\frac{1 + 0,4 \frac{p_i}{k_z}}{1 - 1,3 \frac{p_i}{k_z}}} \dots \dots 1$$

Es sind nur solche Verhältnisse möglich, wofür

$$k_z > 1,3 p_i \text{ oder } \frac{p_i}{k_z} < 0,77.$$

Für geringe Wandstärken gilt hinreichend genau

$$s = r_i \frac{p_i}{k_z}.$$

(Berechnung der Wandstärke cylindrischer Dampfessel mit innerem Überdruck siehe unter „Dampfessel“.)

2. Äußerer Überdruck p_a in kg/qcm. Wenn ein Eindrücken der Wandung nicht zu erwarten steht, so ist

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k}{k - 1,7 p_a}}.$$

Es sind nur solche Verhältnisse möglich, wofür $p_a < \frac{k}{1,7}$ oder $\frac{p_a}{k} < 0,59$ ist.

Für geringe Wandstärken gilt hinreichend genau

$$s = r_a \frac{p_a}{k}.$$

(Berechnung der Wandstärke cylindrischer Dampfessel-Flammrohre siehe unter „Dampfessel“.)

b) Hohlkugeln.

1. Innerer Überdruck p_i in kg/qcm. Es ist

$$r_a = r_i \sqrt[3]{\frac{k_z + 0,4 p_i}{k_z - 0,65 p_i}}.$$

Nach Maßgabe dieser Gleichung sind nur solche Verhältnisse möglich, wofür $p_i < \frac{k_z}{0,65}$ oder $\frac{p_i}{k_z} < 1,54$ ist.

Für geringe Wandstärken gilt hinreichend genau

$$s = 1/2 r_i \frac{p_i}{k_z}.$$

56 Zweiter Abschnitt. Elastizität und Festigkeit der Materialien.

2. Äußerer Überdruck p_a in kg/qcm. Wenn ein Einknicken der Wandung nicht zu erwarten steht, so ist

$$r_a = r_i \sqrt[3]{\frac{k}{k - 1,05 p_a}}$$

Es sind nur solche Verhältnisse möglich, wofür $p_a < \frac{k}{1,05}$ oder

$$\frac{p_a}{k} < 0,95 \text{ ist.}$$

Für geringe Wandstärken gilt hinreichend genau

$$s = 1/2 r_a \frac{p_a}{k}$$

Erfährt ein Gefäß Abnutzung durch Rosten oder dergl., so ist die berechnete Wandstärke um einen entsprechenden Betrag zu vergrößern.

Dritter Abschnitt.

Maschinenteile¹⁾.

I. Hilfsmittel zur Verbindung von Maschinenteilen.

A. Lösbare Verbindungen.

a) Keile.

1. Querkeile.

Eine einfache Keilverbindung — aus zwei zu verbindenden Körpern m und n und dem Keil bestehend — zeigt Fig. 8. Wirkt auf den

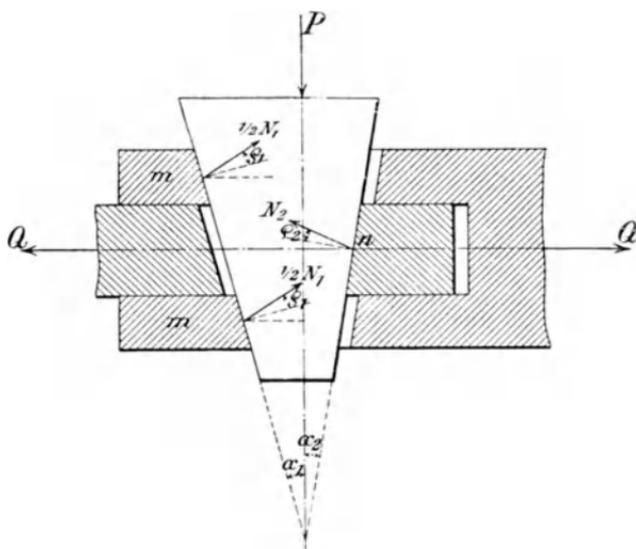


Fig. 8.

letzteren in der angedeuteten Richtung eine Kraft P , so kann dadurch eine Kraft Q überwunden werden, die sich auf folgende Weise ergibt.

¹⁾ C. v. Bach, Die Maschinenelemente, 8. Aufl., Stuttgart 1901, A. Bergsträsser.

Bedeutet $\mu_1 = \operatorname{tg} \rho_1$ den Reibungskoeffizienten des Keiles (Steigungswinkel $\alpha_1 + \alpha_2$) auf den Flächen des Körpers m , $\mu_2 = \operatorname{tg} \rho_2$ denjenigen auf der Fläche des Körpers n und $\mu = \operatorname{tg} \rho$ denjenigen in den Berührungsflächen zwischen m und n , so ist für die Stützdrucke N_1 und N_2

$$\begin{aligned} P &= N_1 \sin(\alpha_1 + \rho_1) + N_2 \sin(\alpha_2 + \rho_2), \\ N_1 \cos(\alpha_1 + \rho_1) - N_2 \cos(\alpha_2 + \rho_2) &= 0, \\ N_2 \cos(\alpha_2 + \rho_2) &= Q + N_2 \sin(\alpha_2 + \rho_2) \mu, \end{aligned}$$

woraus folgt

$$P = Q \frac{\operatorname{tg}(\alpha_1 + \rho_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2)}{1 - \mu \operatorname{tg}(\alpha_2 + \rho_2)}.$$

Die Kraft zum Lösen des Keiles bzw. diejenige Kraft, welche auf den Keil wirken muß, damit er unter Einwirkung der Zugkraft Q sich nicht von selbst nach auswärts bewegt, beträgt

$$P' = Q \frac{\operatorname{tg}(\alpha_1 - \rho_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 - \rho_2)}{1 + \mu \operatorname{tg}(\alpha_2 - \rho_2)}.$$

Demnach ist die Bedingung der Selbsthemmung $\operatorname{tg}(\alpha_1 - \rho_1) + \operatorname{tg}(\alpha_2 - \rho_2) \leq 0$.

Für $\alpha_1 = \alpha_2$ allgemein $= \alpha$ und $\rho_1 = \rho_2$ allgemein $= \rho$ ist annähernd

$$P = Q 2 \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$$

und

$$P' = Q 2 \operatorname{tg}(\rho - \alpha).$$

Selbsthemmung ist vorhanden, solange

$$\operatorname{tg}(\rho - \alpha) \leq 0, \text{ d. h.}$$

$$\alpha \leq \rho.$$

Wenn $\alpha_2 = 0$ und $\alpha_1 = \alpha$ gesetzt wird, so folgt

$$\left. \begin{aligned} P &= Q \operatorname{tg}(\alpha + \rho), \\ P' &= Q \operatorname{tg}(2\rho - \alpha) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots \mathbf{2}$$

und als Bedingung der Selbsthemmung

$$2\rho - \alpha \leq 0, \text{ d. h.}$$

$$\alpha \leq 2\rho.$$

Die trigonometrische Tangente des Steigungswinkels α nennt man den Anzug des Keiles und unterscheidet nach Vorstehendem Keile mit doppeltem und solche mit einseitigem Anzug. Letzterer kann bei Verbindungen, die eine dauernde Befestigung gewähren sollen, $1/25$ bis $1/15$, bei solchen, die öfter gelöst werden, $1/15$ bis $1/10$ und zuweilen bis $1/6$ betragen.

Bei einem Anzuge von mehr als $1/12$ sind Keilsicherungen, d. h. Vorrichtungen anzubringen, die ein selbsttätiges Lösen des Keiles verhindern.

Die Keilabmessungen sind mit Rücksicht auf die Art der Belastung — ob ruhend oder wechselnd — zu ermitteln. Im letzteren Falle ist durch Anziehen des Keiles bereits im unbelasteten Zustande eine Verspannung der miteinander zu verbindenden Teile herbeizuführen. Um diese zusätzliche Beanspruchung zum Ausdruck zu bringen, kann den Rechnungen die 1,25-fache Belastung zu Grunde gelegt werden.

Eine einfache Querkelverbindung für ruhende Belastung zeigt Fig. 9.

Es ist

$$P = \frac{d^2 \pi}{4} k_z = \left(\frac{D^2 \pi}{4} - D s_1 \right) k'_z, \dots \dots \dots \mathbf{3}$$

wenn k_z die zulässige Spannung im Querschnitte $\frac{d^2 \pi}{4}$ und k'_z die zulässige Spannung im Querschnitte $\frac{D^2 \pi}{4} - D s_1$. Da im letzteren Querschnitte die Spannung in den dem Keilloche am nächsten liegenden Flächenelementen größer sein wird als in den nach dem Umfange zu gelegenen, so muß $k'_z < k_z$ gewählt werden. Schätzungsweise trägt man diesem Umstande dadurch Rechnung, daß man setzt

$$k'_z = \frac{\pi}{4} k_z.$$

Dann folgt aus Gleichung 3 mit dem üblichen Werte $s_1 = 0,25 D$

$$D \sim \frac{4}{3} d.$$

Die Pressung k in der Berührungsstelle $D s_1$ zwischen Keil und Stange ergibt sich aus

$$\frac{d^2 \pi}{4} k_z = D s_1 k = \frac{D^2}{4} k$$

zu

$$k \sim \frac{7}{4} k_z.$$

Wird dieser Wert auch für die Hülse, welche die Stange umschließt, zugelassen, so folgt aus

$$2 s s_1 k = D s_1 k \\ s = 0,5 D.$$

Für die mittlere Höhe h_1 des auf Biegung beanspruchten Keiles gilt

$$\frac{P}{2} \left(\frac{D}{2} + \frac{s}{2} - \frac{D}{4} \right) = \frac{s_1 h_1^2}{6} k_b,$$

woraus mit $s_1 = 0,25 D$, $s = 0,5 D$, $P = \frac{d^2 \pi}{4} k_z$

$$h_1 = d \sqrt{\frac{3 \pi}{2} \frac{k_z}{k_b}}.$$

In der Regel wird die Stange aus Schweiß- oder Flußeisen, der Keil aus Stahl hergestellt, so daß unter Voraussetzung der Belastungsweise I (S. 43) mit $k_z = 900$ und $k_b = 1350$

$$h_1 \sim \frac{7}{4} d \sim \frac{4}{3} D.$$

Der Anzug des Keiles ist $\frac{1}{20}$ bis $\frac{1}{15}$ zu wählen.

Die Abmessung h kann für rechteckige Keile betragen

$$h = 0,67 h_1 \text{ bis } 0,75 h_1.$$

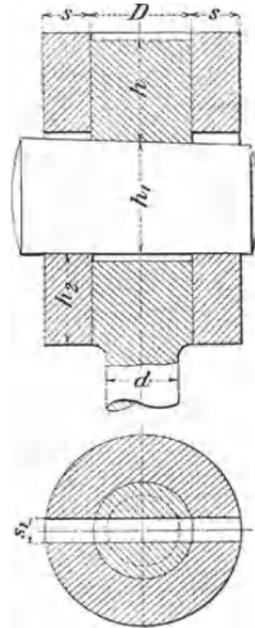


Fig. 9.

Die Höhe h_2 nimmt man gleich h , sofern die Gesamtbeanspruchung der Hülse nicht eine größere Abmessung bedingt.

Keile, welche bei voller Belastung eingetrieben werden, müssen solche Abmessungen erhalten, daß die Pressung in den Flächen, welche hierbei aufeinander gleiten, das höchstzulässige Maß nicht überschreitet (Sicherheit gegen Anfressen).

Fig. 10 zeigt eine häufig vorkommende Keilverbindung.

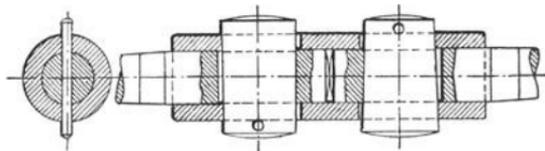


Fig. 10.

Weitere Keilverbindungen finden sich im folgenden bei den Maschinenteilen, zu denen sie gehören.

2. Längskeile.

Die fast stets aus Stahl gefertigten Längskeile dienen zur Befestigung von Rädern, Kupplungen, Kurbeln, Excentern etc. auf den Triebwellen oder Achsen.

Man unterscheidet Keile mit Anzug und prismatische Keile oder Federn.

Erstere werden je nach der Querschnittsform und nach der Lage gegen die Welle als Hohlkeile (Fig. 11), Flächenkeile (Fig. 12), Nutenkeile (Fig. 13) und Tangentialkeile (Fig. 14) ausgeführt.

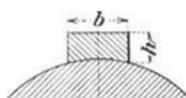


Fig. 11.

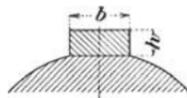


Fig. 12.

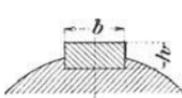


Fig. 13.

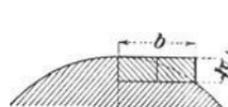


Fig. 14.

Die Hohl- und Flächenkeile sind nur zum Übertragen kleinerer Kräfte geeignet; sie kommen insbesondere dann zur Verwendung, wenn auf eine Welle nachträglich ein Rad, eine Scheibe oder dergl. aufgesetzt werden soll. Die Betriebssicherheit ist jedoch schon bei geringen Erschütterungen der arbeitenden Teile nicht sehr groß, weshalb Nutenkeile nach Fig. 13 den Vorzug verdienen. Die schmalen Flächen derselben sichern bei einem etwaigen Gleiten zwischen Nabe und Welle die Übertragung des Drehmomentes, was bei Hohl- und Flächenkeilen nicht der Fall ist.

Die Tangentialkeile leisten namentlich da, wo die Richtung der Kraftabgabe schnell wechselt, ferner bei stark stoßenden Maschinenteilen ausgezeichnete Dienste.

Der Fig. 15 ersichtliche Nasenkeil wird da angewendet, wo man einen Ansatz, die Nase, braucht, um den Keil wieder herausschlagen zu können.

Wegen ihrer hohen Unfallsgefahr sind Nasenkeile zu verwerfen.

Die Federn (Fig. 16) sichern nur die Drehung der Naben auf der Welle, nicht aber ihre Verschiebung in Richtung der Wellenachse. Letzteres kann durch Stellringe (s. d.) verhütet werden.

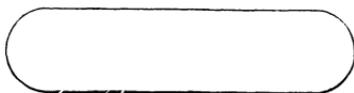
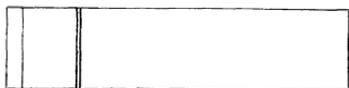
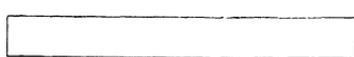


Fig. 15.

Fig. 16.

Die Keilabmessungen können für normale Bohrungen aus der nachstehenden Tabelle entnommen werden. Hierin bedeutet d den Wellendurchmesser, b die Keilbreite und h die Keilhöhe in mm. Die $_N$ erhält $\frac{1}{100}$ Anzug.

Hauptantriebe mit Wellen von $d \geq 180$ mm erhalten Doppelkeile, die um 90° gegeneinander versetzt werden.

d mm	Hohlkeil Fig. 11		Flächenkeil Fig. 12		Nutenkeil Fig. 13		Tangentialkeil Fig. 14	
	b mm	h mm	b mm	h mm	b mm	h mm	b mm	h mm
30	11	5	11	4	—	—	—	—
35	14	7	14	6	—	—	—	—
40	14	7	14	6	—	—	—	—
45	14	7	14	6	—	—	—	—
50	16	8	16	7	16	7	—	—
55	16	8	16	7	16	7	—	—
60	16	8	16	7	16	7	—	—
65	19	10	19	8	19	8	—	—
70	19	10	19	8	19	8	—	—
75	21	10	21	8	21	8	—	—
80	21	10	21	8	21	8	—	—
85	23	12	23	10	23	10	—	—
90	23	12	23	10	23	10	—	—
95	26	13	26	11	26	11	—	—
100	26	13	26	11	26	11	29	9
105	30	15	30	12	30	12	30	9
110	30	15	30	12	30	12	32	10
115	30	15	30	12	30	12	32	10
120	30	15	30	12	30	12	35	11
125	30	15	30	12	30	12	35	11
130	33	17	33	15	33	15	38	12
135	33	17	33	15	33	15	38	12
140	33	17	33	15	33	15	39	12
145	33	17	33	15	33	15	40	12
150	33	17	33	15	33	15	42	13

b) Schrauben.

1. Allgemeines.

Wickelt man die Ebene eines Winkels bac (Fig. 17) so auf einen Cylinder vom Halbmesser r , daß der eine Schenkel ab mit der Umfangslinie eines Normalschnittes des Cylinders zusammenfällt, dann beschreibt der andere Schenkel ac eine auf dem Cylinder liegende Kurve, die als

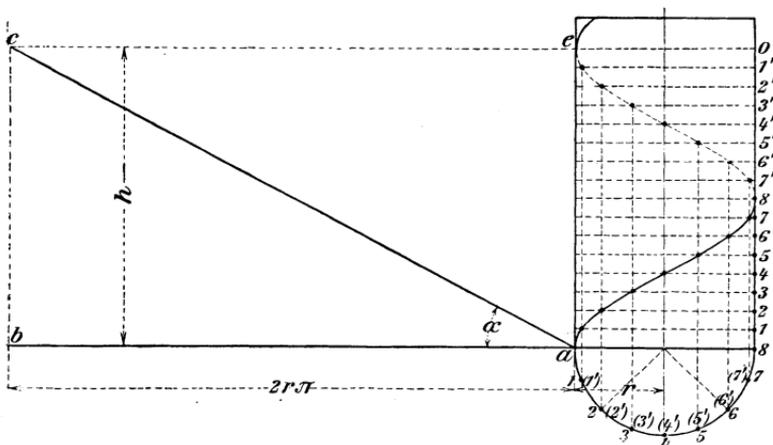


Fig. 17.

Schraubenlinie bezeichnet wird. Der Winkel bac heißt der Steigungswinkel und wird allgemein mit α , der Abstand $ae = bc$ je zweier Schraubenwindungen — die Steigung oder die Ganghöhe — mit h bezeichnet. Es ist nach Fig. 17

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2r\pi}.$$

Man konstruiert die Schraubenlinie, indem man die Ganghöhe h und ferner von a aus den als Kreis sich darstellenden Normalschnitt des Cylinders in je n (hier 16) gleiche Teile teilt. Die Schnittpunkte der durch die ersten Teilpunkte gelegten wagerechten mit den durch die letzteren gelegten lotrechten Linien geben Punkte der Schraubenlinie.

Führt man eine beliebige gerad- oder krummlinig begrenzte Figur als erzeugendes Element mit einem ihrer Punkte auf der Schraubenlinie so herum, daß ihre Ebene stets die Achse der Schraube in sich aufnimmt, so entsteht ein Schraubengang.

Ist das erzeugende Element ein Dreieck, so entsteht eine scharfgängige Schraube (Fig. 18); tritt an die Stelle des Dreiecks ein Rechteck (Quadrat), so entsteht eine flachgängige Schraube (Fig. 19). Im ersteren Falle entsteht ein auf dem Mantel des Cylinders (Schraubenkern) liegendes Gewinde mit dreieckigem, im zweiten ein solches mit rechteckigem (quadratischem) Querschnitt; der Betrag, um den es den Schraubenkern überragt, heißt Gewindetiefe oder Gangtiefe. Je nachdem das Gewinde, von vorn gesehen, nach rechts oder nach links

aufsteigt, ist die Schraube rechtsgängig oder linksgängig. (In der Regel werden rechtsgängige Schrauben angewendet.)

Statt des Dreiecks und Vierecks können auch andere Figuren — Trapez, wellenförmiger Querschnitt — als erzeugende Elemente auf-

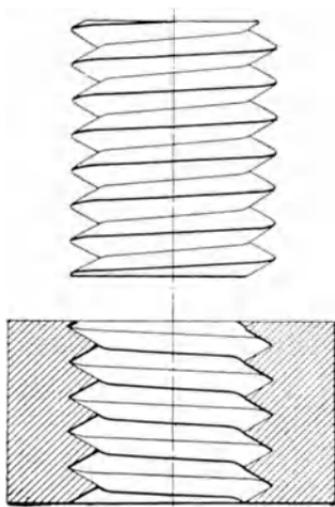


Fig. 18.

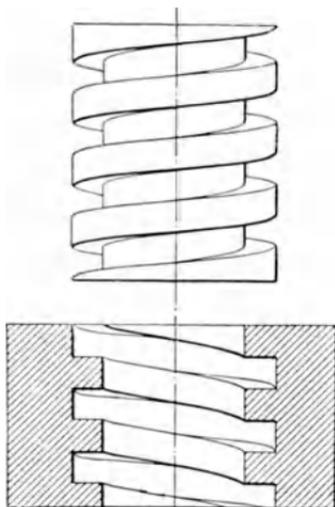


Fig. 19.

treten. Damit ergeben sich das trapezförmige und das runde Gewinde. Besteht das Gewinde einer Schraube aus einem gewundenen Körper, wie z. B. in Fig. 19, so heißt die Schraube eingängig, besteht dasselbe aus zwei Körpern (entsprechend zwei parallelen Schraubenlinien, Fig. 20), so wird die Schraube zwei- oder doppelgängig genannt; ebenso ergeben sich drei- und mehrgängige Schrauben.

Auf die Gänge wird die Mutter geschraubt, die entsprechendes Hohlgewinde hat (Fig. 18 und 19) und äußerlich gewöhnlich ein sechsseitiges Prisma bildet. Die oberen und unteren Ecken der Mutter werden zumeist nach einem Kegel vom Basisdurchmesser s_0 (Schlüsselweite) und dem Basiswinkel 30° abgestumpft.

Schraube und Mutter dienen zur Verbindung von Maschinenteilen, außerdem zur Umwandlung einer drehenden Bewegung in eine fortschreitende und umgekehrt (bei Pressen, Hebevorrichtungen, Werkzeugmaschinen). Hiernach unterscheidet man Befestigungs- und Bewegungsschrauben.

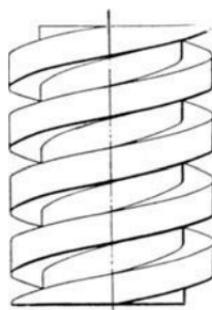


Fig. 20.

a) Befestigungsschrauben.

Was die üblichen Gewindeprofile anbelangt, so werden die Befestigungsschrauben fast immer als scharfgängige ausgeführt. Die hier in Betracht kommenden Gewindearten sind die folgenden:

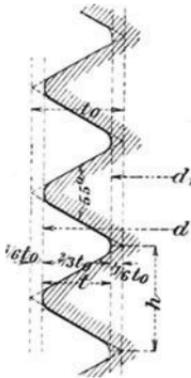


Fig. 21.

Whitworthsches Gewinde. Dem in Fig. 21 dargestellten Gewindeprofil liegt ein gleichschenkliges Dreieck mit dem Kantenwinkel von 55° zu Grunde. Die Höhe t_0 des Dreiecks ist $\frac{h}{2} \operatorname{ctg} 27^\circ 30' = 0,96049 h$. Die Spitzen sind außen und innen um je $\frac{1}{6} t_0$ abgerundet, so daß die Gangtiefe $t = \frac{2}{3} 0,96049 h = 0,64033 h$ und der Kerndurchmesser $d_1 = d - 2 t = d - 1,28065 h = d (1 - 1,28065 n)$ beträgt, wobei für d (äußerer Gewindedurchmesser) = $\frac{1}{4}$ bis 6 Zoll (engl.) der Zahlenwert n sich von $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{15}$ ändert.

Das Whitworthsche Gewinde (vergl. die nachstehenden Tabellen I und II) ist zurzeit in Europa am meisten verbreitet.

In manchen Werkstätten (besonders in Süddeutschland) wird es in abgeänderter Form angewendet, und zwar derart, daß ihm nur die Ganghöhen h entnommen sind, während die äußeren Durchmesser d in Abstufungen von 3 mm aufeinander folgen, also:

$$d = 12, 15, 18, 21, 24, 27, 30 \text{ mm u. s. w.}$$

Tabelle I. Whitworthsches Gewinde.

Äußerer Durchmesser des Gewindes d		Kern-Durchmesser d_1		Anzahl der Gewindegänge		Höhe der Mutter, abgerundet h_1	Höhe des Kopfes, abgerundet h_0	Schlüsselweite, abgerundet s_0	$Q = \frac{1}{4} \pi d_1^2 k_z$, wenn (in kg/qcm)	
engl. Z.	mm	mm	qcm	auf einen engl. Z.	auf die Länge d	mm	mm	mm	$k_z=480$	$k_z=600$
				Z.					kg	kg
$\frac{1}{4}$	6,35	4,72	0,175	20	5	6	4	13	85	105
$\frac{5}{16}$	7,94	6,13	0,295	18	$5\frac{5}{8}$	8	6	16	140	175
$\frac{3}{8}$	9,52	7,49	0,441	16	6	10	7	19	210	265
$\frac{7}{16}$	11,11	8,79	0,607	14	$6\frac{1}{8}$	11	8	21	290	365
$\frac{1}{2}$	12,70	9,99	0,784	12	6	13	9	23	375	470
$\frac{5}{8}$	15,87	12,92	1,311	11	$6\frac{7}{8}$	16	11	27	630	785
$\frac{3}{4}$	19,05	15,80	1,961	10	$7\frac{1}{2}$	19	13	33	940	1 175
$\frac{7}{8}$	22,22	18,61	2,720	9	$7\frac{7}{8}$	22	15	36	1 305	1 630

Äußerer Durchmesser des Gewindes d		Kern- Durchmesser d_1		Anzahl der Gewindengänge auf einen engl. Z. auf die Länge d		Höhe der Mutter, abgerundet, h_1	Höhe des Kopfes, abgerundet, h_0	Schlüsselweite, abgerundet, s_0	$Q = \frac{1}{4} \pi d_1^2 k_z,$ wenn (in kg/qcm) $k_z=480$ $k_z=600$	
engl. Z.	mm	mm	qcm	Z.	d	mm	mm	mm	kg	kg
1	25,40	21,33	3,573	8	8	25	18	40	1 715	2 145
$1\frac{1}{8}$	28,57	23,93	4,498	7	$7\frac{7}{8}$	29	20	45	2 160	2 700
$1\frac{1}{4}$	31,75	27,10	5,768	7	$8\frac{3}{4}$	32	22	50	2 770	3 460
$1\frac{3}{8}$	34,92	29,50	6,835	6	$8\frac{1}{4}$	35	24	54	3 280	4 100
$1\frac{1}{2}$	38,10	32,68	8,388	6	9	38	27	58	4 030	5 030
$1\frac{5}{8}$	41,27	34,77	9,495	5	$8\frac{1}{8}$	41	29	63	4 560	5 700
$1\frac{3}{4}$	44,45	37,94	11,31	5	$8\frac{3}{4}$	44	32	67	5 430	6 780
$1\frac{7}{8}$	47,62	40,40	12,82	$4\frac{1}{2}$	$8\frac{7}{16}$	48	34	72	6 150	7 690
2	50,80	43,57	14,91	$4\frac{1}{2}$	9	51	36	76	7 160	8 950
$2\frac{1}{4}$	57,15	49,02	18,87	4	9	57	40	85	9 060	11 320
$2\frac{1}{2}$	63,50	55,37	24,08	4	10	64	45	94	11 560	14 450
$2\frac{3}{4}$	69,85	60,55	28,80	$3\frac{1}{2}$	$9\frac{5}{8}$	70	49	103	13 820	17 280
3	76,20	66,90	35,15	$3\frac{1}{2}$	$10\frac{1}{2}$	76	53	112	16 870	21 090
$3\frac{1}{4}$	82,55	72,57	41,36	$3\frac{1}{4}$	$10\frac{9}{16}$	83	58	121	19 850	24 820
$3\frac{1}{2}$	88,90	78,92	48,92	$3\frac{1}{4}$	$11\frac{3}{8}$	89	62	130	23 480	29 350
$3\frac{3}{4}$	95,25	84,40	55,95	3	$11\frac{1}{4}$	95	67	138	26 860	33 570
4	101,60	90,75	64,68	3	12	102	71	147	31 050	38 810
$4\frac{1}{4}$	107,95	96,65	73,37	$2\frac{7}{8}$	$12\frac{7}{32}$	108	76	156	35 220	44 020
$4\frac{1}{2}$	114,30	102,98	83,29	$2\frac{7}{8}$	$12\frac{19}{16}$	114	80	165	39 980	49 970
$4\frac{3}{4}$	120,65	108,84	93,04	$2\frac{3}{4}$	$13\frac{1}{16}$	121	85	174	44 660	55 820
5	127,00	115,19	104,2	$2\frac{3}{4}$	$13\frac{3}{4}$	127	89	183	50 020	62 530
$5\frac{1}{4}$	133,35	121,67	116,3	$2\frac{5}{8}$	$13\frac{25}{32}$	133	93	192	55 810	69 760
$5\frac{1}{2}$	139,70	127,51	127,7	$2\frac{5}{8}$	$14\frac{7}{16}$	140	98	201	61 300	76 620
$5\frac{3}{4}$	146,05	133,05	139,0	$2\frac{1}{2}$	$14\frac{3}{8}$	146	102	209	66 740	83 420
6	152,40	139,39	152,6	$2\frac{1}{2}$	15	152	106	218	73 250	91 560

Tabelle II. Whitworthsches Gewinde für Gasrohre.

Lichter Rohrdurchmesser D		Äußerer Gewindedurchmesser d		Kerndurchmesser d_1		Anzahl der Gänge auf einen engl. Z.
engl. Z.	mm	engl. Z.	mm	engl. Z.	mm	
$\frac{1}{8}$	3,175	0,3825	9,7153	0,3367	8,5520	28
$\frac{1}{4}$	6,350	0,5180	13,1569	0,4506	11,4450	19
$\frac{3}{8}$	9,525	0,6563	16,6697	0,5889	14,9578	19
$\frac{1}{2}$	12,700	0,8257	20,9724	0,7342	18,6483	14
$\frac{5}{8}$	15,875	0,9022	22,9154	0,8107	20,5913	14
$\frac{3}{4}$	19,050	1,0410	26,4409	0,9495	24,1168	14
$\frac{7}{8}$	22,225	1,1890	30,2000	1,0975	27,8759	14
1	25,400	1,3090	33,2479	1,1925	30,2889	11
$1\frac{1}{8}$	28,574	1,4920	37,8961	1,3755	34,9371	11
$1\frac{1}{4}$	31,749	1,6500	41,9092	1,5335	38,9502	11
$1\frac{3}{8}$	34,924	1,7450	44,3221	1,6285	41,3631	11
$1\frac{1}{2}$	38,099	1,8825	47,8146	1,7660	44,8556	11
$1\frac{5}{8}$	41,274	2,0210	51,3324	1,9045	48,3734	11
$1\frac{3}{4}$	44,449	2,0470	51,9927	1,9305	49,0337	11
2	50,799	2,3470	59,6126	2,2305	56,6536	11
$2\frac{1}{4}$	57,149	2,5875	65,7212	2,4710	62,7622	11
$2\frac{1}{2}$	63,499	3,0013	76,2315	2,8848	73,2725	11
$2\frac{3}{4}$	69,849	3,2470	82,4722	3,1305	79,5132	11
3	76,199	3,4850	88,5173	3,3685	85,5583	11

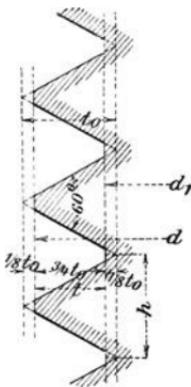


Fig. 22.

Sellersches Gewinde. Dasselbe gründet sich ebenfalls auf das englische Maßsystem und wird vorzugsweise in Amerika ausgeführt.

Der Gewindequerschnitt (Fig. 22) ist ein gleichseitiges Dreieck (Kantenwinkel also 60°) mit Abflachung der Spitzen außen und innen um je $\frac{1}{8}$ der Dreieckshöhe t_0 . Es ist $t_0 = \frac{h}{2} \operatorname{ctg} 30^\circ = 0,86603 h$; demnach die Gangtiefe $t = \frac{3}{4} t_0 = 0,64952 h$ und der Kerndurchmesser $d_1 = d - 2t = d - 1,29904 h = d(1 - 1,29904 n)$, wobei für $d = \frac{1}{8}$ bis 6 Zoll (engl.) der Zahlenwert n sich von $\frac{1}{5}$ bis $\frac{2}{27}$ ändert. Vergleiche hierzu die nachstehende Tabelle III.

Tabelle III. Sellerssches Gewinde.

Äußerer Gewindedurchmesser d	Ganghöhe h	Zahlenwert n	Äußerer Gewindedurchmesser \bar{d}	Ganghöhe \bar{h}	Zahlenwert \bar{n}	Äußerer Gewindedurchmesser \bar{d}	Ganghöhe \bar{h}	Zahlenwert \bar{n}
engl. Z.	engl. Z.	(s. v.)	engl. Z.	engl. Z.	(s. v.)	engl. Z.	engl. Z.	(s. v.)
$\frac{1}{8}$	0,0250	0,2000	$1\frac{1}{8}$	0,1429	0,1270	$3\frac{1}{4}$	0,2857	0,0879
$\frac{3}{16}$	0,0417	0,2222	$1\frac{1}{4}$	0,1429	0,1143	$3\frac{1}{2}$	0,3077	0,0879
$\frac{1}{4}$	0,0500	0,2000	$1\frac{3}{8}$	0,1667	0,1212	$3\frac{3}{4}$	0,3333	0,0889
$\frac{5}{16}$	0,0556	0,1778	$1\frac{1}{2}$	0,1667	0,1111	4	0,3333	0,0833
$\frac{3}{8}$	0,0625	0,1667	$1\frac{5}{8}$	0,1818	0,1119	$4\frac{1}{4}$	0,3478	0,0818
$\frac{7}{16}$	0,0714	0,1633	$1\frac{3}{4}$	0,2000	0,1143	$4\frac{1}{2}$	0,3636	0,0808
$\frac{1}{2}$	0,0769	0,1538	$1\frac{7}{8}$	0,2000	0,1067	$4\frac{3}{4}$	0,3810	0,0802
$\frac{9}{16}$	0,0833	0,1481	2	0,2222	0,1111	5	0,4000	0,0800
$\frac{5}{8}$	0,0909	0,1455	$2\frac{1}{4}$	0,2222	0,0988	$5\frac{1}{4}$	0,4000	0,0762
$\frac{3}{4}$	0,1000	0,1333	$2\frac{1}{2}$	0,2500	0,1000	$5\frac{1}{2}$	0,4211	0,0766
$\frac{7}{8}$	0,1111	0,1270	$2\frac{3}{4}$	0,2500	0,0909	$5\frac{3}{4}$	0,4211	0,0732
1	0,1250	0,1250	3	0,2857	0,0952	6	0,4444	0,0741

Internationales metrisches Gewinde (S. I.-Gewinde).

Seit der allgemeinen Einführung des metrischen Maßsystems auf dem europäischen Kontinente ist der Wunsch immer stärker geworden, auch das Schraubengewinde diesem Maßsystem anzupassen.

Auf einem am 3. und 4. Oktober 1898 in Zürich abgehaltenen Kongresse, zu welchem die bedeutendsten technischen Vereinigungen der Industriestaaten eingeladen waren, gelang es, ein einheitliches Gewindesystem aufzustellen. Es wurde das von der Société d'Encouragement pour l'Industrie nationale in Paris bereits im Jahre 1894 in Frankreich eingeführte System mit einigen leichten Ergänzungen versehen, vom Kongresse einstimmig angenommen und der technischen Welt zum Gebrauche empfohlen.

Die Schlüsselweiten wurden im Auftrage des Kongresses nachträglich durch Abgeordnete des Vereins deutscher Ingenieure, des Vereins schweizerischer Maschinenindustrieller und der Société d'Encouragement pour l'Industrie nationale in einer Zusammenkunft in Zürich am 20. Oktober 1900 endgültig festgestellt.

Der Gewindequerschnitt (Fig. 23) ist ein gleichseitiges Dreieck, dessen parallel zur Schraubenachse stehende Grundlinie gleich der Ganghöhe h ist (Kantenwinkel 60° und $t_0 = 0,866 h$). Die Spitzen des Ge-

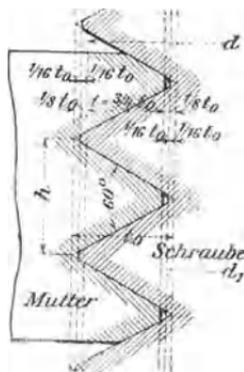


Tabelle 23.

windes sind um $\frac{1}{8} t_0$ abgeflacht. Die Ausrundung des Schraubengewindes im Kern (s. Fig. 23) und des Muttergewindes außen wurde von deutscher Seite vorgeschlagen. Der durch diese Ausrundung bestimmte Spielraum soll nach den Vereinbarungen nicht mehr als $\frac{1}{16} t_0$ betragen, seine Form jedem überlassen bleiben, jedoch wird empfohlen, ihm die Gestalt einer Ausrundung zu geben.

In der folgenden Zusammenstellung, Tabelle IV, ist die Gangtiefe t mit Rücksicht auf einen Spielraum im Betrage von $\frac{1}{16} t_0$ gewählt, d. h. $t = 0,866 h \left(\frac{3}{4} + \frac{1}{16} \right) = 0,7036 h$. Demgemäß beträgt der Kerndurchmesser $d_1 = d - 2 \cdot 0,7036 h$. In der Ausrundung, welche das Gewinde im Grunde erhält, dürfte ein wesentlicher Vorzug des Gewindes vor dem Sellersschen zu erblicken sein.

Tabelle IV. Internationales metrisches Gewinde.
(S. I.-Gewinde.)

Außerer Durchmesser des Gewindes d	Kerndurchmesser d_1	Ganghöhe h	Gangtiefe t	Schlüsselweite s_0	Außerer Durchmesser des Gewindes d	Kerndurchmesser d_1	Ganghöhe h	Gangtiefe t	Schlüsselweite s_0			
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm			
6	4,593	} 1,0	0,7036 {	12	30	25,075	} 3,5	2,4628 {	46			
7	5,593			13	33	28,075			50			
8	6,241	} 1,25	0,8795 {	15	36	30,371	} 4,0	2,8146 {	54			
9	7,241			16	39	33,371			58			
10	7,889	} 1,5	1,0555 {	18	42	35,667	} 4,5	3,1664 {	63			
11	8,889			19	45	38,667			67			
12	9,537	1,75	1,2314	21	48	40,964	} 5,0	3,5182 {	71			
				23	52	44,964			77			
14	11,185	} 2,0	1,4073 {	23	56	48,260	} 5,5	3,8701 {	82			
16	13,185			26						60	52,260	88
18	14,482	} 2,5	1,7591 {	29	64	55,556	} 6,0	4,2219 {	94			
20	16,482			32						68	59,556	100
22	18,482			35								
24	19,778	} 3,0	2,1109 {	38	72	62,853	} 6,5	4,5737 {	105			
27	22,778			42	76	66,853				110		
					80	70,149	7,0	4,9255	116			

β) Bewegungsschrauben.

Für diese Schrauben finden das flachgängige und das runde Gewinde Verwendung; zuweilen werden auch die Kanten des flachen Gewindes abgerundet, wie z. B. bei den Kupplungsspindeln der Eisenbahnwagen.

Wenn der Druck nur in einer Richtung auf die Schraube wirkt, wie z. B. bei Stell- oder Preßschrauben, wird ein trapezförmiges Gewinde benutzt.

Flachgängiges Gewinde (Fig. 24). Nach Berechnung des Kerndurchmessers d_1 der Schraube (Näheres s. nachstehend) wählt man die Ganghöhe $h \geq \frac{d_1}{4}$ und die Gangtiefe $t \geq \frac{h}{2}$. Erfolgt die Herstellung der Schraube auf der Drehbank, so ist die Ganghöhe h von der Ganghöhe der Leitspindel derselben und der Übersetzung von dieser nach der Bankspindel hin abhängig. Letzteres gilt auch für die Schrauben mit rundem und trapezförmigem Gewinde.

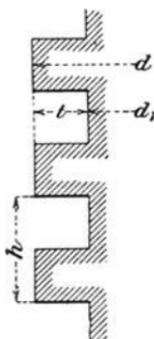


Fig. 24.

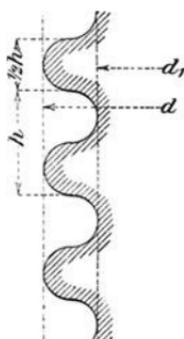


Fig. 25.

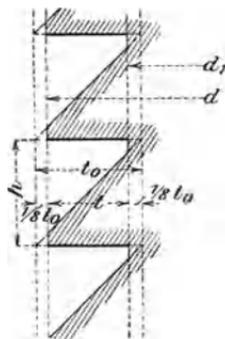


Fig. 26.

Rundes Gewinde (Fig. 25). Man wählt das dem berechneten Kerndurchmesser zunächst liegende d_1 eines der scharfgängigen Gewinde und das diesem entsprechende h und t . Den Durchmesser der inneren und äußeren Halbkreise macht man gleich $\frac{h}{2}$.

Trapezförmiges Gewinde (Fig. 26). Man macht die Ganghöhe $h = t_0$ und die Gangtiefe $t = \frac{3}{4} h$, so daß die beiden parallelen Seiten des Trapezes (in der Richtung der Schraubenachse) je gleich $\frac{h}{8}$ werden.

2. Berechnung der Schrauben.

Es bezeichne:

Q die in der Richtung der Schraubenachse wirkende Belastung in kg,

k_z die zulässige Zugspannung des Schraubenmaterials in kg/qcm,

d_1 den Kerndurchmesser der Schraube in cm,

d den äußeren Gewindedurchmesser in cm.

a) Für Schrauben, deren Kern nur auf Zug oder Druck beansprucht wird — es sind dies Schrauben, die ohne ihre Last angezogen werden —, gilt

$$Q = \frac{\pi}{4} d_1^2 k_z.$$

Bei sorgfältiger Herstellung der Schrauben kann unter Voraussetzung der Belastungsweise II (S. 43) für gewöhnliches Schweiß-eisen gesetzt werden

$$k_z = 600 \text{ kg/qcm.}$$

Für minder sorgfältig hergestellte derartige Schrauben nehme man bei derselben Belastungsweise nur

$$k_z = 480 \text{ kg/qcm.}$$

Bei vorzüglicher Beschaffenheit des verwendeten Eisens, oder im Falle Stahl gewählt wird, kann die zulässige Anstrengung nach Maßgabe der erwähnten Zusammenstellung und der Bemerkungen auf S. 43 entsprechend vergrößert werden.

Werte von Q für die Whitworthschen Kerndurchmesser d_1 (bei Annahme der Zugspannungen $k_z = 600 \text{ kg/qcm}$ bzw. $k_z = 480 \text{ kg/qcm}$) ergibt die Tabelle I (S. 64 und 65); umgekehrt erhält man für diese Spannungen k_z den erforderlichen Kerndurchmesser aus

$$d_1 = 0,046 \sqrt{Q} \text{ bzw. } d_1 = 0,052 \sqrt{Q}.$$

Die Höhe h_1 der Mutter ergibt sich unter Berücksichtigung der im Gewinde auftretenden Biegungs- und Schubspannungen zu

$$h_1 = d, \text{ wenn Mutter und Schraube aus gleichem Material,}$$

$$h_1 = 1,5 d, \text{ wenn die Mutter aus Bronze und die Schraube aus Schweiß-eisen,}$$

$$h_1 \leq 1,5 d, \text{ wenn die Mutter aus Gußeisen und die Schraube aus Schweiß-eisen ist.}$$

Wegen der Unzuverlässigkeit des Materials ist gußeisernes Gewinde nach Möglichkeit zu vermeiden.

Für die Höhe des Kopfes genügt $h_0 = 0,7 d$. Die Schlüsselweite s_0 ist aus den vorstehenden Tabellen I und IV zu ersehen.

3) Schrauben, deren Kern außer auf Zug oder Druck noch auf Drehung beansprucht wird — es sind dies Schrauben, die mit der Last angezogen werden —, sind in ähnlicher Weise zu berechnen.

Bei diesen Schrauben ist noch darauf zu achten, daß die Pressung k in den Berührungsf lächen der Gewinde von Schraube und Mutter eine gewisse Größe nicht überschreitet, derart, daß bei z tragenden Gängen

$$Q \leq \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) k z.$$

Es soll k bei Befestigungs- und Stellschrauben,

wenn Schweiß- oder Flußeisen auf dem gleichen Material

oder auf Bronze gleitet, höchstens 150 kg/qcm,

wenn Flußstahl auf Flußstahl oder auf Bronze gleitet,

höchstens 200 kg/qcm

betragen.

Bei Bewegungsschrauben für Pressen u. dergl. ist für k höchstens die Hälfte vorstehender Werte zu nehmen. Die erhöhte Beanspruchung dieser Schrauben infolge des durch die Reibung in den Gewindegängen hervorgerufenen Drehmomentes berücksichtigt man dadurch, daß die zulässige Belastung derselben zu nur drei Vierteln der unter α) erlaubten genommen wird. Demzufolge ist zu setzen

$$k_z = \frac{3}{4} 600 = 450 \text{ kg/qcm bzw. } k_z = \frac{3}{4} 480 = 360 \text{ kg/qcm,}$$

so daß sich ergibt

$$d_1 = 0,053 \sqrt{Q} \text{ bzw. } d_1 = 0,060 \sqrt{Q} \quad \mathbf{4}$$

Die meisten Befestigungsschrauben (wie Fundamentanker, Flanschschrauben u. s. w.) erleiden dadurch, daß sie bereits von vornherein kräftig angezogen und während des Betriebes auch nachgezogen werden müssen, eine zusätzliche Beanspruchung. Derselben kann in der Regel genügend dadurch Rechnung getragen werden, daß man die zulässige Beanspruchung für die gebräuchlichen scharfgängigen Schrauben ($d \geq 1,6$ cm) zu etwa nur drei Vierteln der in Gl. 4 enthaltenen bezüglichen Werte annimmt, d. h. man setzt

$$k_z = 354 \text{ kg/qcm bezw. } k_z = 260 \text{ kg/qcm,}$$

so daß sich ergibt

$$\bar{d}_1 = 0,060 \sqrt{Q} \text{ bezw. } \bar{d}_1 = 0,070 \sqrt{Q}.$$

Für schwächere Schrauben reicht das nicht aus. Man vermeidet deshalb im Maschinenbau nach Möglichkeit die Verwendung von Schrauben unter 1,6 cm Stärke (5/8" engl.).

Um der vorhandenen Drehungsbeanspruchung bei flachgängigen Schrauben schon von vornherein Rechnung zu tragen, empfiehlt es sich, nach α) den Kern mit $1/2 k_z$ bis $3/4 k_z$ auf Zug zu berechnen. Dann wird für den abgerundeten Wert \bar{d}_1 das Gewinde u. s. w. bestimmt und nun die Festigkeitsberechnung auf Zug und Drehung nochmals durchgeführt und \bar{d}_1 nötigenfalls berichtigt.

In den meisten Fällen tritt zu dem beanspruchenden Drehmomente

$$M_d = Pr = Qr \operatorname{tg}(\alpha + \rho) = Qr \frac{h + 2r\pi\mu}{2r\pi - h\mu} \quad (\text{Gl. 5 und 6, S. 72})$$

noch ein zweites, herrührend von den Reibungswiderständen in der Stützfläche der Schraube, welches bei der zweiten Rechnung berücksichtigt werden muß.

Erfährt die Schraube Druckbeanspruchung, so ist in gleicher Weise vorzugehen; hierbei ist noch zu untersuchen, ob Knickung möglich ist.

3. Kraft- und Arbeitsverhältnisse der Schrauben.

Die Drehung einer mit Q kg belasteten Mutter auf einer flachgängigen Schraube (Fig. 27) kann aufgefaßt werden als die Be-

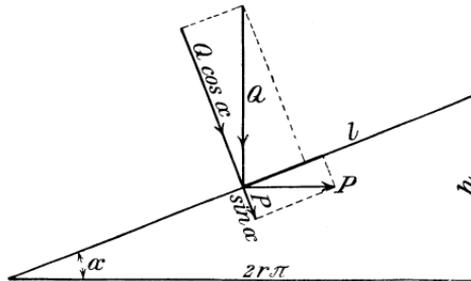


Fig. 27.

wegung einer Last Q auf einer schiefen Ebene, deren Steigungswinkel gleich dem Steigungswinkel α der Schraube ist.

Bezeichnet mit Bezugnahme auf Fig. 27

P_0 die ideale Antriebskraft,

P die wirkliche Antriebskraft unter Berücksichtigung der Reibung zwischen Mutter und Schraube in den Gewindegängen,

r den Halbmesser der mittleren Schraubelinie,

$\mu = \text{tg } \rho$ den Reibungskoeffizienten des Materials,

h die Ganghöhe der Schraube,

so gilt für das Heben der Last Q

$$P_0 2 r \pi = Q h,$$

und da

$$h = 2 r \pi \text{tg } \alpha,$$

$$P_0 = Q \text{tg } \alpha.$$

Bezeichnet l die abgewickelte mittlere Schraubelinie, so ist mit Berücksichtigung der Reibung in den Gewindegängen

$$P 2 r \pi = Q h + \mu Q \cos \alpha l + \mu P \sin \alpha l$$

und mit

$$l = \frac{2 r \pi}{\cos \alpha}$$

$$P 2 r \pi = Q h + \mu Q 2 r \pi + \mu P 2 r \pi \text{tg } \alpha.$$

Da

$$h = 2 r \pi \text{tg } \alpha,$$

folgt

$$P = Q \text{tg } \alpha + \mu Q + \mu P \text{tg } \alpha,$$

demnach

$$P(1 - \mu \text{tg } \alpha) = Q(\mu + \text{tg } \alpha)$$

$$\text{und } P = Q \frac{\mu + \text{tg } \alpha}{1 - \mu \text{tg } \alpha} = Q \frac{\text{tg } \alpha + \text{tg } \rho}{1 - \text{tg } \alpha \text{tg } \rho} = Q \text{tg } (\alpha + \rho) \quad \dots \quad \mathbf{5}$$

Da ferner

$$\text{tg } \alpha = \frac{h}{2 r \pi},$$

kann auch gesetzt werden

$$P = Q \frac{h + 2 r \pi \mu}{2 r \pi - h \mu} \quad \dots \quad \mathbf{6}$$

Der Wirkungsgrad der Schraube ist

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{\text{tg } \alpha}{\text{tg } (\alpha + \rho)}.$$

Für das Senken der Last gilt

$$P' = Q \text{tg } (\alpha - \rho)$$

und

$$\eta' = \frac{\text{tg } (\alpha - \rho)}{\text{tg } \alpha}.$$

Selbsthemmung tritt ein, wenn $\alpha \leq \rho$ bzw. $\text{tg } \alpha \leq \mu$.

Für die scharfgängige Schraube erhält man die Antriebskraft P , wenn in Gl. 6 für μ gesetzt wird $\frac{\mu}{\cos \beta}$ (β ist der halbe Kantwinkel des Gewindes); demnach

$$P = Q \frac{h \cos \beta + 2 r \pi \mu}{2 r \pi \cos \beta - h \mu}.$$

Bei dem Whitworthschen Gewinde ist $\beta = \frac{55^\circ}{2}$, womit

$$\frac{\mu}{\cos \beta} = 1,12 \mu.$$

Die Reibung fällt bei den scharfgängigen Schrauben etwas größer aus als bei den flachgängigen, — ein Umstand, der die ersteren für Befestigungszwecke besonders geeignet macht.

Mehrgängige Schrauben haben des größeren Wertes von α wegen einen höheren Wirkungsgrad als eingängige.

Beispiel. Die flußstählerne flachgängige Spindel einer Schraubendruckpresse hat einen Kerndurchmesser $d_1 = 9$ cm, einen äußeren Durchmesser $d = 11$ cm, also eine Gangtiefe $t = 1$ cm bei 3'' engl. ($\approx 7,62$ cm) Ganghöhe des dreigängigen Gewindes. Wie groß ist die Beanspruchung bei einer Druckkraft $Q = 40000$ kg, wenn die Konstruktion derart ist, daß Knickung nicht in Frage kommt, und daß das die Schraube auf Drehung beanspruchende Moment durch die vorstehende Gl. 6 bestimmt wird?

Es ist für den mittleren Schraubenhalbmesser $r = \frac{1}{4} (11 + 9) = 5$ cm und den Reibungskoeffizienten $\mu = 0,1$

$$M_d = 40000 \cdot 5 \frac{7,62 + 2 \pi \cdot 5 \cdot 0,1}{2 \pi \cdot 5 - 7,62 \cdot 0,1} = 70200 \text{ cmkg.}$$

Die im Kernquerschnitt durch dieses Moment hervorgerufene Drehungsbeanspruchung τ_{\max} ist

$$\tau_{\max} = \frac{70200}{\frac{1}{16} \pi 9^3} \approx 480 \text{ kg/qcm,}$$

die Druckspannung

$$\sigma = \frac{40000}{\frac{1}{4} \pi 9^2} = 630 \text{ kg/qcm}$$

und somit nach S. 51 (für $\alpha_0 = 1$) die größte im Querschnitte der Spindel auftretende Hauptspannung

$$\sigma_{\max} = 0,35 \cdot 630 + 0,65 \sqrt{630^2 + 4 \cdot 480^2} = 967 \text{ kg/qcm,}$$

also noch etwas unterhalb der zulässigen Normalspannung $k = 1000$ kg/qcm (Belastungsweise II, S. 43). Bei Verwendung von guter Bronze als Material der Mutter muß (nach S. 70) der Druck in der Berührungsfläche $k < \frac{1}{2} 200$ kg/qcm sein. Wählt man $k = 95$ kg/qcm, so erhält man die Anzahl der vollständig tragenden Gewindgänge aus

$$40000 = \frac{\pi}{4} (11^2 - 9^2) 95 z$$

zu $z \approx 14$, so daß eine Mutterhöhe

$$h_1 = 14 (3 : 3) = 14'' \text{ engl.} = 35,5 \text{ cm}$$

genügt.

B. Nicht lösbare Verbindungen. Nietten.

a) Allgemeines.

Zur Vernietung plattenförmiger Körper dienen aus vorzüglichem zähem Schweiß- oder Flußeisen gefertigte cylindrische Bolzen b (Fig. 28) — die Niete — mit Setzkopf d_1 und dem nachträglich angestauchten Schließkopf d_2 .

Man unterscheidet: ein-, zwei- und mehrschnittige Nietverbindungen, je nachdem die Nietten in einem Querschnitte, in zwei oder in mehreren Querschnitten abgesichert werden würden, wenn die Trennung der Verbindung durch Abscheren erfolgte.

Je nachdem die Niete einer Naht in einer Reihe, in zwei oder in mehreren Reihen angeordnet sind, unterscheidet man ein-, zwei- und mehrreihige Nietverbindungen.

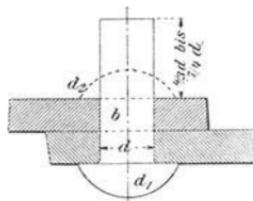


Fig. 28.

Nietungen, bei denen die Niete der einen Reihe gegen die Niete der anderen Reihe versetzt sind, werden als Zickzacknietungen bezeichnet, während die mit unversetzten Reihen Parallel- oder Kettennietungen heißen.

Bei den Überlappungsnietungen sind die zu verbindenden Blechränder übereinander gelegt (Niete also stets einschnittig), im Gegensatz zu den Laschennietungen, bei denen die Bleche stumpf zusammenstoßen und auf einer Seite oder (besser) auf beiden Seiten (Niete also zweischnittig) durch aufgelegte Platten (Laschen) verbunden sind.

Nach den Anforderungen, die an Nietverbindungen zu stellen sind, unterscheidet man:

a) Vernietungen, die bedeutende Kräfte zu übertragen und gleichzeitig einen dichten Abschluß herzustellen haben, die also fest und dicht sein müssen (für Dampfkessel u. s. w.);

b) Vernietungen, die einen verhältnismäßig geringen Widerstand zu leisten, dagegen dicht zu halten haben (für Flüssigkeits- und Gasbehälter, eiserne Schornsteine u. s. w.);

c) Vernietungen, die nur Kräfte zu übertragen haben, also nur fest zu sein brauchen (für Eisenkonstruktionen).

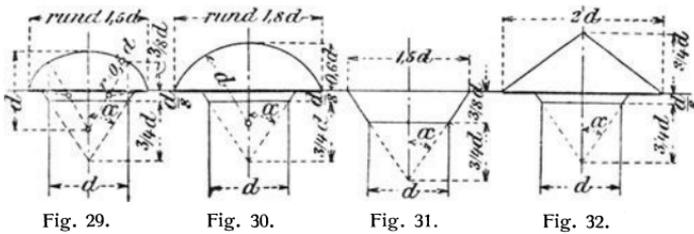


Fig. 29.

Fig. 30.

Fig. 31.

Fig. 32.

Das Dichthalten einer Nietnaht wird bei Platten von etwa 0,5 cm Stärke aufwärts durch Verstemmen derselben mittelst des Stemmeisens erzielt. Zur vollständigen Abdichtung gehört noch das Verstemmen der Nietköpfe am Umfange.

Platten unter 0,5 cm Stärke werden unter Zuhilfenahme von Leinwand- oder Papierstreifen, die mit Mennige getränkt sind, abgedichtet.

Die Form der Nietköpfe ergibt sich aus Fig. 29—32. Fig. 29 und 30 zeigen durch den sogenannten Schellhammer vollendete Köpfe für feste bzw. für feste und dichte Verbindungen. Fig. 31 und 32 stellen ohne Benutzung des Schellhammers erzeugte Nietköpfe mit versenktem bzw. erhabenem Kopf dar. Den sämtlichen Köpfen liegt der gleiche Versenkungswinkel α zu Grunde; es ist $\text{ctg } \alpha = 1,2$.

Zur Bildung des erhabenen Schließkopfes ist eine Schaftlänge von $\frac{4}{3}d$ bis $\frac{7}{4}d$ erforderlich (Fig. 28, S. 73).

Die üblichen Nietstärken liegen zwischen 0,8 und 2,6 cm (Handnietung), bei Schiffskesseln bis 3,6 cm (Maschinennietung).

Die Herstellung der Löcher für die Vernietung geschieht entweder durch Lochen (Stanzen) oder durch Bohren. Flußeisen soll nur gebohrt werden.

b) Berechnung der Vernietungen.

Der heiß eingezogene Niet zieht sich beim Erkalten zusammen; hierdurch werden die Platten aufeinander gepreßt und Längsspannungen im Nietschafte hervorgerufen. Mit der Zusammenziehung in Richtung der Nietachse ist gleichzeitig auch eine solche senkrecht dazu verknüpft. Hieraus folgt, daß der Nietschaft selbst dann, wenn er im ursprünglichen (heißen) Zustande sich an die Lochwand angelegt hatte, diese nach seinem Erkalten nicht mehr berühren kann. Solange demnach kein Gleiten der durch die Nieten verbundenen Platten gegeneinander stattgefunden hat, wird der Nietschaft nicht durch Kräfte beansprucht sein können, die von der Lochwand senkrecht zu seiner Achse geäußert werden müßten. Einem etwaigen Gleiten der zusammengepreßten Platten widersteht aber die Reibung. Die Größe R dieses Gleitungswiderstandes kann nach C. v. Bach bei in guten Werkstätten sachgemäß ausgeführten Nietungen von mittleren Abmessungen für jedes Paar Berührungsflächen $R = 1000$ bis 1500 kg/qcm Nietquerschnitt angenommen werden.

Bei der bisher üblichen Berechnung der Nietverbindungen wird R vernachlässigt und (den tatsächlichen Verhältnissen nicht entsprechend) nur die Schubfestigkeit des Nietquerschnittes in Rechnung genommen. Die vernieteten Platten werden als lediglich durch Zug oder Druck beansprucht angesehen; die Biegungsbeanspruchung des Nietschaftes und der Platten bleibt unberücksichtigt.

Als Beispiel für den Gang dieser Berechnung diene die einschneittige einreihige Vernietung (Fig. 33). Man denkt sich nach dem Vorgange von Schwedler zu jedem Niet vom Durchmesser d einen diesen seilartig umschließenden Blechstreifen von der Breite $\frac{1}{2}b$ und der Stärke s und nimmt an, daß der Nietschaft, die durchschnittliche Schubspannung k_s erfahrend, die Kraft $\frac{\pi}{4}d^2 k_s$ durch die Lochleibung hindurch auf die beiden Enden des ihn umschlingenden Bandes übertrage und dabei in diesem die Zugspannung k_z hervorrufe, derart, daß

$$\frac{\pi}{4}d^2 k_s = 2 \cdot \frac{b}{2} s k_z.$$

Wird angenommen, daß $k_s = k_z$, und daß s sich durch Abrosten um etwa 20% vermindern kann, so ergibt sich

$$b = \frac{5}{4} \frac{\pi}{s} d^2.$$

Ist hiermit die Breite bestimmt, so folgt die Nietteilung aus

$$t = b + d.$$

Diese Rechnung, welche, da sie den Gleitungswiderstand vernachlässigt, hinsichtlich der Inanspruchnahme des Materials der vernieteten Platten als besonders sicher erscheint, ist es jedoch für die Überlappungs-nietung (Fig. 34) durchaus nicht.

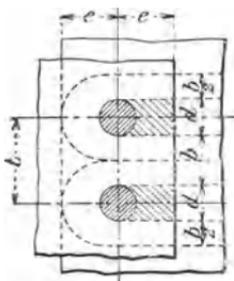


Fig. 33.

Berücksichtigt man die hier noch auftretende Biegebungsbeanspruchung, welche die vernieteten Platten dadurch erfahren, daß die beiden Kräfte S S um s voneinander abstehen, also ein biegendes Moment S s liefern, so ergibt sich die Gesamtbeanspruchung des Blechstreifens erheblich höher. Nur dadurch, daß der in der gemeinschaftlichen Berührungsfläche wirkende Gleitwiderstand die übertragende Kraft bildet, bleibt bei diesen Nietverbindungen, wie auch bei denen mit einseitiger Überlappung, die Biegebungsbeanspruchung und damit die Gesamtbeanspruchung innerhalb dessen, was nach allen unseren Erfahrungen als höchstens zulässig betrachtet werden kann.

Für die Entfernung e des Lochmittels vom Blechrand, Fig. 34, ergibt sich, gleiche Festigkeit des Nietquerschnittes und des in Betracht kommenden Blechquerschnittes vorausgesetzt

$$\frac{\pi}{4} d^2 k_s = 2 \left(e - \frac{d}{2} \right) k'_s,$$

woraus mit k'_s (Blech) = $0,8 k_s$ (Nietmaterial)

$$e = d \left(0,5 + \frac{\pi}{6,4} \frac{d}{s} \right).$$

Tatsächlich findet aber selbst dann, wenn die Nietverbindung einer zum Bruche führenden Belastung ausgesetzt wird und dieser an der in Frage stehenden Stelle eintritt, nicht ein Ausscheren, sondern ein von der Biegebungsbeanspruchung des Materials herrührendes Aufreißen statt.

Das Verhältnis des gelochten zu demjenigen des ungelochten (vollen) Blechquerschnittes

$$\varphi = \frac{b s}{(b + d) s} = \frac{b}{b + d}$$

gilt als Maß der Ausnutzung der Blechfestigkeit.

Welchen Einfluß das Verstemmen einer Nietverbindung auf die Größe des Gleitwiderstandes hat, darüber geben nachstehende Ergebnisse von Versuchen Aufschluß, die C. v. Bach mit einschneidigen einreihigen Nietverbindungen ($s = 1,2$ cm, $d = 1,95$ cm und $2,05$ cm Weite der gebohrten Löcher) anstellte.

Es ergab sich für den Gleitwiderstand R auf 1 qcm Nietquerschnitt im Mittel etwa:

$R = 800$ kg, wenn Bleche und Nietköpfe unverstemmt,

$R = 1240$ kg, wenn Bleche auf beiden Seiten verstemmt, Nietköpfe unverstemmt,

$R = 1330$ kg, wenn Bleche und Nietköpfe nur auf einer Seite verstemmt,

$R = 1570$ kg, wenn Bleche auf beiden Seiten, Nietköpfe nur auf der einen Seite verstemmt,

$R = 1620$ kg, wenn Bleche und Nietköpfe auf beiden Seiten verstemmt sind.

Der Gebrauch einzelner Kesselschmieden, die Verstemmung auf beiden Seiten sorgfältig vorzunehmen, findet durch diese Versuchsergebnisse eine gute Begründung.

1. Dampfkesselnietungen.

Diese Nietungen müssen fest und dicht sein. Die endgültige Abdichtung erfolgt, da die Blechstärken hier mindestens 0,7 cm gewählt werden, durch Verstemmen.

Man nimmt bei den gewöhnlichen Überlappungs-nietungen die Größe d des Nietdurchmessers

$$d = \sqrt{5s} - 0,4, \quad 7$$

worin s die Blechstärke in cm bedeutet;

für $s = 0,8$	$1,0$	$1,2$	$1,4$	$1,6$	$1,8$	$2,0$	$2,2$	$2,4$	$2,6$	$2,8$	$3,0$	$3,2$ cm,
wird $d = 1,6$	$1,8$	$2,0$	$2,2$	$2,4$	$2,6$	$2,8$	$2,9$	$3,0$	$3,2$	$3,3$	$3,5$	$3,6$ cm.

α) Einschnittige einreihige Vernietung (Fig. 34).

Mit Rücksicht auf das ordentliche Verstemmen des zwischen zwei Nieten gelegenen Bleches, ferner mit Rücksicht auf die Bildung des Schließkopfes und auf die Herstellung der Löcher wählt man die Nietteilung

$$t = 2d + 0,8 \text{ cm.}$$

Die Entfernung e der Lochmitte vom Blechrande sei

$$e = 1,5d \quad 8$$

Diese Angaben gelten auch für einseitig gelaschte Nietverbindungen.

Die zulässige Belastung der Niete im Betriebe soll bei Verwendung von gutem Material — siehe unter „Dampfkessel“ (Hamburger Normen 1898) — und unter Voraussetzung sachgemäßer, sorgfältiger Ausführung 600 bis 700 kg/qcm Nietquerschnitt betragen, so daß die im vollen Blech — unter Voraussetzung gleichmäßiger Verteilung — eintretende Spannung höchstens beträgt

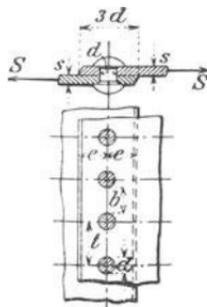


Fig. 34.

$$\sigma_v = \frac{\pi}{4} \frac{d^2 \cdot 700}{s \cdot t}$$

Dabei darf jedoch an keiner Stelle die Beanspruchung des Bleches die für dasselbe zulässige Grenze überschreiten. Nach den „Hamburger Normen 1898“ kann die zulässige Beanspruchung des Bleches, welche bei dem größten Betriebsdruck eintritt, zu $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{4,5}$ der Zugfestigkeit K_z des Materials angenommen werden, so daß, wenn S die auf die Blechbreite t zu übertragende Kraft bezeichnet,

$$(t - d) s \frac{K_z}{5} = b s \frac{K_z}{5} \geq S \text{ bis } (t - d) s \frac{K_z}{4,5} = b s \frac{K_z}{4,5} \geq S.$$

β) Einschnittige zweireihige Vernietung (Fig. 35 und 36).

Man wählt den Nietdurchmesser d und den Randabstand e nach Gl. 7 bzw. 8; für die Zickzacknietung (Fig. 35) ist die Nietteilung

$$t = 2,6 d + 1,5 \text{ cm}$$

und die Entfernung

$$e_1 = 0,6 t$$

zu nehmen.

Für die sogenannte Kettennietung (Fig. 36) kann der besseren Abdichtung wegen die Nietteilung

$$t = 2,6 d + 1,0 \text{ cm}$$

und die Entfernung

$$e_1 = 0,8 t$$

gesetzt werden.

In beiden Fällen soll die zulässige Belastung der Niete

im Betriebe 550 bis 650 kg/qcm Nietquerschnitt nicht überschreiten, so daß

$$\sigma_r \leq \frac{\frac{\pi}{4} d^2 650}{\frac{1}{2} s t}$$

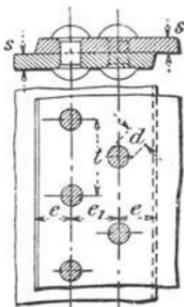


Fig. 35.

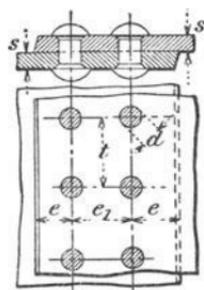


Fig. 36.

γ) Einschnittige dreireihige Vernietung (Fig. 37).

Die Nietstärke d , sowie der Randabstand e können nach Gl. 7 bzw. Gl. 8, die Nietteilung nach

$$t = 3 d + 2,2 \text{ cm},$$

und die Entfernung

$$e_1 = 0,5 t$$

genommen werden.

Die zulässige Belastung der Niete kann 500 bis 600 kg/qcm Nietquerschnitt betragen, so daß

$$\sigma_r \leq \frac{\frac{\pi}{4} d^2 600}{\frac{1}{3} s t}$$

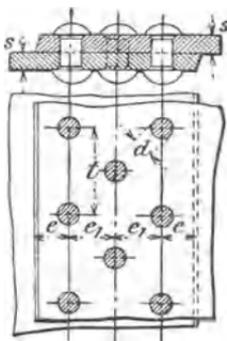


Fig. 37.

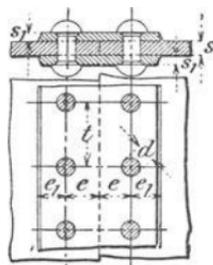


Fig. 38.

δ) Zweischnittige einreihige Vernietung (Fig. 38).

Die Laschenstärke nimmt man mit Rücksicht auf Verstemmen und Abrosten

$$s_1 = \frac{5}{8} s \text{ bis } \frac{2}{3} s.$$

Man macht auch wohl — der verschiedenen Abnutzung wegen — die Lasche im Kesselinnern etwas stärker als die Außenlasche.

Die Laschen sollen aus Blechen von mindestens derselben Güte wie diejenigen der zu verbindenden Bleche derart hergestellt werden, daß ihre Walzrichtung mit derjenigen der Mantelbleche übereinstimmt. Der Nietdurchmesser kann gewählt werden

$$d = \sqrt{5s} - 0,5 \text{ cm,}$$

und die Nietteilung

$$t = 2,6d + 1,0 \text{ cm.}$$

Die Entfernung von Lochmitte bis Blechrand wird genommen

$$e = 1,5d,$$

diejenige von Lochmitte bis Laschenrand, mit Rücksicht auf das Verstemmen,

$$e_1 = 0,9e.$$

Da der Gleitwiderstand hier in zwei Paar Flächen, also doppelt auftritt, kann die zulässige Belastung der Niete im Betriebe zu 1000 bis 1200 kg/qcm Nietquerschnitt genommen werden, so daß

$$\sigma_v \leq \frac{\frac{\pi}{4} d^2 1200}{s t}.$$

Die zulässige Beanspruchung des Bleches kann nach den „Hamburger Normen 1898“ zu $\frac{1}{4}$ der Zugfestigkeit K_z des Materials angenommen werden. Einmal ist das Blech in der Lochlinie durch die Laschen gegen Rosten geschützt, und zweitens entfällt die Biegungsbeanspruchung des Bleches, die bei der Überlappung unvermeidlich ist. Hierin liegt ein wesentlicher Vorzug der zweiseitigen Laschennietung gegenüber der Überlappungsnietung.

e) Zweischnittige zweireihige Vernietung (Fig. 39).

Es kann gewählt werden

$$d = \sqrt{5s} - 0,6 \text{ cm,}$$

$$t = 3,5d + 1,5 \text{ cm,}$$

$$e_1 = 0,5t.$$

Hinsichtlich der Größen s_1 und e gilt das unter d) Bemerkte.

Die zulässige Belastung der Niete im Betriebe wählt man 950 bis 1150 kg/qcm Nietquerschnitt, so daß

$$\sigma_v \leq \frac{\frac{\pi}{4} d^2 1150}{\frac{1}{2} s t}.$$

Die wellenförmige Begrenzungslinie der Laschen — in Fig. 39 nur links

gezeichnet — bezweckt, die Überlappung an jeder Stelle so weit zu vermindern, daß das Verstemmen zu einer dichten Verbindung führt.

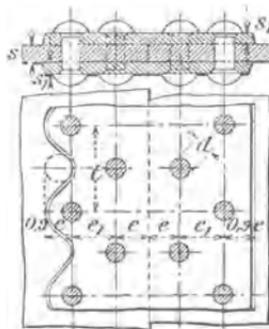


Fig. 39.

Bei genügender Stärke der Laschen kann die gerade Begrenzung beibehalten werden.

ζ) Zweischnittige dreireihige Vernietung (Fig. 40).

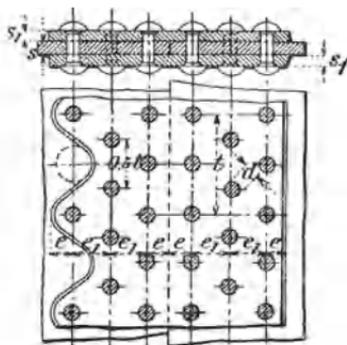


Fig. 40.

Es kann gewählt werden:

$$d = \sqrt{5s} - 0,7 \text{ cm};$$

$$t = 6d + 2,0 \text{ cm};$$

$$e = 1,5d; e_1 = \frac{3}{8}t; \text{ Laschenstärke} \\ s_1 = 0,8s.$$

Die zulässige Belastung der Niete im Betriebe wählt man 900 bis 1100 kg/qcm Nietquerschnitt, so daß

$$\sigma_v \leq \frac{\frac{\pi}{4} d^2 1100}{n s t},$$

worin n für die linke Seite der Fig. 40 $n = \frac{1}{5}$, für die rechte $n = \frac{1}{6}$.

Betreffs der wellenförmigen Begrenzungslinie der Laschen gilt das unter ε) Bemerkte.

η) Wahl der Vernietung.

Bezeichnet

D den inneren Durchmesser eines cylindrischen Kessels in cm,
 l die Länge desselben in cm,

p den größten Betriebsüberdruck in kg/qcm,

σ_v' die im vollen Blech in der Richtung der Achse des Kessels auftretende Spannung in kg/qcm,

s die Blechstärke in cm,

so ergibt sich σ_v' aus der Annäherungsgleichung

$$\frac{\pi}{4} D^2 p = \pi D s \sigma_v'$$

zu

$$\sigma_v' = \frac{1}{4} \frac{D}{s} p,$$

während die Spannung σ_v senkrecht zur Achse des Kessels, d. h. in der Richtung des Umfanges, sich aus

$$D l p = 2 l s \sigma_v$$

zu

$$\sigma_v = \frac{1}{2} \frac{D}{s} p$$

berechnet, also doppelt so groß ist als σ_v' .

Infolgedessen erhalten Kessel bei zweireihigen Längsnähten nur einreihige Quernähte, solange nicht σ_v' so groß ist, daß zweireihige Quernähte ebenfalls angezeigt erscheinen.

Im allgemeinen empfiehlt sich bei Blechstärken über 1,2 cm die unter α) besprochene einschnittige einreihige Vernietung nur noch für die Quernähte des Dampfkessels.

Bei hohen Dampfspannungen und großen Kesseldurchmessern sind die Überlappungsnetungen, bei denen in Niet und Blech große Biegungs-

beanspruchungen auftreten, nach Möglichkeit zu vermeiden. Überlappt geschweißte Kesselmäntel können bei dem höchsten Betriebsüberdruck mit $\frac{1}{7}$ bis höchstens $\frac{1}{8}$ der tatsächlichen Zugfestigkeit des entsprechend gewählten Materials belastet werden, vorausgesetzt, daß dieses bei der Schweißung nicht zu sehr gelitten hat.

Bei Beurteilung der Inanspruchnahme des Kessels in Richtung seiner Achse darf nicht übersehen werden, daß liegende Kessel mehr oder minder wie Träger auf Biegung beansprucht werden, und daß einseitige Erwärmung die Beanspruchung erhöhen kann.

2. Nietungen für Wasserbehälter, Gasometer u. s. w.

Derartige Gefäße, die einen verhältnismäßig geringen Widerstand zu leisten, dagegen dicht zu halten haben, erhalten meist einschnittige einreihige Vernietung. Die Blechstärke s wird hierbei in der Regel mehr durch Rücksicht auf allmähliches Abrosten und dergl. als durch den inneren Druck bestimmt. Es kann gewählt werden:

$$\begin{aligned} d &= \sqrt{5} s - 0,4 \text{ cm,} \\ t &= 3 d + 0,5 \text{ cm} \end{aligned}$$

und der Randabstand

$$e = 0,5 t.$$

Niete von 0,8 cm Durchmesser an abwärts werden meist kalt eingezogen und vernietet.

3. Nietverbindungen für Eisenkonstruktionen.

Hier kann nach Maßgabe des unter α) (S. 77) Gesagten vorgegangen werden. Da diese Nietungen nur fest zu sein brauchen, kann von einem Verstemmen derselben abgesehen werden.

Den Nietdurchmesser wählt man im allgemeinen

$$d = \sqrt{5} s - 0,2 \text{ cm,}$$

wenn s die Plattenstärke in cm bedeutet.

Die Feststellung der Nietteilung muß, solange Versuche nicht vorliegen, welche die Verhältnisse klarstellen, unter denen der Gleitungs-widerstand möglichst groß ausfällt, dem Ermessen des einzelnen überlassen bleiben.

Bei der bisher üblichen Berechnung der Nietverbindungen verfährt man, wie S. 77 für die einschnittige einreihige Vernietung dargestellt ist.

Unter Voraussetzung gleicher Festigkeit für Niet und Blech ergibt sich die Nietteilung aus

$$\begin{aligned} \frac{\pi}{4} d^2 k_s &= (t - d) s k_s \\ t &= \frac{\pi}{4} \frac{d^2}{s} + d \quad (\text{wenn } k_s = k_z) \end{aligned}$$

und der Randabstand zu

$$e = d \left(0,5 + \frac{\pi}{6,4} \frac{d}{s} \right) \sim 1,5 d \text{ bis } 2 d \quad \left(\text{für } \frac{d}{s} = 2 \text{ bis } 3 \right).$$

Zwei- und mehrreihige Vernietungen pflegt man in gleicher Weise nach dem Schwedlerschen Verfahren (S. 75) zu bestimmen.

Ist k_z die zulässige Zugspannung des Nietmaterials (gewöhnlich $k_z = 750 \text{ kg/qcm}$), so wählt man $k_s = 0,8 k_z = 600 \text{ kg/qcm}$ als die zulässige Schubspannung und nimmt an, daß n m -schnittige Niete von d cm Durchmesser eine Kraft übertragen von

$$P \geq \frac{\pi}{4} d^2 600 m n \text{ kg.}$$

Bei mehrschnittigen Vernietungen ist auch darauf zu achten, daß der Leibungsdruck k (Druck zwischen Nietschaft und Lochwand) das für zulässig erachtete Maß nicht überschreitet. Empfohlen wird hierfür $k = 1,8 k_z$ bis $2,2 k_z$, im Mittel $k = 2 k_z$. Es muß also sein

$$P \geq d s k n.$$

Das sich aus den beiden letzten Gleichungen ergebende größere n ist der Ausführung zu Grunde zu legen.

Die Summe der Stärke der zu vernietenden Teile soll etwa $4 d$ nicht überschreiten.

Können längere Niete nicht vermieden werden, so sind sie nur so weit zu erwärmen, als es die Bildung des Schließkopfes und die Erzeugung des Widerstandes gegen Gleiten erfordert.

Wie bereits mehrfach hervorgehoben, füllen die warm eingezogenen Niete nach dem Erkalten das Loch nicht vollkommen aus. Wechseln nun bei Vernietungen von Maschinenteilen die Krafrichtungen, und ist der Gleitungswiderstand unzureichend, so erfordert die Zuverlässigkeit solcher Verbindungen entweder das Einziehen von Nieten im kalten Zustande derart, daß diese die Löcher nicht nur vollständig ausfüllen, sondern sich auch von vornherein mit einer gewissen Pressung gegen die Lochwand legen, wobei (für $k_s = 320 \text{ kg/qcm}$ und $k = 400 \text{ kg/qcm}$) die von jedem einschnittigen Niet zu übertragende größte Kraft P bestimmt ist durch

$$P \geq \frac{\pi}{4} d^2 320 = 250 d^2 = 400 d s,$$

woraus

$$d = 1,6 s = \frac{8}{5} s, \text{ oder}$$

$$s = \frac{5}{8} d,$$

oder die Anordnung von so viel warm einzuziehenden Nieten, daß bei einschnittiger Vernietung mit nur $k_s \geq 200 \text{ kg/qcm}$, bei zweischnittiger mit nur $k_s \geq 350 \text{ kg/qcm}$ für die von jedem Niet zu übertragende größte Kraft P gerechnet werden kann.

Ist die Verbindung außer dem Wechsel in der Krafrichtung noch Stößen und heftigen Erschütterungen ausgesetzt, so ist bedeutend unter den angegebenen Belastungen zu bleiben.

II. Maschinenteile der drehenden Bewegung.

Je nachdem die Übertragung der drehenden Bewegung von einer Welle auf eine andere durch unmittelbar aufeinander einwirkende Körper erfolgt oder aber ein um beide Körper geschlungener biegsamer Faden

(Riemen, Seil) diese Bewegungsübertragung mittelbar ermöglicht, unterscheidet man zwei Gruppen hierher gehöriger Maschinenteile. In der ersten Gruppe (unmittelbar) wirken die Zahn- und Reibungsräder, in der zweiten (mittelbar) der Riemen- und Seiltrieb.

A. Zahnräder.

Bezüglich der gegenseitigen Lage der Wellen sind drei Fälle zu unterscheiden:

1. die beiden Wellen laufen parallel,
2. „ „ „ schneiden sich,
3. „ „ „ kreuzen sich.

Dementsprechend erhalten die Zahnräder die Grundformen:

1. den Cylinder (cylindrische Räder, Stirnräder),
2. den Kegel (konische Räder, Kegelräder),
3. das Hyperboloid oder den Cylinder (hyperbolische Räder oder Schraubenräder).

a) Stirnräder mit geraden Zähnen.

1. Allgemeine Gesetze der Verzahnung.

Sind in Fig. 41 (S. 84) m_1 und m_2 die Mittelpunkte zweier Wellen, und denkt man sich die Bewegung von der einen Welle auf die andere durch zwei mit ihnen fest verbundene Hebel $m_1 b = R_1$ und $m_2 b = R_2$ übertragen, deren Profile $a_1 b d_1$ und $a_2 b d_2$ sich in b berühren — $t_1 b t_2$ bedeutet die gemeinschaftliche Tangente, $n_1 b n_2$ die Berührungsnormale —, so ist die Geschwindigkeit, mit welcher sich der zum Hebel R_1 gehörige Punkt b bewegt,

$$v_1 = w_1 R_1,$$

diejenige, welche der dem Hebel R_2 gehörige Punkt in dem gleichen Augenblicke besitzt,

$$v_2 = w_2 R_2,$$

wenn w_1 und w_2 die Winkelgeschwindigkeiten der betreffenden Wellen bedeuten. Die Richtungen von v_1 und v_2 stehen senkrecht zu $m_1 b$ bzw. $m_2 b$.

Zerlegt man beide Geschwindigkeiten in je eine Tangential- und Normalkomponente c_1 und c'_1 bzw. c_2 und c'_2 , so folgt, wenn noch die Längen der von den Mittelpunkten m_1 und m_2 auf die gemeinschaftliche Normale $n_1 b n_2$ gefällten Lote $m_1 n_1$ und $m_2 n_2$ mit ρ_1 und ρ_2 bezeichnet werden, wegen der Ähnlichkeit der betreffenden Dreiecke

$$\frac{c_1}{v_1} = \frac{\rho_1}{R_1} \quad \text{und} \quad \frac{c_2}{v_2} = \frac{\rho_2}{R_2},$$

demnach

$$c_1 = v_1 \frac{\rho_1}{R_1} = w_1 \rho_1 \quad \text{und} \quad c_2 = v_2 \frac{\rho_2}{R_2} = w_2 \rho_2.$$

Da sich beide Hebel in b berühren, so muß $c_1 = c_2$ sein. Hieraus folgt

$$w_1 \rho_1 = w_2 \rho_2,$$

oder

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{\rho_2}{\rho_1} = \text{konstant},$$

und weil

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{m_2 o}{m_1 o},$$

auch

$$\frac{m_2 o}{m_1 o} = \text{konstant},$$

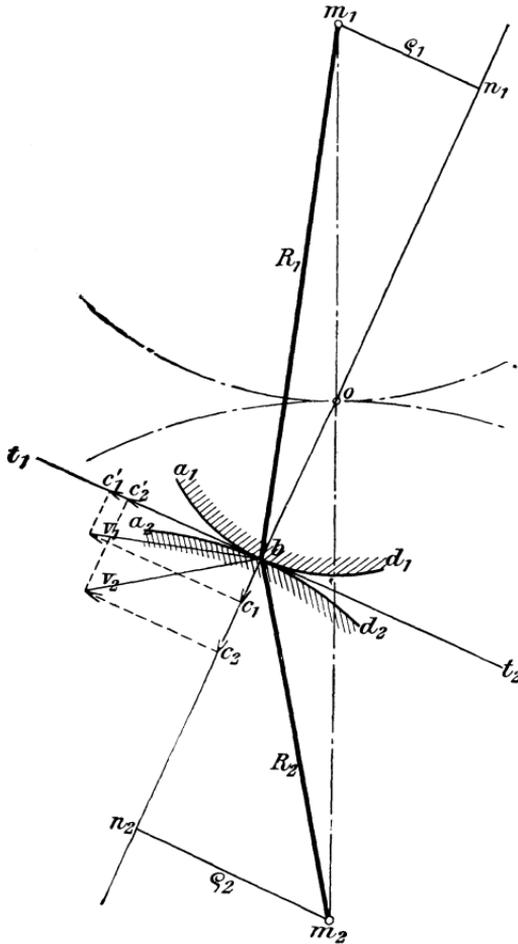


Fig. 41.

d. h. für jeden beliebigen Berührungspunkt b muß die für beide Hebelprofile gemeinschaftliche Normale durch einen und denselben Punkt o der Centrale gehen.

Die durch o mit den Halbmessern $m_1 o$ und $m_2 o$ gezogenen Kreise heißen die Teilkreise, so daß das Verzahnungsgesetz ausspricht:

Die Normale im jeweiligen Berührungspunkte beider Zahnprofile enthält immer den Berührungspunkt beider Teilkreise in sich.

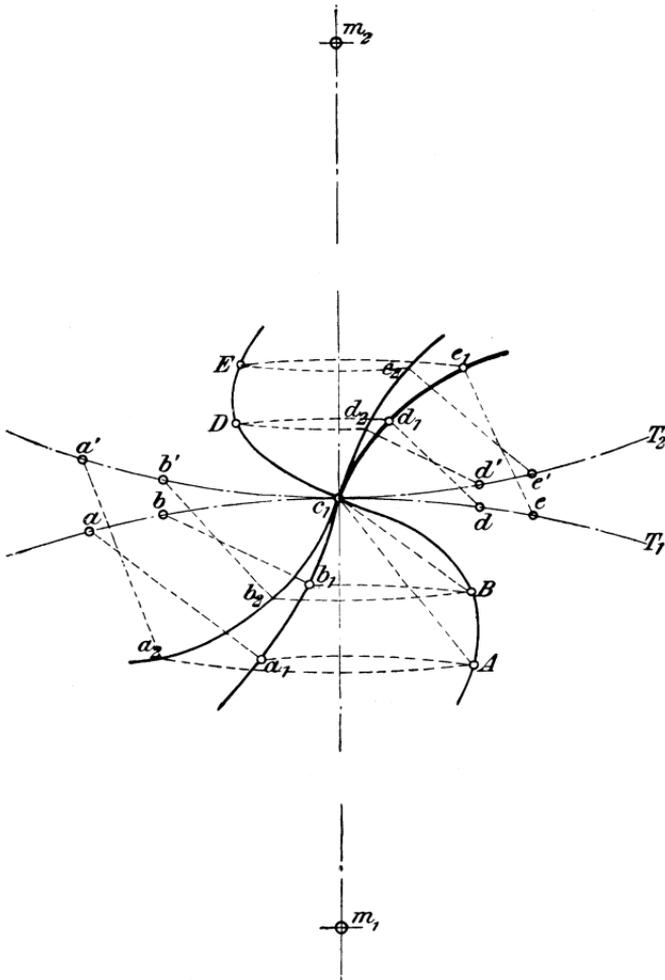


Fig. 42.

Dieses Gesetz ermöglicht, das Zahnprofil eines Rades nach demjenigen eines anderen Rades zu ermitteln, sofern noch die beiden Teilkreise gegeben sind.

Sind in Fig. 42 m_1 und m_2 die Mittelpunkte der beiden Teilkreise T_1 und T_2 , a_1, b_1, c_1, d_1, e_1 Punkte des gegebenen Zahnprofils, so ergibt

sich dasjenige des anderen Rades nach dem von Reuleaux veröffentlichten Verfahren, wie folgt:

Man ziehe die Normalen $a_1 a$, $b_1 b$, $d_1 d$ und $e_1 e$, beschreibe aus m_1 durch $a_1 b_1 d_1 e_1$ Kreise, mache dann $c_1 A = a_1 a$, $c_1 B = b_1 b$ u. s. w. und ziehe die Kurve $AB c_1 D E$, so gibt diese zunächst den geometrischen Ort der Zahnberührungen, die sogenannte Eingriffslinie. Hierauf beschreibe man aus m_2 Kreise durch die Punkte $AB D E$ und mache Bogen $c_1 a' = c_1 a$, $c_1 b' = c_1 b \dots$, sowie außerdem $a' a_2 = a a_1$, $b' b_2 = b b_1 \dots$, dann ist die Kurve $a_2 b_2 c_1 d_2 e_2$, welche die gefundenen Punkte $a_2, b_2 \dots$ stetig verbindet, das gesuchte Zahnprofil.

Ein anderes (abgekürztes) Verfahren rührt von Poncelet her¹⁾.

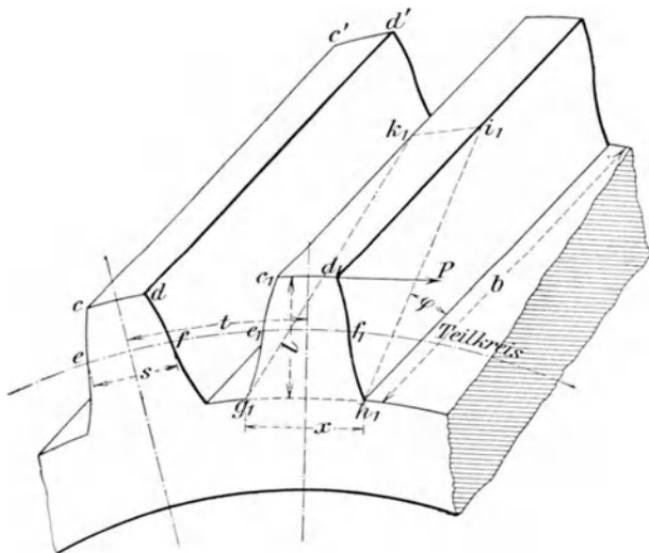


Fig. 43.

Die Zähne eines Stirnrades (Fig. 43) sind Prismen. Das über den Teilkreis hervorstehende Stück des Zahnes heißt die Zahnkrone oder der Zahnkopf, das innerhalb des Teilkreises liegende die Zahnwurzel oder der Zahnfuß; erstere wird durch den Kopfkreis, letztere durch den Fußkreis begrenzt. Unter Teilung t versteht man die im Teilkreisbogen gemessene Entfernung zweier Zähne. Demnach ist bei z Zähnen eines Stirnrades vom Teilkreishalbmesser r

$$2 r \pi = z t.$$

Die Teilung wählt man häufig im einfachen Verhältnis zu π , also $t = m \pi$ mm; damit ergibt sich ein rationeller und bequemer Wert für den Teilkreishalbmesser r . Man nennt m den Modul der Teilung.

¹⁾ „Der Konstrukteur“ von F. Reuleaux, 4. Auflage, S. 521.

In Fig. 43 heißt noch $ef = e_1 f_1 = s$ die im Teilkreisbogen gemessene Zahnstärke, fe_1 die Zahnlücke, $c'c'' = d'd'' = b$ die Zahnbreite, der Abstand zwischen Fuß- und Kopfkreis die Zahnlänge $e = l$.

In der Regel wird die Länge des Zahnkopfes $0,3t$, diejenige des Zahnfußes $0,4t$, also die Zahnlänge $l = 0,7t$ gesetzt, so daß in Richtung des Halbmessers ein Spielraum von $0,1t$ entsteht.

Für unbearbeitete Zähne beträgt die Zahnstärke $\frac{19}{40}t$, die Lückenweite $\frac{21}{40}t$, entsprechend einem Flankenspielraum $= \frac{1}{20}t$, der bei bearbeiteten Zähnen bis auf Null vermindert werden kann.

Wie aus Fig. 42 ersichtlich, hat die Eingrifflinie den Teilkreispunkt c_1 des Zahnprofils mit diesem gemein und schneidet dasselbe rechtwinklig, so daß also die Tangente der Eingrifflinie in c_1 normal zum Zahnprofil steht. Jedem Eingriffpunkte entspricht eine Zahnberührung und demnach ein Berührungspunkt auf jedem der beiden Teilkreise — so dem Eingriffpunkt D der Punkt d' auf Teilkreis T_2 und der Punkt d auf Teilkreis T_1 . Man nennt $c_1 d'$ den Wälzungsbogen auf T_2 zum Punkte D , Bogen $c_1 d$ denjenigen auf T_1 zu demselben Eingriffpunkte. Die Summe der Wälzungsbogen auf jedem Teilkreise, d. h. $ae = a'e'$, heißt der Eingriffbogen, dessen Länge größer als die Teilung sein muß. Das Verhältnis zwischen Eingriffbogen und Teilung wird als Eingriffdauer bezeichnet. Dieselbe hängt von dem benutzten Stück der Eingrifflinie — der Eingriffstrecke — ab; letztere ist durch die Kopfkreise der miteinander in Eingriff stehenden Zahnräder bestimmt.

Die Strahlen, welche von dem Teilkreispunkte der Eingrifflinie aus nach irgend einem Eingriffpunkte gezogen werden, z. B. $c_1 A$, $c_1 B$ u. s. w. in Fig. 42, geben die Richtung des Normaldruckes zwischen beiden Zahnflanken für die Berührungspunkte A , B u. s. w. an.

Zwei zueinander gehörige Zahnräder müssen kongruente Eingrifflinien und gleiche Teilung besitzen. Demzufolge lassen sich zu einem Rade mit gegebenem Teilkreise beliebig viele Räder konstruieren. Sollen nun diese unter sich ebenfalls richtig arbeiten, so muß die allen gemeinschaftliche Eingrifflinie noch derart geformt sein, daß sie durch den Teilkreis sowohl als durch den Halbmesser zu ihrem Teilkreis in zwei kongruente Stücke zerlegt wird. Räder von gleicher Teilung, welche diese Bedingung erfüllen, heißen Satzräder.

Als einfachste Formen der Eingrifflinie kommen nur der Kreis und die Gerade in Betracht. Beide führen zu cyklischen Zahnprofilen.

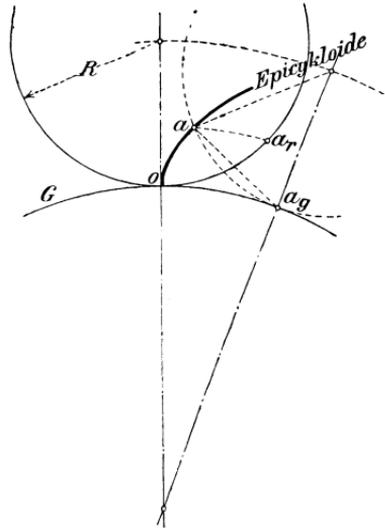


Fig. 44.

Ist die Eingrifflinie ein Kreis vom Halbmesser R , so entsteht durch Rollen desselben und zwar

auf einem zweiten Kreise (Grundkreis) G , dessen Mittelpunkt außerhalb des ersteren liegt, die Epicycloide (Fig. 44),

auf einer Geraden G (Fig. 45), die Cycloide,

in einem zweiten Kreise (Grundkreis) G , (Fig. 46), die Hypocycloide,

auf einem zweiten Kreise G , dessen Mittelpunkt innerhalb des ersteren liegt, die Pericycloide (Fig. 47).

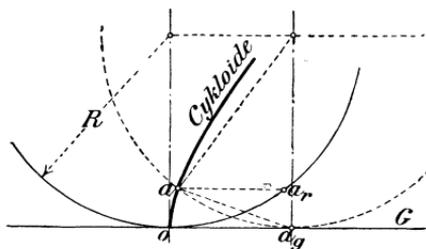


Fig. 45.

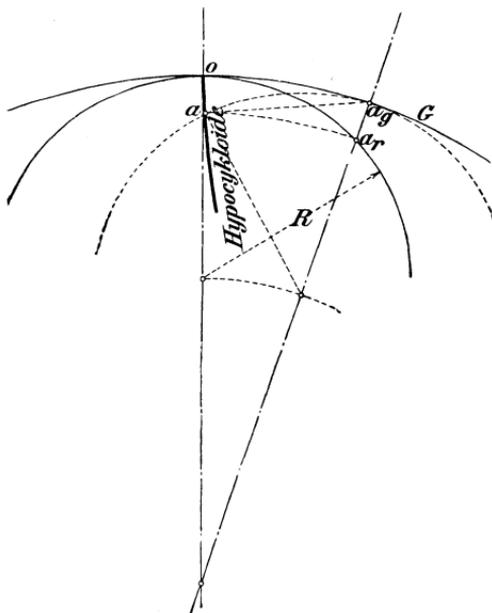


Fig. 46.

Der zu dem abgerollten Bogen $o a_r = o a_g$ (Fig. 44 bis 47) gehörige Kurvenpunkt a ist dadurch bestimmt, daß $a_g a = a_r o$ und $o a = a_g a_r$.

Ist die Eingrifflinie eine Gerade G_1 (Fig. 48), so entsteht durch Abwicklung derselben von einem Kreise (Grundkreis) G die Evolvente.

Der Evolventenpunkt a ist dadurch bestimmt, daß $a_g a = a_g o$.

2. Stirnräder mit Kreisbogen-eingrifflinie.

(Cykloidenverzahnung.)

Sind in Fig. 49 T_1 und T_2 die gegebenen Teilkreise (gleichzeitig auch Grundkreise), R_1 und R_2 die zur Erzeugung der cyclischen Kurven

gewählten Rollkreise zweier Räder, so erhält man durch Rollen von R_1 innerhalb des Kreises T_1 die Hypocycloide H_1 , durch Rollen auf dem Kreise T_2 die Epicycloide E_2 . In gleicher Weise erhält man durch Rollen von R_2 die Hypocycloide H_2 und die Epicycloide E_1 . Macht man dann $o o_1 = o_1 b_1$ gleich der halben Zahnstärke, ebenso $o o_2 = o_2 b_2$,

zieht $m_1 o_1$ und $m_2 o_2$, ferner symmetrisch hierzu die den gefundenen Kurven H_1 und E_1 bzw. H_2 und E_2 entsprechenden Linien, schließlich die Kopf- und Fußkreise, so sind die Flanken der beiden Zähne bestimmt.

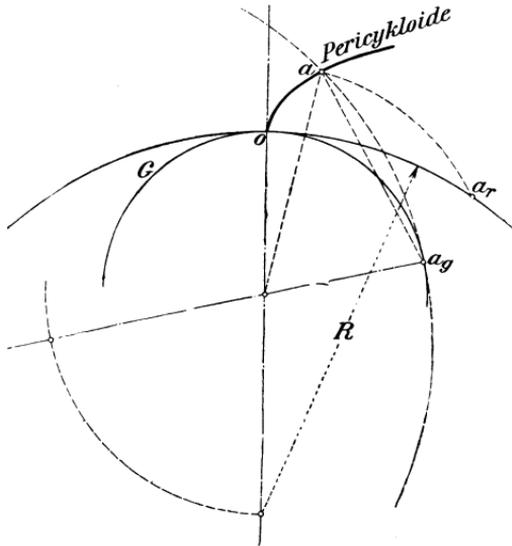


Fig. 47.

Zahnreibung. Die Zahnköpfe gelangen ganz zum Eingriff, die Zahnfüße nur auf den Strecken of und ok , deren Punkte f und k Endpunkte a und g der Eingriffstrecke ag um ihre Radmittelpunkte bestimmen lassen. Es findet sonach nicht nur ein Rollen, sondern auch ein Gleiten der Zahnflanken um die Beträge $od - of$ bzw. $oi - ok$ statt. Bezeichnet man mit N den Mittelwert der Normaldrucke in den einzelnen Berührungspunkten der Eingriffstrecke, mit μ den Reibungskoeffizienten, so beträgt der von der gleitenden Reibung herführende Arbeitsverlust während des Eingriffes

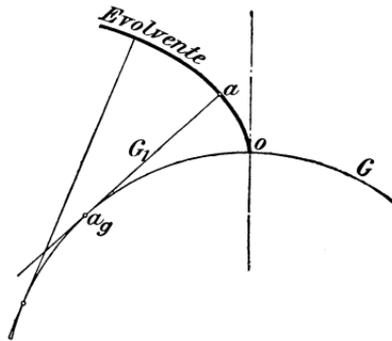


Fig. 48.

$$\mu N [(o d - of) + (oi - ok)].$$

Die von dem treibenden Zahn auf den getriebenen innerhalb derselben Zeit übertragene Nutzarbeit ist

$$N a o g = N (a o + o g),$$

demnach der verhältnismäßige Arbeitsverlust durch gleitende Reibung in Teilen der Nutzarbeit

$$\mathfrak{B} = \mu \frac{o d - o f + o i - o k}{a o + o g}.$$

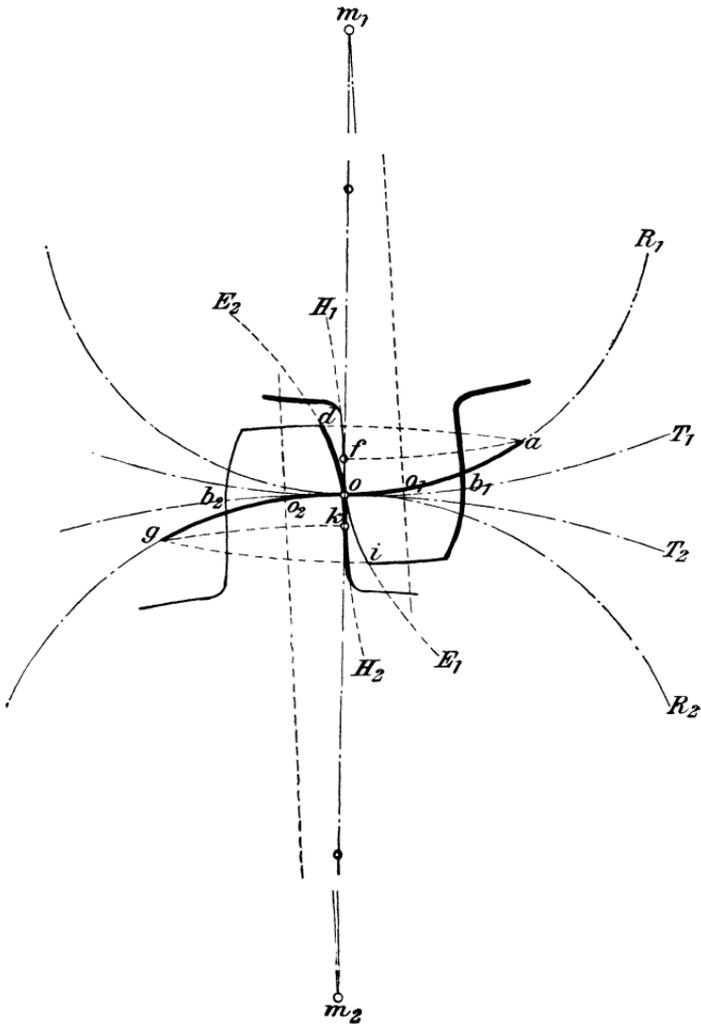


Fig. 49.

Für die üblichen Zahnprofilformen kann \mathfrak{B} annähernd proportional der Länge des Eingriffbogens gesetzt werden.

Bedeutend z_1 und z_2 die Zähnezahlen der im Eingriffe befindlichen Räder, t die Teilung und τ die Eingriffdauer = $\frac{\text{Eingriffbogen}}{\text{Teilung}}$, so findet sich auch

$$\mathfrak{B} = \pi \mu \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \frac{\tau}{2},$$

worin das obere Vorzeichen für äußere, das untere für innere Verzahnung gilt.

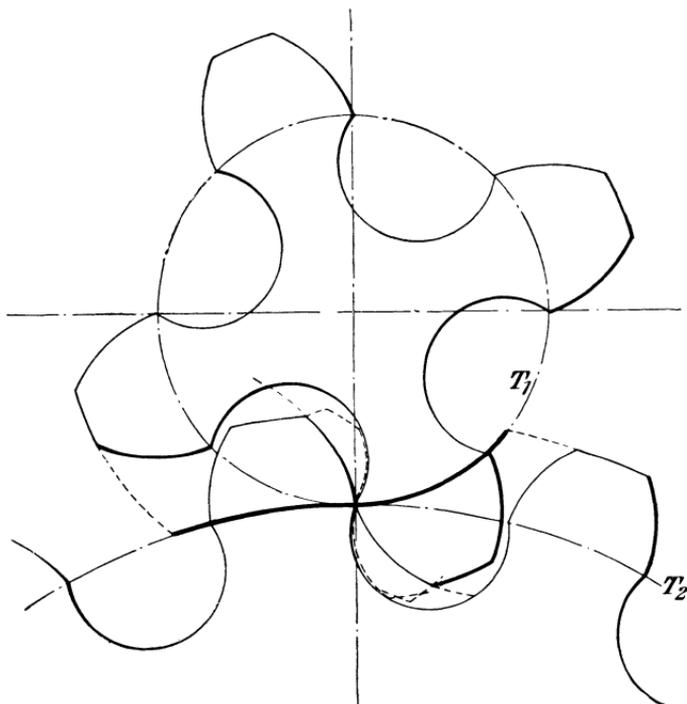


Fig. 50.

Im Mittel kann der von der Oberflächenbeschaffenheit der Zahnflanken abhängige Reibungskoeffizient $\mu = 0,16$, sonach $\pi \mu = 0,5$ gesetzt werden¹⁾.

Wahl der Rollkreise. Je größer der Halbmesser der Rollkreise, um so länger wird der Eingriffbogen, um so mehr Zähne sind gleichzeitig im Eingriff, um so ruhiger wird der Gang der Räder, und um so kleiner fällt der Normaldruck N für ein bestimmtes zu übertragendes Drehmoment aus.

¹⁾ Über die graphische Bestimmung der Zahnreibung siehe Kohn, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1895, S. 1114 u. f.

Wählt man den Durchmesser des Rollkreises R_1 in Fig. 49 gleich dem Halbmesser des Teilkreises T_1 , so geht die Hypocykloide H_1 in eine radiale Gerade über. Der Zahn wird infolgedessen an seiner Wurzel schwächer als im Teilkreis, wodurch die Sicherheit gegen Ab-

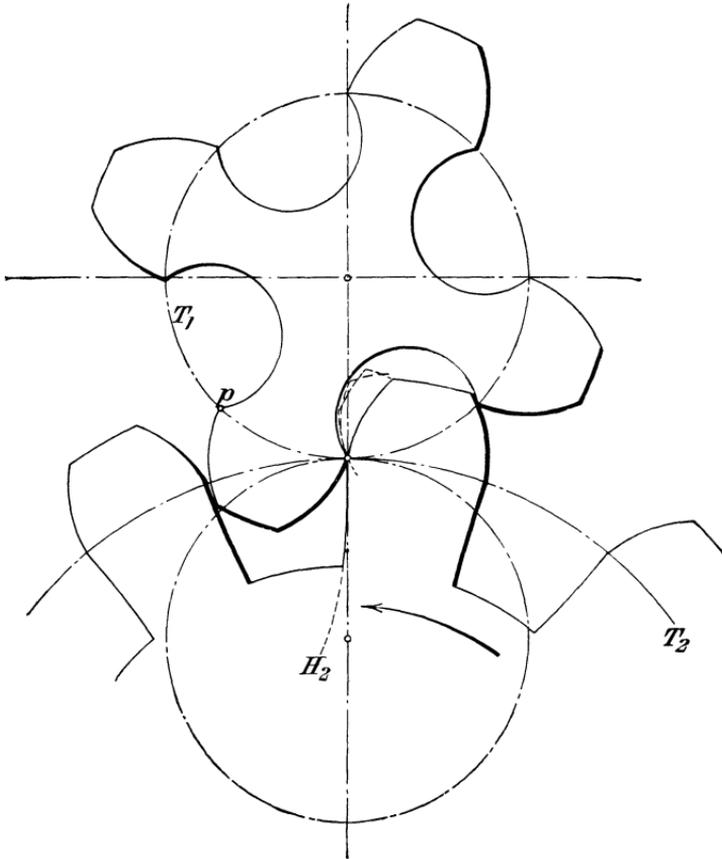


Fig. 51.

brechen verringert erscheint. Eine noch weitere Vergrößerung des Rollkreises liefert konvex unterschrittene Zahnwurzeln von abnehmender Länge.

Man macht daher den Durchmesser des Rollkreises gewöhnlich kleiner als den Halbmesser des Teilkreises. Läßt man beide Rollkreise so weit anwachsen, daß sie den zwei Teilkreisen gleich werden, so gehen die beiden Hypocykloiden H_1 und H_2 in Fig. 49 in Punkte über. Der Vorteil dieser sogenannten Punktverzahnung (Fig. 50) besteht

darin, daß mit der Zähnezahl weit heruntergegangen werden kann; sie hat den Nachteil, daß die richtige Form der Zähne in Nähe der genannten Punkte sich infolge rascher Abnutzung ändert.

Wird der Teilkreis des kleineren Rades als Rollkreis für beide Räder gewählt, so erhält man die gemischte Punktverzahnung (Fig. 51). Die Hypocykloide des kleinen Rades wird auch hier zum Punkte p ; der Kopf desselben kommt mit der Hypocykloide H_2 des großen Rades in Eingriff.

Die ebenfalls zu den Punktverzahnungen gehörige Triebstockverzahnung (Fig. 52) entsteht, sobald der allein benutzte Rollkreis gleich demjenigen des umschließenden Teilkreises ist und das hierdurch

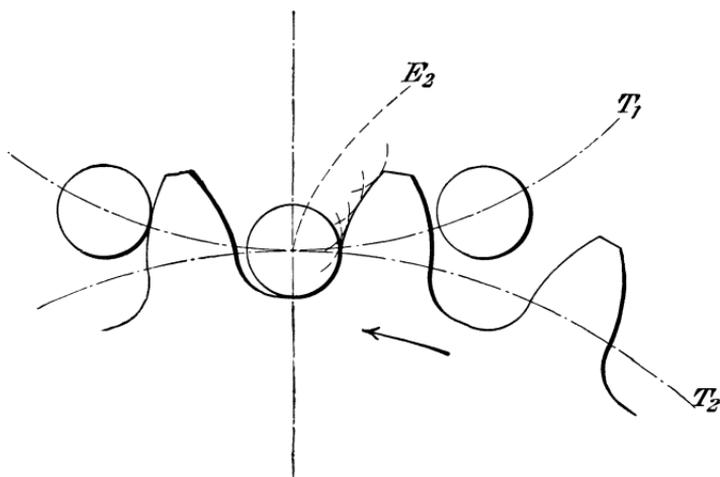


Fig. 52.

auf einen Punkt beschränkte Fußprofil durch einen Kreis vom Durchmesser $\frac{19}{40}t$ ersetzt wird. Dies macht für das Gegenprofil die Wahl einer der Epicykloide E_2 entsprechenden Äquidistante erforderlich.

Bei der Zahnstange (Fig. 53) bildet der unendlich große Teilkreis T_2 eine Gerade. Hier arbeitet Cycloide auf Hypocykloide und Cycloide auf Epicykloide.

Wie schon dargelegt, müssen Satzräder bei gleicher Teilung auch Rollkreise von gleicher Größe für alle Zähnezahlen erhalten. Die Abhängigkeit der Krümmung der benutzten Eingriffslinie von dem kleinsten Rade im Satze liefert indes ungünstige Verzahnungsverhältnisse für die größeren Räder. Aus diesem Grunde sind wichtige Triebwerkkräder mit Rücksicht auf den für ruhigen Gang erforderlichen möglichst großen Eingriffsbogen stets als Einzelräder mit Zähnezahlen nicht unter 24 zu konstruieren.

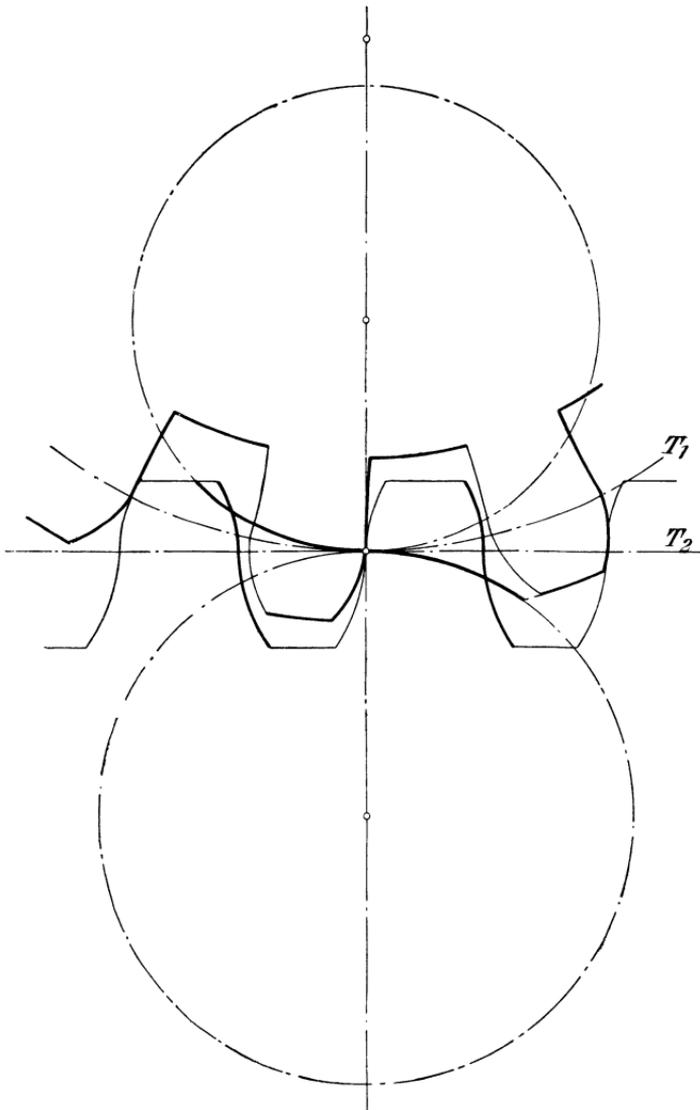


Fig. 53.

3. Stirnräder mit gerader Eingriffslinie. (Evolventenverzahnung.)

Sind T_1 und T_2 (Fig. 54) die gegebenen Teilkreise, und zieht man durch den Berührungspunkt o derselben unter dem Winkel α , der gewöhnlich 75° gewählt wird, eine Gerade $n_1 o n_2$, so wird diese die Grundkreise G_1 und G_2 vom Halbmesser $r_1 = R_1 \sin \alpha = 0,966 R_1$ bzw. $r_2 = R_2 \sin \alpha = 0,966 R_2$ berühren. Die Zahnprofile stellen sich dann als Evolventen zu den Grundkreisen dar, die man für o als erzeugenden

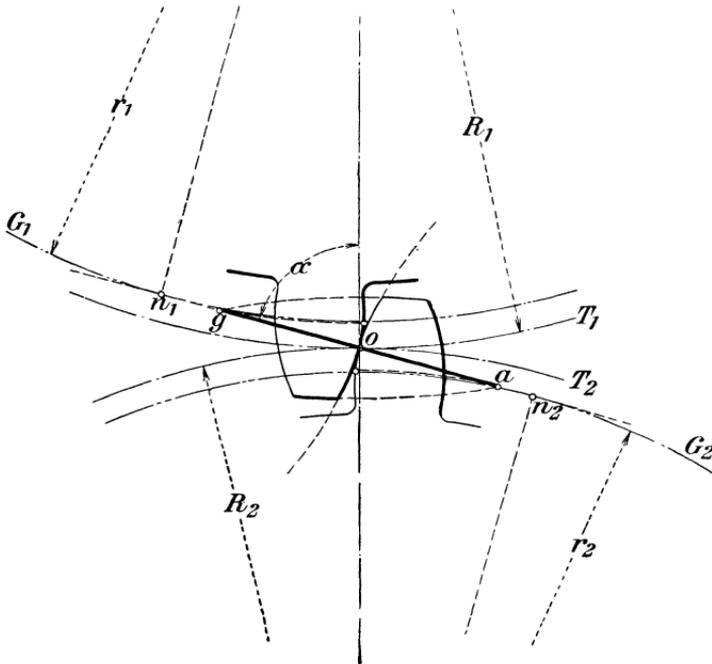


Fig. 54.

Punkt entwickelt. Zieht man noch die Kopf- und Fußkreise im Abstände $0,3 t$ und $0,4 t$ von den Teilkreisen, so sind die Zahnflanken bestimmt.

Die Eingriffslinie wie auch die Richtung des Normaldruckes N fallen mit der Geraden $n_2 o n_1$ zusammen; die Eingriffstrecke ist $a g$. Zur Ermittlung der Eingriffsdauer τ hat man die Teilung t durch zu ziehende Halbmesser auf den Grundkreis, z. B. G_1 , zurückzuführen und mit der so erhaltenen Grundkreisteilung die Eingriffstrecke auszumessen.

Die Grundkreise, deren Halbmesser den auf S. 83 durch ρ_1 und ρ_2 bezeichneten Größen entsprechen, besitzen wegen der dort gefundenen Beziehung

$$w_1 \rho_1 = w_2 \rho_2$$

konstante Umfangsgeschwindigkeit. Deshalb können auch die Grundkreise gleich geteilt werden.

Da zu einem bestimmten Grundkreise nur eine ganz bestimmte Evolvente gehört, so sind alle Evolventenräder, die auf dem Grundkreise gleiche Teilung haben, Satzräder; sie gestatten Entfernungsänderungen der Achsen, solange die Eingriffdauer genügend groß ($\tau > 1$) erhalten bleibt. Letztere ist von der Richtung der Eingriffslinie abhängig; diese sollte mit Rücksicht auf die Zahnform gewählt werden. Bei der gewöhnlichen Evolventenverzahnung bildet die Eingriffslinie mit der Centralen einen Winkel von $75,0^\circ$. Damit ergeben sich für große Räder gute Zahnformen, doch werden die Zähne kleinerer Räder zu spitz; die Flanken derselben schneiden sich unter Umständen schon innerhalb der Höhe von $0,7 t$. Derartige Zähne sind für die Praxis unbrauchbar.

Günstigere Zahnformen und auch eine möglichst lange Eingriffstrecke gewinnt man für kleine Räder, sobald der Grundkreis dem Zahnkopfe nähergelegt wird.

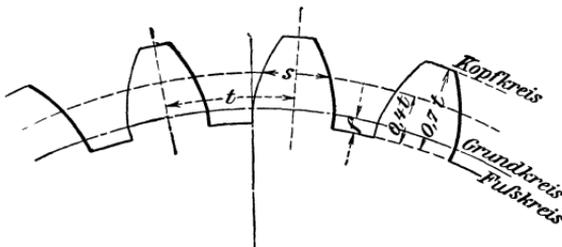


Fig. 55.

Nach Büttner¹⁾ soll für außenverzahnnte Räder (Fig. 55) der Grundkreis bei $z = 7$ bis 20 um $f = 0,15 t$, bei $z = 21$ bis 50 um $f = 0,11 t$ vom Fußkreis entfernt liegen; bei $z = 51$ bis 120 soll dagegen $f = 0$ und bei $z > 120$ $f = -0,11 t$ gewählt werden, d. h. der Grundkreis mit dem Fußkreis zusammenfallen bzw. innerhalb desselben liegen.

Die Teilung des Rades ist hierbei stets auf dem Grundkreise aufzutragen.

Für innen verzahnnte Räder (Fig. 56) soll der Abstand k des Grundkreises vom Kopfkreise bei $z \leq 120$ $k = 0,11 t$, bei $z > 120$ $k = 0,21 t$ betragen.

Der Begriff des Teilkreises ist bei den Büttnerschen Ausführungen ganz vermieden!

Die Zahnstärke s ist hier auf einem Kreise, der den Abstand $0,4 t$ vom Grundkreise hat, der also bei zwei in Eingriff stehenden Rädern in der Mitte der beiden Fußkreise liegt, abzutragen.

Sowohl bei der gewöhnlichen wie auch bei der nach Büttner ausgeführten Evolventenverzahnung (bei dieser nur für $z = 7$ bis 50 erforderlich) sind die Fußprofile innerhalb der Grundkreise durch radiale Verlängerungen an den Radkörper anzuschließen. Für $z > 50$ sind bei

¹⁾ Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1871, S. 306.

der Verzahnung nach Büttner die Zahnflanken reine Evolventen mit kräftiger Zahnwurzel.

Zahnstangen erhalten, ihren unendlich großen Teil- und Grundkreisen entsprechend, gerade, in der Regel unter 75° gegen den Teilkreis geneigte Zahnflanken. Bei Rädern mit wenig Zähnen ($z \leq 28$) ist die Höhe des zur Zahnstange gehörigen Kopfes behufs Ermöglichung

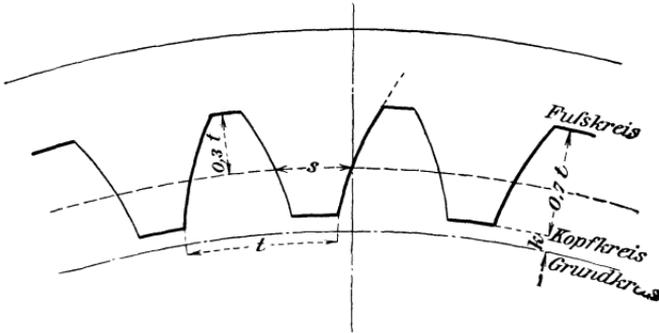


Fig. 56.

des Eingriffes unter Umständen kleiner als $0,3 t$ zu nehmen. Es empfiehlt sich, diese Kopfhöhe auch bei Rädern mit reichlicher Zähnezahl auf $0,25 t$ zu beschränken.

Büttner gibt den Zahnflanken ebenfalls eine um 75° gegen den Teilkreis geneigte Richtung. Die Teilung ist auf einer senkrecht zur Zahnflanke liegenden Geraden $n n_1$ aufzutragen (s. Fig. 57).

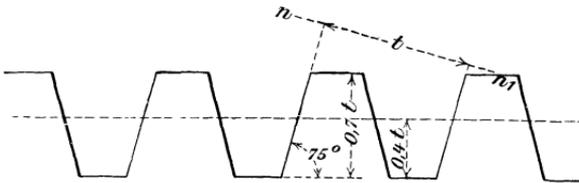


Fig. 57.

4. Abnutzungsverhältnisse der Stirnräder.

Um Abnutzungen schnelllaufender Räder mit gewöhnlicher Evolventenverzahnung vorzubeugen, kürzt O. Lasche die Kopfhöhe des getriebenen Rades unter das übliche Maß $0,3 t$ und verlängert dagegen diejenige des treibenden Rades, so daß die Eingriffsstrecke vor der Centrale eine Verkürzung, hinter derselben eine Verlängerung erfährt¹⁾.

Teilt man in Fig. 58 die arbeitende Flanke eines nach dem gewöhnlichen Verfahren gezeichneten Evolventenzahnes (Trieb) von g bis

¹⁾ Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1899, S. 1417.

zum Kopfe in eine Anzahl unter sich gleicher Teile 1, 2, 3, 4 und bestimmt die je damit arbeitenden Strecken I, II, III auf der angetriebenen Zahnflanke, so erhält man auf der arbeitenden Flanke des getriebenen Rades dieselbe Anzahl Teile, die aber, wie ersichtlich, alle verschiedene Größe haben. Das Verhältnis, in dem je die Längen der zusammenarbeitenden Strecken zueinander stehen, bestimmt das

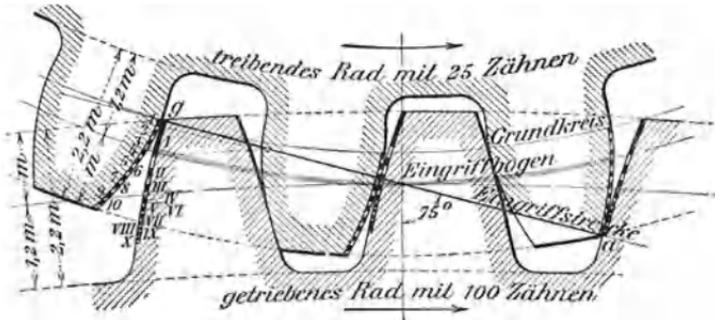


Fig. 58.

Maß des dabei stattfindenden Gleitens und sonach die Größe der zu erwartenden Abnutzung eines Zahnes. In Fig. 58 ist das Gleiten bzw. die Abnutzung am Kopfe des getriebenen Zahnes am größten. Fig. 59 zeigt die Verzahnung eines von der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft ausgeführten Rades, bei dem durch entsprechende Ver-

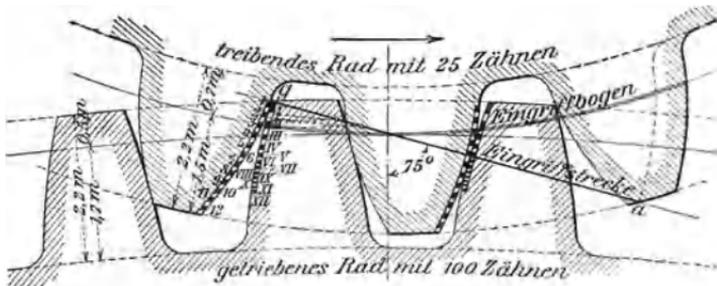


Fig. 59.

kürzung und Verlängerung der Kopfhöhe des getriebenen bzw. treibenden Rades jene Periode der größten Abnutzung vermieden ist. (In Fig. 58 und 59 hat m die aus $t = m \pi$ folgende Bedeutung $m = \frac{t}{\pi}$).

Die durch diese Abänderung entstehende Zahnform vereinigt aber noch andere Vorzüge in sich. Die Festigkeit der Zähne des Triebes ist für die gleiche Teilung bedeutend größer als bei den nach üblichen Zahnformen verzahnten Rädern. Die Zähne haben annähernd die Form eines Körpers gleicher Biegefestigkeit. Ferner werden — gleichwie

bei dem nach Büttner angegebenen Verfahren — die Flanken auch bei kleinen Zähnezahlen nicht mehr unterschritten.

Bei der Cycloidenzahnform ist das in Betracht kommende Gleitverhältnis sowohl vor als auch hinter der Mittellinie (Teilkreis) unveränderlich und hat, verglichen mit demjenigen der Evolventenzähne, nur einen kleinen Wert.

Die Abnutzungstiefe eines Zahnes an irgend einer Kante kann proportional dem Normaldrucke N , dem spezifischen Gleiten γ , d. h. dem auf diese Kante (Linie) bezogenen Gleiten der einen Zahnflanke gegenüber der anderen, ferner proportional der Umlaufzahl n des betreffenden Rades gesetzt werden. (Der Reibungskoeffizient kommt als unveränderlich nicht in Betracht.) Bildet man die Produkte $N\gamma n_1$ bzw. $N\gamma n_2$ für zwei in Eingriff stehende Räder (n_1 und n_2 bedeuten die minutlichen Umlaufzahlen der Räder) und trägt deren Werte an der zugehörigen Zahnkante winkelrecht zur Flanke und als Funktion des Eingriffsbogens auf, so geben die so erhaltenen Kurven ein Bild von der veränderlichen Größe der Abnutzung längs der Zahnflanke — die sog. Abnutzungscharakteristik¹⁾.

Die schraffiert hervorgehobenen Flächen der Abbildungen (Fig. 60 und 61) veranschaulichen die Verteilung dieser Abnutzungen bei Rädern mit Evolventen- und bei solchen mit Cycloidenzähnen, sofern sie unter gewissen Verhältnissen miteinander arbeiten.

Bei der Evolventenverzahnung (Fig. 60) ist die Abnutzung ganz ungleichmäßig über die Flanken verteilt. Im Teilkreis ist sie Null und wächst nach dem Kopfkreise zu in mäßigen Grenzen, während sie an den Füßen, zumal am dem Fuße des treibenden Rades, recht hohe Beträge annimmt.

Bei der Cycloidenverzahnung (Fig. 61) ändert sich die Abnutzung am Fuße des getriebenen und am Kopfe des treibenden Rades sehr wenig; am Kopfe des ersteren und am Fuße des letzteren zeigt sich

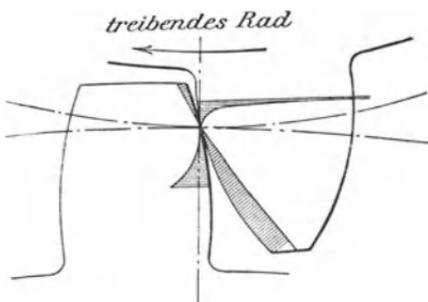


Fig. 60.

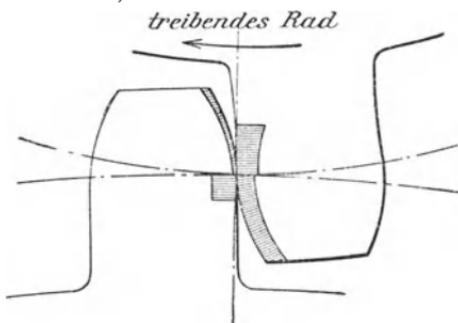


Fig. 61.

¹⁾ Vergl. K. Büchner, Beitrag zur Kenntnis der Abnutzungs- und Reibungsverhältnisse der Stirnräder, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1902, S. 159.

dagegen eine charakteristische Änderung, da der Normaldruck vor der Centralen stark veränderlich ist. Bemerkenswert ist auch die sprungweise auftretende Abnutzung im Teilkreise, besonders an der Flanke des getriebenen Rades.

Um den nachteiligen Folgen einer unregelmäßigen Abnutzung der Zahnflanken vorzubeugen, ist bei der Evolventenverzahnung nach dem von O. Lasche angegebenen Verfahren die Eingriffstrecke vor der Centralen zu verkürzen. Das große Rad erhält einen kleinen Kopf und großen Fuß, das kleine Rad dagegen einen hohen Kopf und einen niedrigen Fuß (s. Fig. 59).

Um für beide Räder möglichst gleiche Abnutzungen zu erhalten, empfiehlt Büchner, das Verhältnis der Eingriffstrecken vor und hinter der Centralen gleich dem Übersetzungsverhältnis zu wählen.

Da die Abnutzung durch das Gleiten um so geringer wird, je mehr der Eingriff auf die Nähe der Centralen beschränkt bleibt, soll ferner die Teilung möglichst klein, die Zähnezahl also möglichst groß genommen werden. Letzteres gilt auch für Räder mit Cykloidenflanken. Diese werden sich außerdem um so weniger abnutzen, je kleiner unter Umständen die Halbmesser der Rollkreise gewählt werden.

5. Wahl der Zahnform.

Je nachdem die Zahnräder zur Übertragung von Kräften bei geringeren Umfangsgeschwindigkeiten oder Umlaufzahlen dienen, wobei die Abmessungen ihrer Zähne den Festigkeitsbedingungen vorzugsweise Genüge zu leisten haben, oder aber mehr oder minder große Mengen mechanischer Arbeit bei in der Regel größerer Umfangsgeschwindigkeit zu übertragen haben, unterscheidet man Kraft- und Arbeitsräder. Bei den letzteren müssen die Zähne selbstverständlich ebenfalls die Anforderungen der Festigkeit erfüllen, doch sind außerdem noch Rücksichten auf Fernhaltung zu rascher Abnutzung, auf Ruhe des Ganges, auf etwa eintretende Stoßwirkungen u. dergl. zu nehmen. Als Vertreter der ersten Gruppe pflegt man die Räder von Handwinden, Kranen u. dergl. anzusehen; als Vertreter der zweiten Gruppe kann das normale Transmissions- oder Triebwerkrad dienen. In Bezug auf die Zahnformen bieten Räder mit Evolventenzähnen den Vorzug einfacher und daher leichter Herstellung; sie können einander genähert oder voneinander entfernt werden, ohne daß die Richtigkeit des Eingriffes darunter leidet; auch fallen bei gleicher Teilung die Evolventenzähne an der Wurzel stärker aus als die Cykloidenzähne, — ein Umstand, der ihre Anwendung besonders bei Kraftträgern geeignet erscheinen läßt. Dagegen ergeben sich für Räder mit Evolventenzähnen unter sonst gleichen Verhältnissen bis fast um 50% größere spezifische Zahnpressungen als bei solchen mit Cykloidenzähnen. Die spezifische Pressung zwischen den Zahnflächen ist von der Größe der Berührungsfläche abhängig; dieselbe erstreckt sich theoretisch allerdings nur über ein Element des Zahnprofils, ist aber tatsächlich von viel größerer Ausdehnung. Letztere ist abhängig von der Krümmung der sich berührenden beiden Zahnflanken. Sie ist bei der Cykloidenverzahnung mit konvex-konkaver Berührung (Fig. 62) größer als bei der Evolventenverzahnung mit konvex-konvexer Berührung der Flanken (Fig. 63). Aus diesem Grunde muß sich unter sonst gleichen Verhältnissen die Ab-

nutzung der Evolventenzähne größer ergeben als diejenige der Cykloidenzähne. Letztere finden bei Rädern für Triebwerke, wo die Abnutzung eine große Rolle spielt, vorteilhafte Verwendung, während erstere sich besonders da empfehlen, wo die Rücksichten auf Festigkeit fast allein maßgebend sind (Windenräder u. dergl.). Die nicht zu unterschätzenden

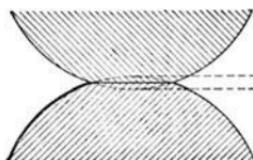


Fig. 62.



Fig. 63.

Vorzüge der Evolventenzähne können, sofern noch das S. 97 u. f. in Hinsicht auf Abnutzung Bemerkte Beachtung findet, einen mehr oder minder vollständigen Ausgleich zur Folge haben.

6. Berechnung der Zähne.

Es bezeichne

r den Teilkreisradius in cm,

t die Teilung in cm,

z die Zähnezahl $= \frac{2 r \pi}{t}$,

b die Zahnbreite $= \psi t$ in cm,

l die Zahnlänge, in der Regel $= 0,7 t$ in cm,

s die Zahnstärke, auf dem Teilkreise gemessen, in cm,

P den Zahndruck in kg, bestimmt durch das zu übertragende

Drehungsmoment $M_{\tilde{r}} = P r$ in cmkg,

n die minutliche Umdrehungszahl des Rades,

N die zu übertragende Leistung in P S.

a) Krafträder.

Betrachtet man den Zahn als einen an der Wurzel eingespannten Balken, der am freien Ende durch den Zahndruck P belastet ist, so ergibt sich unter der Annahme, daß dieser an der Ecke bei c_1 (d_1) (Fig. 43), aufsetzt und hierbei tangential wirkt, für den wahrscheinlichen Bruchquerschnitt $g_1 h_1 i_1 k_1$ das biegende Moment $P l \cos \varphi$, demnach aus

$$P l \cos \varphi = \frac{1}{6} \frac{l}{\sin \varphi} x^2 \sigma_b,$$

$$\sigma_b = \frac{3 P \sin 2 \varphi}{x^2},$$

oder für $\sin 2 \varphi = 1$ ($\varphi = 45^\circ$)

$$\sigma_{b(\max)} = \frac{3 P}{x^2}.$$

Wirkt der Zahndruck P an der Zahnkrone als gleichmäßig verteilte Kraft, so folgt aus

$$Pl = \frac{1}{6} b x^2 \sigma_b,$$

$$\sigma_b(\text{max}) = \frac{6 Pl}{b x^2}.$$

Beide Beanspruchungen fallen gleich groß aus für

$$\frac{3P}{x^2} = \frac{6Pl}{b x^2},$$

woraus für die Zahnbreite folgt

$$b = 2l = 1,4 t.$$

Unter Voraussetzung mittlerer Verhältnisse kann gesetzt werden

$$b \approx 2 t.$$

Dann folgt aus der nunmehr allein maßgebenden Bieungsgleichung

$$Pl = \frac{1}{6} b x^2 k_b \dots \dots \dots \mathbf{9}$$

mit $l = \alpha t$ und $x = \beta t$

$$P = \frac{1}{6} \frac{\beta^2}{\alpha} b t k_b$$

und, sofern gesetzt wird

$$c = \frac{1}{6} \frac{\beta^2}{\alpha} k_b,$$

$$P = c b t = c \psi t^2 \dots \dots \dots \mathbf{10}$$

Für den gewöhnlichen Fall

$$\alpha = 0,7 \text{ und } \beta = 0,5 \text{ bis } 0,55 \text{ wird}$$

$$c = 0,06 k_b \text{ bis } 0,07 k_b$$

und mit $k_b = 300$ (Mittelwert für Gußeisenzähne)

$$c = 18 \text{ bis } 21.$$

Ist $b > 2 t$, so muß jedenfalls die Beziehung festgehalten werden

$$c \approx 21 \frac{b}{2 t}.$$

Bei Winden, die mit großen Unterbrechungen oder nicht häufig mit der Maximallast arbeiten, kann c auf 24 bis 28 erhöht werden; doch geht man bei Windenrädern mit t nicht gern unter 8π mm. Wird ein anderes Material als Gußeisen verwendet, oder weichen $x = \beta t$ und $l = \alpha t$ wesentlich von den gemachten Annahmen ab, so ist auf Gl. 9 zurückzugreifen.

Die Zahnzahl nimmt man $z \approx 10$ bis 11 (unter besonderen Umständen — Zahnstangenwinden — noch weniger), das Übersetzungsverhältnis nicht unter 1:10.

Ist nicht der Zahndruck P , sondern das zu übertragende Drehungsmoment M_d (in cmkg) gegeben, so folgt aus:

$$M_d = P r = c \psi t^2 \frac{z t}{2 \pi}$$

$$t = \sqrt[3]{\frac{2 \pi}{c \psi z} M_d} \dots \dots \dots \mathbf{11}$$

Beispiel. Die höchste Belastung der durch Fig. 64 bestimmten Trommelwinde betrage $Q = 2000$ kg, der Trommelhalbmesser, bis Mitte Kette gemessen, $\rho = 13$ cm, und es soll der durch die Reibungswiderstände in den Zähnen und in den Lagern etc. hervorgerufene Arbeitsverlust zu 15% der Nutzlast angenommen werden — entsprechend einem Wirkungsgrade der Winde $\eta = 0,85$.

Für den Antrieb sind zwei Arbeiter vorgesehen, die an je einer 40 cm langen Kurbel mit einer Kraft von je 16 kg wirken.

Mit diesen Werten ergibt sich das Übersetzungsverhältnis der Winde zu

$$\varphi = \frac{\text{Kraftmoment}}{\text{Lastmoment}} = \frac{0,85 \cdot 2 \cdot 16 \cdot 40}{2000 \cdot 13} = \frac{1}{24}$$

Wir wählen $\frac{a}{b} = \frac{1}{4}$ und $\frac{c}{d} = \frac{1}{6}$,
ferner $z_a = 12$, so daß mit $b = 2t$ und
 $c = 25$ aus Gl. 11 folgt

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{25 \cdot 2 \cdot 12} 32 \cdot 40} = 2,39 \text{ cm} \sim 8\pi \text{ mm};$$

demnach

$$\begin{aligned} d_a &= \frac{12 \cdot 8\pi}{\pi} = 96 \text{ mm}, \\ d_b &= 4 \cdot 96 = 384 \text{ mm}, \\ z_a &= 12, \\ z_b &= 4 \cdot 12 = 48, \\ b &= 2t = \sim 50 \text{ mm}. \end{aligned}$$

Das Rad c soll ebenfalls 12 Zähne erhalten. Gestalten wir auch hier $c = 25$ und $b = 2t$, so folgt für das Rad d mit $6 \cdot 12 = 72$ Zähnen unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades der Trommelwelle

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{25 \cdot 2 \cdot 72} \frac{2000 \cdot 13}{0,94}} = 3,65 \text{ cm} \sim 12\pi \text{ mm};$$

demnach

$$\begin{aligned} d_c &= \frac{12 \cdot 12\pi}{\pi} = 144 \text{ mm}, \\ d_d &= 6 \cdot 144 = 864 \text{ mm}, \\ z_c &= 12, \\ z_d &= 6 \cdot 12 = 72, \\ b &= 2t = \sim 75 \text{ mm}. \end{aligned}$$

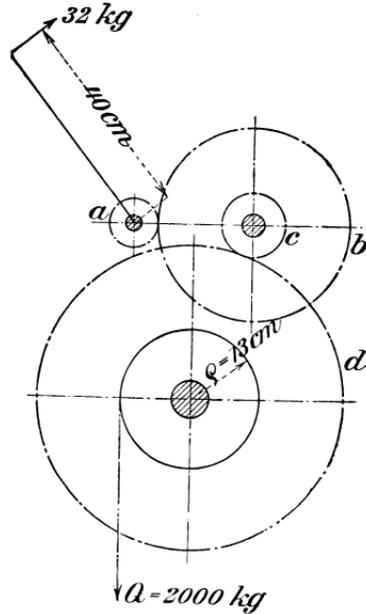


Fig. 64.

β) Arbeitsräder.

Die Berechnung der Zähne hat bei Arbeitsrädern (Triebwerksrädern) nicht nur mit Rücksicht auf Festigkeit, sondern noch unter Berücksichtigung der Abnutzung der Zahnflanken und der Erwärmung der Zähne zu sehen.

Unter der Annahme, daß die Berührungsfläche zweier Zähne der Teilung und der Zahnbreite proportional ist, kann gesetzt werden:

$$F = c_1 b t,$$

worin c_1 eine von den jeweiligen Verhältnissen, unter denen die Zähne arbeiten, abhängige Erfahrungszahl bedeutet. Die Gleichung hat genau die Form wie Gl. 10, so daß diese auch für die Arbeitsräder beibehalten werden kann; nur wird dann der Koeffizient c im allgemeinen eine andere Bedeutung besitzen als für Krafträder.

Unter normalen Verhältnissen kann bei Cycloidenverzahnung und bei Umdrehungszahlen bis $n = 250$, falls Gußeisen auf Gußeisen läuft,

$$c = 20 - \sqrt{n} \quad . \quad 12$$

gewählt werden, bei einer zulässigen Zahnbreite von

$$b \geq 42 \frac{t}{c}$$

Bei Holz (Weißbuche) auf Gußeisen gilt etwa das 0,4- bis 0,5fache der aus Gl. 12 für c ermittelten Werte, so daß z. B. für $n = 64$ der Koeffizient $c = 12 \cdot 0,4 = 4,8$ wird.

Höhere Werte für c , als aus Gl. 12 sich ergeben, sind zulässig, Räder mit Evolventenverzahnung

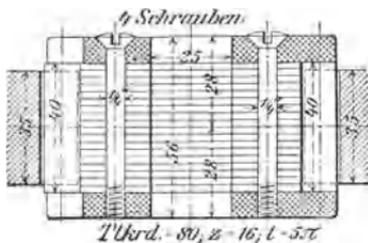


Fig. 65.

wenn die Eingriffdauer $\tau > 2$ ist. sind etwas geringer zu belasten.

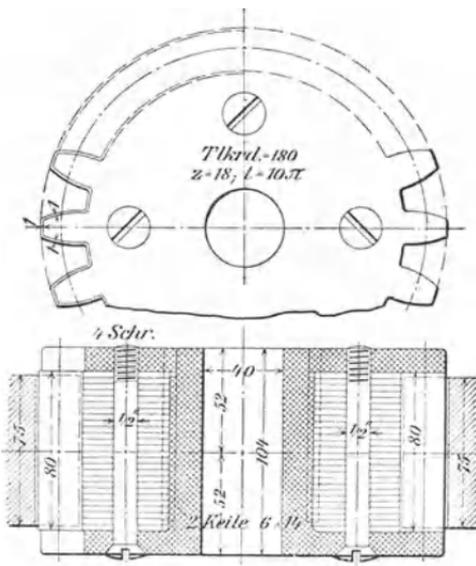


Fig. 66.

kleiner gewählt werden, sofern auf ähnliche Dauer gerechnet wird wie bei normalen Rädern, die unter sonst gleichen Verhältnissen etwa nur 12 Stunden täglich in Betrieb sind. Räder mit stärkeren Zähnen können

Bei Wasserrad-
zahnkränzen, die vom Spritzwasser benetzt werden, ist c keinesfalls höher als 10 bis 12 zu nehmen. Wegen der starken Abnutzung sind solche Räder, wenn irgend tunlich, zu vermeiden¹⁾.

Solchen Rädern, deren Zähne zuweilen die Eingriffflanke wechseln, oder die stark stoßen, gibt man möglichst reichliche Abmessungen. Aus diesem Grunde werden z. B. Räder zum Betriebe der Mahlgänge bei Holz auf Eisen mit $c = 2$ bis 3 entworfen, während ein gewöhnliches Triebwerkrad bei demselben n mit $c = 4$ bis 4,5 zu belasten sein würde.

Arbeiten Räder Tag und Nacht fast ununterbrochen, so muß c

¹⁾ Vergl. C. v. Bach, Turbinen und vertikale Wasserräder, 1896, S. 165 u. 166.

mit einem größeren c berechnet werden als solche mit schwächeren Zähnen, da sie eine größere Abnutzung zulassen, ehe sie unbrauchbar werden.

Erscheint Gußeisen als Zahnmaterial ungenügend, so muß zu Stahlguß, schmiedbarem Eisen oder Stahl, zu Bronze (insbesondere zu Phosphorbronze), zu Deltametall oder sonstigen Legierungen gegriffen werden, wenn überhaupt Zahnradbetrieb nicht vermieden werden kann.

Getriebe mit Umfangsgeschwindigkeiten von 9 bis 12 m in der Sekunde erhalten bei 400 bis etwa 1000 minutlichen Umdrehungen häufig Zähne aus Rohhaut.

Man wählt hierbei $c = 4$ bis 8. Für kleine Teilungen findet auch (statt der Rohhaut) Vulkanfiber Verwendung.

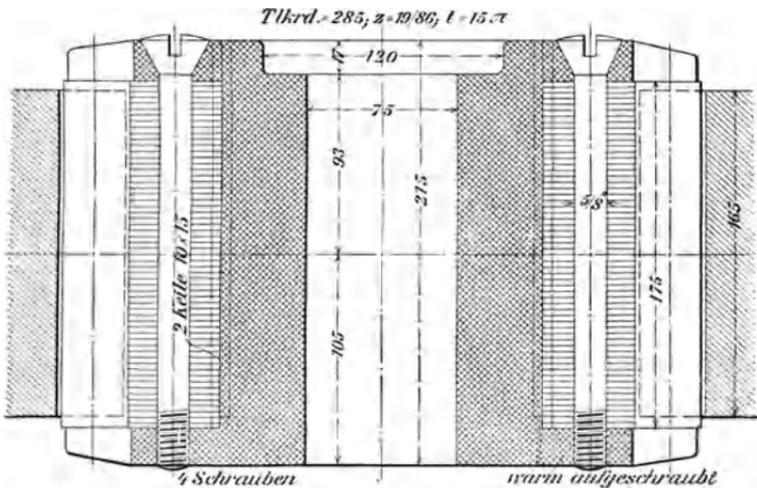


Fig. 67.

Fig. 65 bis 67 zeigen einige Ausführungsarten von Rohhauträdern der Zahnradfabrik Augsburg vorm. Joh. Renk, A.-G., in Augsburg. Dieselben werden stets mit Seitenscheiben hergestellt, und zwar soll die Lücke der Scheiben ~ 2 mm größer sein als diejenige des Zahnes. Wenn die Breite des Getriebes größer ist als die des zugehörigen Rades, können die Seitenscheiben auch voll (also ungezahnt) sein; sie sollen jedoch bis zum Zahnkopf reichen, um ein seitwärtiges Ausbiegen des Materials zu verhindern.

Ein von Gruson & Co. in Magdeburg-Buckau gefertigtes Rohhautgetriebe zeigt Fig. 68. Zur Befestigung der Seitenscheibe dienen hier Schraubenbolzen mit Muttern; auch ist der Rohhautkolben nicht durch Keile, sondern durch Schlitzschrauben mit der Stahlgußbüchse verbunden.

Ist das zu übertragende Drehmoment M_d (in cmkg) gegeben, so ist nach Gl. 11 S. 102 zu verfahren.

Sind die zu übertragenden Pferdestärken gegeben, so ergibt sich die Teilung aus

$$75 N = P \frac{2 r \pi}{100} \frac{n}{60}$$

und wenn $2 r \pi = z t$ und $P = c b t = c \psi t^2$ gesetzt wird, zu

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{c \psi z} \frac{N}{n}} \dots \dots \dots \mathbf{13}$$

Die Zahnbreite wählt man für gewöhnliche Triebwerkräder $b = 2 t$ bis $3 t$, für Triebwerkräder, welche große Mengen mechanischer Arbeit zu übertragen haben, $b = 3 t$ bis $5 t$.

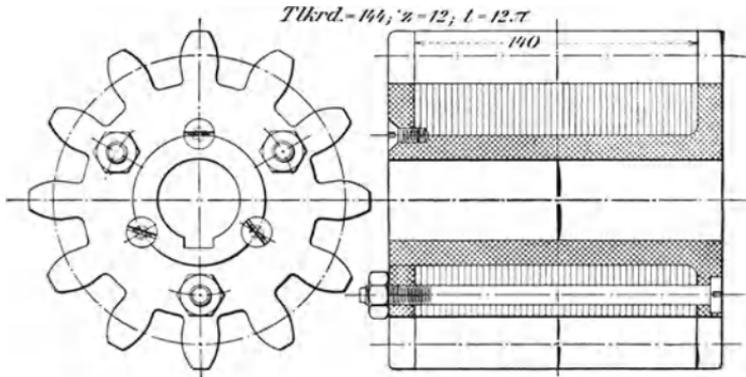


Fig. 68.

Die Zähnezahlnimmt man $z \geq 24$; je größer die Zähnezahlnimmt, um so kleiner wird die Teilung und um so ruhiger der Gang.

Das Übersetzungsverhältnis nehme man für Triebwerk-räder bei langsamem Gange, wenn möglich, nicht unter $1:6$ (wobei dann für das kleinste Rad $z_{\min} = 36$ bis 40), bei rascherem Gange etwa nur $1:4$ (wobei $z_{\min} = 54$ bis 72).

Holzzähne (Kämme) erhält bei größerer Geschwindigkeit bzw. größerer Umdrehungszahl zuweilen das eine der beiden zusammenarbeitenden Räder, um einen ruhigen, womöglich stoßfreien Gang zu erzielen. Man nimmt die Zahnstärke

$$\begin{aligned} \text{für den Eisenzahn } s &= 0,41 t, \\ \text{für den Holzzahn } s &= 0,54 t. \end{aligned}$$

Um Ansatzbildungen an den Kämme zu verhüten, werden die Eisenzähne um etwa 6 bis 10 mm breiter gehalten als die Kämme.

Bezüglich der Abmessungen der Zähne bei Eisen auf Eisen ist auch das auf S. 87 hierüber Gesagte zu beachten.

Von diesen normalen Werten weicht man ab, wenn Veranlassung dazu vorliegt, wie es z. B. bei den S. 97 u. f. erwähnten Evolventenzähnen für schnelllaufende Räder der Fall ist.

Beispiel. Von der stehenden Welle $a_1 a_2$ (Fig. 69) einer Turbine sind 100 PS bei 80 minütlichen Umdrehungen auf eine Triebwerkswelle $b_1 b_2$, die 160 Umdrehungen in der Minute ausführen soll, mittelst der Kegelräder a und b (Holz auf Eisen) zu übertragen.

Wählen wir für b 48 Zähne, so erhält a 96 Kämme. Aus Gl. 12 folgt

$$c = 20 - \sqrt{80} = \sim 11$$

und wegen Holz auf Eisen

$$c = 11 \cdot 0,45 = \sim 5.$$

Mit $\psi = 4$ ergibt sich aus Gl. 13

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{450}{5 \cdot 4 \cdot 96} \cdot \frac{100}{80}} = 6,64 \text{ cm} \sim 21 \pi \text{ mm};$$

demnach $d_a = \frac{96 \cdot 21 \pi}{\pi} = 2016 \text{ mm},$

$$d_b = 1008 \text{ mm},$$

$$b_a = 4 t \sim 260 \text{ mm},$$

$$b_b = 260 + 10 = 270 \text{ mm}.$$

Es ist ferner

$$s_a = 0,54 t \sim 36 \text{ mm},$$

$$s_b = 0,41 t \sim 27 \text{ mm}.$$

Die Zahnwurzel wird

$$0,4 t \sim 26 \text{ mm},$$

die Zahnkrone

$$0,3 t \sim 20 \text{ mm}.$$

Das Rad a kann 6 oder 8 Arme erhalten.

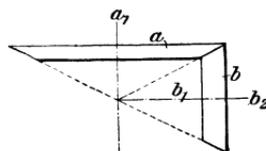


Fig. 69.

7. Konstruktion des Radkörpers.

Die Stärke des Zahnkranzes kann in der Regel $0,5 t$ genommen werden, mit schwacher Verjüngung (1:40 bis 1:60) nach außen. Bei geringer Armzahl oder großem Raddurchmesser empfiehlt sich die Anbringung einer Verstärkungsrippe (Fig. 70).

Kammräder erhalten wegen der Schwächung durch die eingesetzten Kämme stärkere Zahnkränze von etwa t bis $\frac{5}{4} t$ Höhe (Fig. 72 und 73).

Die unverletzte Wandstärke der gußeisernen Nabe (Fig. 70 und 71) nehme man

$$\delta = \frac{1}{5} \left(d_0 + \frac{d}{2} \right) + 1 \text{ cm bis } \frac{1}{4} \left(d^0 + \frac{d}{2} \right) + 1 \text{ cm},$$

worin bedeutet:

d die Bohrung der Nabe in cm,

d_0 die Wellenstärke (in cm), die dem zu übertragenden Drehmoment $M_d = P r = 0,2 d_0^3 k_d$ entspricht und aus diesem zu bestimmen ist.

Die Nabenlänge kann gewählt werden

$$L = 1,2 d \text{ bis } 1,5 d \text{ und mehr oder } L \geq b + 0,05 r.$$

Lange Naben erhalten Aussparungen (Fig. 71) mit

$$l_1 = 0,4 d \text{ bis } 0,5 d.$$

Zur Befestigung der Zahnräder dienen Keile und Federn, die schon S. 60 und 61 besprochen sind.

Bezeichnet i die Anzahl der Arme eines Rades, und wird angenommen, daß $\frac{i}{4}$ der auf Biegung beanspruchten Arme an der Kraft-

übertragung teilnehmen, so ergibt sich der Querschnitt derselben unter Bezugnahme auf Fig. 70 annähernd aus

$$P y = W k_b \frac{i}{4},$$

worin W das dem Biegemomente $P y$ entsprechende Widerstandsmoment des Armquerschnittes bezeichnet. Hieraus folgt für den kreuzförmigen Armquerschnitt unter Vernachlässigung der in der Nullachse liegenden Rippe

$$P y = \frac{h_1 h^2}{6} k_b \frac{i}{4}$$

und mit dem üblichen Wert $h_1 = \frac{1}{5} h$

$$P y = h^3 k_b \frac{i}{120},$$

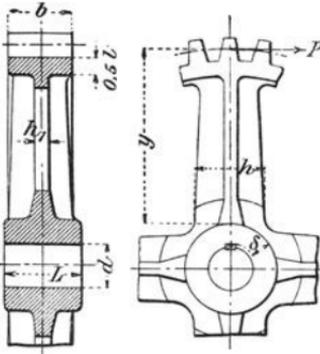


Fig. 70.

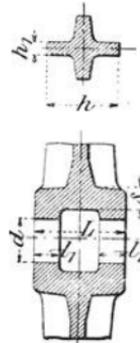


Fig. 71.

woraus mit $k_b = 300 \text{ kg/qcm}$ (für Gußeisen)

$$h = \sqrt[3]{\frac{P y}{2,5 i}}$$

Die Armhöhe h verjüngt sich nach dem Kranze im Verhältnis 5 : 4.

Arme mit \square -förmigem Querschnitt sind in gleicher Weise zu berechnen.

Die Anzahl i der Arme liegt bei Rädern, die aus dem Ganzen gegossen sind, zwischen 4 und 6. Als Anhalt kann die Gleichung dienen

$$i = \frac{1}{7} \sqrt{D},$$

worin D den Teilkreisdurchmesser in mm bedeutet.

Bei Rädern, die aus Segmenten zusammengesetzt werden, gewährt die Gleichung

$$i = \frac{1}{8} \sqrt{D}$$

einigen Anhalt.

Betreffs der Abmessungen der aus trockenem Weißbuchenholz gefertigten Holzkämme (s. auch S. 106) und deren Befestigung in dem Rade — bei leichteren Rädern mit Holzkeilen (Eisenstiften), bei schwereren mit Holzkeilen und Eisenstiften — ist auf Fig. 72 zu verweisen.

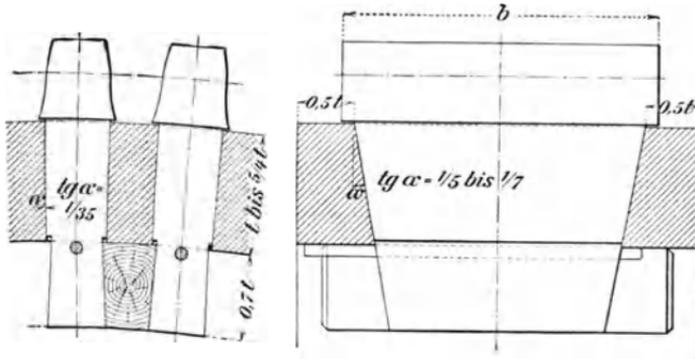


Fig. 72.

Die Trennung des Kammes in zwei Teile (Fig. 73) erfolgt für $b \geq 18$ cm.

Die Zähnezahzahl soll bei Holzkammrädern, wenn irgend angängig, ein Vielfaches der Armzahl sein. Anderenfalls müssen die Arme mit Taschen versehen werden.

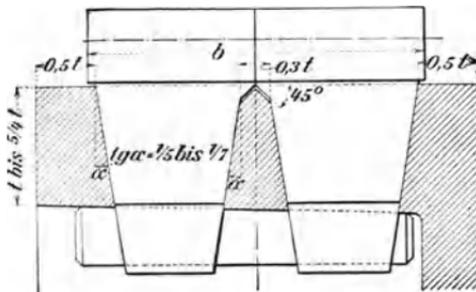


Fig. 73.

Fig. 74 zeigt ein Stirnräderpaar (Eisen auf Holz) der Zahnradfabrik Augsburg vorm. Joh. Renk, A.-G., in Augsburg (Teilung 16π , 36 Zähne und 144 Kämme von 140 bzw. 135 mm Breite, 540 und 2160 mm Teilkreisdurchmesser), bei dem die beiden geteilten Arme des aus zwei Hälften zusammengesetzten Rades mit Taschen versehen sind.

Bei dem Fig. 75 ersichtlichen Kegelräderpaar (Holz auf Eisen) von Gruson & Co. in Magdeburg-Buckau (Teilung 25π , 37 Zähne und

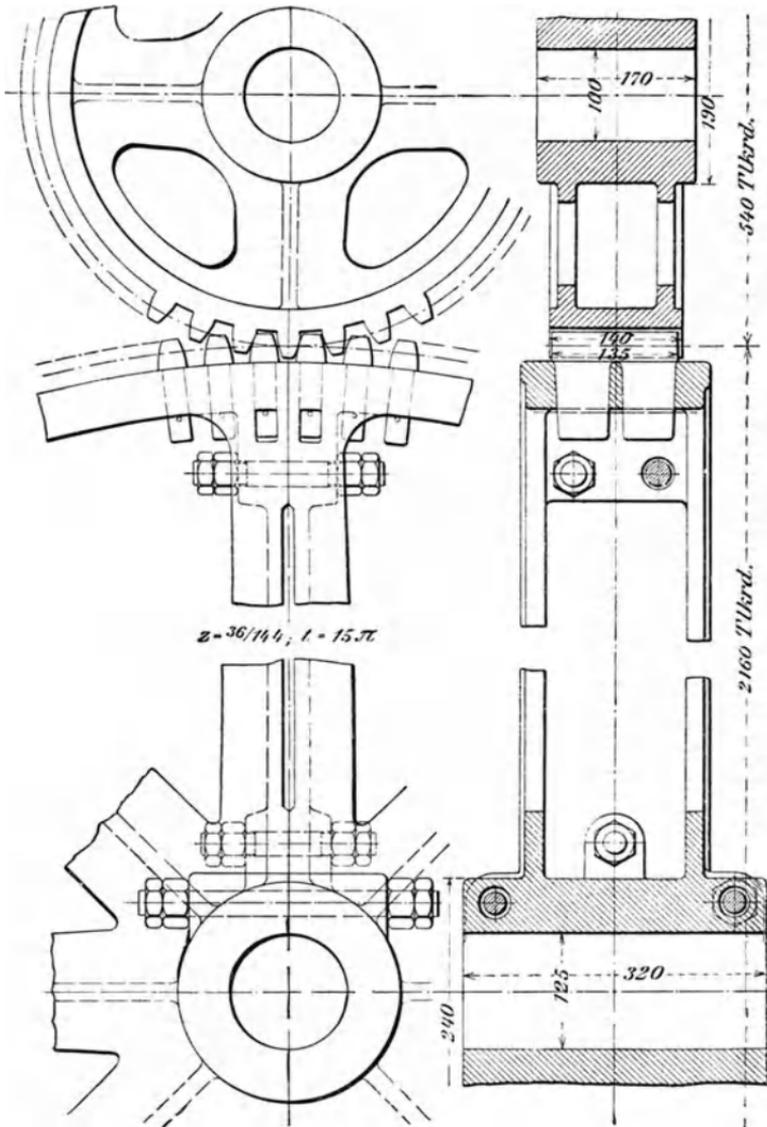


Fig. 74.

118 Käme von je 280 mm Breite, 925 und 2950 mm Teilkreisdurchmesser) ist das Rad in einem Stück gegossen und dann gesprengt. Die beiden Hälften sind durch 12 Schraubenbolzen miteinander verbunden.

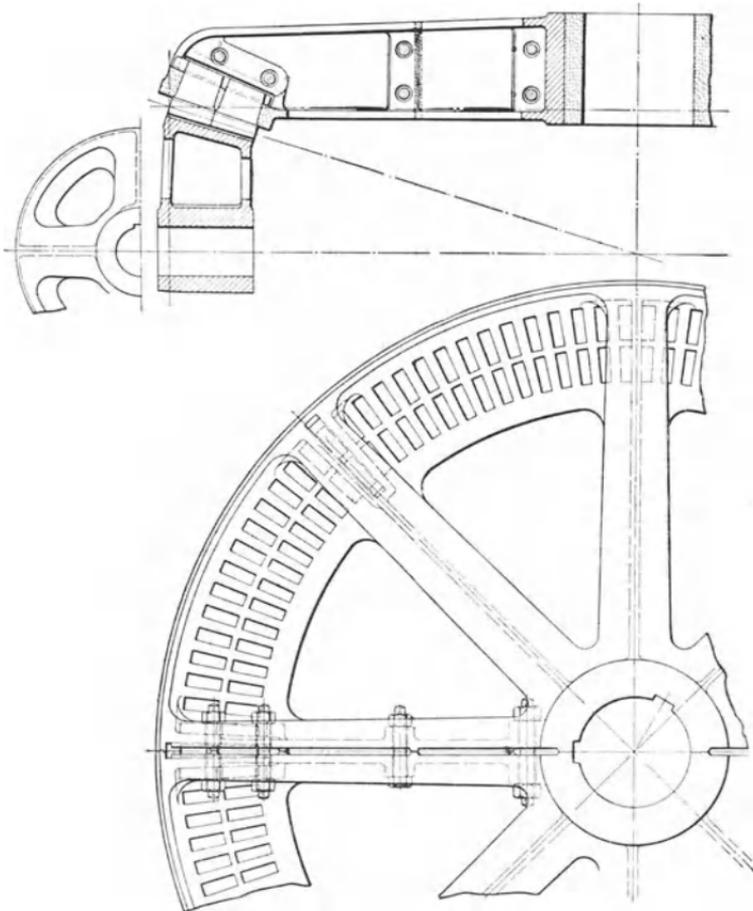


Fig. 75.

Die H. Michaelis in Chemnitz unter D.R.P. Nr. 44 543 geschützte sogenannte Compound-Verzahnung ist eine Verbindung des Eisenzahnes mit dem Holzkamme; sie beseitigt das Ganggeräusch der reinen Eisenverzahnung und die geringe Festigkeit der reinen Holzverzahnung ohne Hinzufügung neuer Teile. Zufolge der getroffenen

Anordnung (Fig. 76) ist der Holzkamm auf seiner Gesamtdruckfläche vom Eisenzahn unterstützt und damit gegen Federung gesichert. Der-

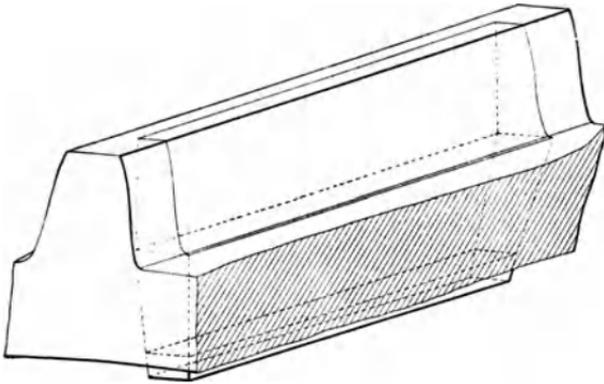


Fig. 76.

artige Compoundräder haben sich für große Umfangsgeschwindigkeiten und große Zahnkräfte als dauerhaft bewährt.

(Hierzu die Tabellen S. 114 u. 115.)

b) Stirnräder mit schrägen Zähnen.

Derartige Räder mit schraubenförmig auf dem Grundcylinder sitzenden Zähnen zeichnen sich durch große Widerstandsfähigkeit und durch Ruhe des Ganges aus.

Fig. 77 zeigt die Konstruktion der einfach schrägen Zähne eines Stirnrades. Man entwirft zunächst die Zahnform (Evolvente), wie unter a) für Stirnräder mit geraden Zähnen angegeben, und trifft dann Entscheidung über den Winkel γ , der den Teilkreisbogen $r\gamma$ bestimmt, um welchen die Zahnquerschnitte an den beiden Stirnflächen des Rades gegeneinander versetzt erscheinen. Dieser Teilkreisbogen $r\gamma = t_0$ wird als Sprung der Zähne bezeichnet. Derselben entspricht auf der Teilkreis-Cylinderfläche vom Halbmesser r eine Schraubenlinie, die auf der Strecke t_0 um b steigt, also einen Steigungswinkel besitzt, dessen Größe sich aus

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{b}{t_0} = \frac{b}{r\gamma}$$

ergibt.

Bedeutet P die Umfangskraft in der Mittelebene des Rades, so erhöht sich dieselbe wegen der um den Winkel γ schräg gestellten Zähne auf $\frac{P}{\cos \gamma}$. Dabei bleibt der Reibungsbetrag an den Zahnflanken derselbe, so daß an Stelle der bekannten Formel für den verhältnismäßigen Arbeitsverlust durch gleitende Reibung in Teilen der Nutzarbeit (S. 91) hier zu setzen ist

$$\mathfrak{B} = \frac{\pi \mu}{\cos \gamma} \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \frac{\tau}{2}.$$

Außer dieser Zahnreibung treten noch infolge des von der Schrägstellung der Zähne herrührenden seitlichen Druckes Kraftverluste (Lagerreibungen etc.) auf. Um diese möglichst gering zu erhalten, nehmen Gruson & Co. in Magdeburg-Buckau in der Regel $t_0 = 0,06 b$, so daß $\beta \sim 86^\circ 30'$. Fr. Stolzenberg & Co. in Reinickendorf bei Berlin empfehlen, diesen Winkel 70° bis 80° zu wählen!

Der seitliche Druck läßt sich vermeiden, wenn man die Zähne in der Mittelebene des Rades bricht, d. h. von hier aus nach beiden Seiten

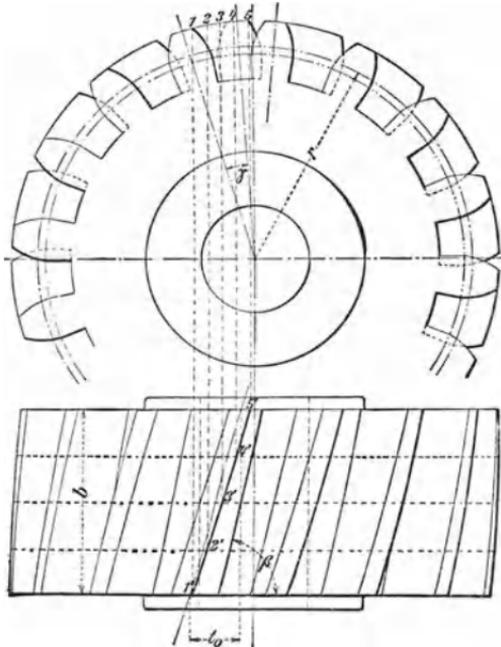


Fig. 77.

in entgegengesetzter Richtung schraubenförmig verlaufen läßt. Derartige Räder mit doppelt schrägen Zähnen werden auch Räder mit Winkelzähnen oder Pfeilräder genannt.

Bei der Konstruktion dieser Räder kann in gleicher Weise wie vordem verfahren werden.

Unter Beibehaltung der früheren Bezeichnungen ergibt sich der Steigungswinkel β (Fig. 78, S. 116) aus

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{0,5 b}{t_0} = \frac{1}{2} \frac{b}{r \gamma}.$$

Räder mit Winkelzähnen können vor- und rückwärts arbeiten; sie werden jedoch, wenn die Drehung nur nach einer Seite nötig ist, am besten so eingebaut, daß die Spitze des Zahnes voreilt. Hierbei sind

Satzräder und Gewichtstabelle von Otto Gruson & Co. in Magdeburg-Buckau.
Gewicht $G = z(\alpha + \beta b) - \gamma kg$.

Teilung <i>t</i> mm	D = Teilkreis- durchmesser <i>z</i> = Zähnezahl		Kopfhöhe mm	Fußhöhe mm	Zahn- breite <i>b</i> mm	Block- räder Zähne- zahl <i>z</i>	4 Arme			6 Arme			8 Arme			10 Arme						
	<i>D</i> mm	<i>z</i> mm					Zähne- zahl <i>z</i>	α	β	γ												
15	4,775	209,4	5	6	37	45	20-40	41-90	0,03	0,3	0,5	151-300	0,05	0,05	1,1	0,07	0,07	1,3				
20	6,366	157,1	6	8	50	60	14-34	35-95	0,08	0,8	1,3	156-300	0,13	0,13	2,3	0,15	0,15	3,4				
25	7,958	125,7	8	10	60	75	11-31	32-80	0,15	0,01	1,5	161-300	0,20	0,01	4,9	0,30	0,01	6,5				
30	9,549	104,7	10	12	75	90	11-25	26-72	0,25	0,01	2,7	144-248	0,43	0,01	8,5	0,51	0,01	11,1				
35	11,140	89,8	11	14	85	105	11-24	25-68	0,40	0,01	4,3	134-220	0,68	0,01	12,6	0,81	0,01	17,2				
40	12,732	78,5	12	16	100	120	11-23	24-64	0,60	0,01	5,5	125-205	1,01	0,02	19,9	1,21	0,02	26,2				
45	14,324	69,8	14	18	110	135	11-22	23-60	0,86	0,02	8,1	118-193	1,44	0,02	28,0	1,73	0,02	37,3				
50	15,916	62,8	16	20	125	150	11-21	22-58	1,18	0,02	11,5	112-184	1,98	0,03	38,0	2,38	0,03	51,2				
55	17,507	57,1	17	23	140	165	11-20	21-55	1,56	0,02	15,6	106-176	2,63	0,03	51,0	3,16	0,03	67,4				
60	19,099	52,4	19	25	150	180	11-19	20-52	2,03	0,03	20,5	102-168	3,41	0,04	65,5	4,10	0,04	88,8				
65	20,690	48,3	21	27	160	195	11-18	19-45	2,58	0,03	24,8	99-161	4,34	0,04	83,4	5,22	0,05	112,7				
70	22,282	45,0	22	29	175	210	11-17	18-44	3,22	0,04	31,4	94-154	5,42	0,05	104,1	6,52	0,05	141,4				
75	23,873	41,9	24	31	190	225	11-16	17-44	3,97	0,05	39,3	92-149	6,67	0,06	128,3	8,02	0,06	172,7				
80	25,465	39,3	25	33	200	240	11-16	17-43	4,81	0,05	46,2	88-145	8,09	0,07	155,8	9,73	0,07	209,6				
85	27,056	37,0	27	35	210	255	11-15	16-43	5,77	0,06	56,2	85-140	9,70	0,07	186,1	11,67	0,08	252,0				
90	28,648	34,9	29	37	230	270	11-15	16-42	6,85	0,07	67,6	88-133	11,52	0,08	222,3	13,7	0,09	299,7				
95	30,239	33,1	31	39	240	285	11-14	15-41	8,06	0,07	77,8	83-136	13,55	0,09	260,6	16,29	0,10	353,2				
100	31,831	31,4	32	42	250	300	11-14	15-40	9,40	0,08	92,0	81-130	15,80	0,10	304,0	19,00	0,11	410,0				

Die Gewichtstabelle gibt die annähernden Gewichte der gusseisernen Stirnräder von gewöhnlicher Konstruktion mit geraden Zähnen. Holzkammräder, Schraubenträder und Stirnräder mit Winkelzähnen (Pfeilräder) wiegen annähernd so viel wie Stirnräder mit Eisenzähnen gleicher Teilung, Zähnezahl und Breite. Kegelhäder wiegen ~ 0,9 mal so viel wie Stirnräder. Das Gewicht der Stahlgußräder ist etwa um 13% größer als das der gusseisernen Räder gleicher Abmessung.

Stirnräder mit gefrästen Zähnen
von Friedrich Stolzenberg & Co. in Berlin-Reinickendorf.

Modul m	† 1	† 1,25	† 1,5	† 1,75	† 2 *	† 2,25	† 2,5 *	2,75	† 3 *	3,25	† 3,5 *	3,75
Teilung = πm in mm	3,14	3,93	4,71	5,50	6,28	7,07	7,85	8,64	9,42	10,21	11,00	11,78
Zahnlänge l in mm. .	2,17	2,71	3,25	3,79	4,33	4,87	5,42	5,96	6,50	7,04	7,58	8,13
Modul m	† 4 *	4,25	† 4,5 *	4,75	† 5 *	5,25	† 5,5 *	5,75	† 6 *	6,25	† 6,5 *	† 7 *
Teilung = πm in mm	12,57	13,35	14,14	14,92	15,71	16,49	17,28	18,06	18,85	19,64	20,42	21,99
Zahnlänge l in mm .	8,67	9,21	9,75	10,29	10,83	11,38	11,92	12,46	13,00	13,54	14,08	15,17
Modul m	7,5 *	† 8 *	† 9 *	† 10 *	† 11 *	† 12 *	† 13 *	† 14 *	† 15 *	16	17	18
Teilung = πm in mm	23,56	25,13	28,27	31,42	34,56	37,70	40,84	43,98	47,12	50,27	53,41	56,55
Zahnlänge l in mm .	16,25	17,32	19,50	21,67	23,83	26,00	28,17	30,33	32,50	34,67	36,83	39,00
Modul m	19	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40
Teilung = πm in mm	59,69	62,83	69,12	75,40	81,68	87,97	94,25	100,53	106,81	113,10	119,38	125,66
Zahnlänge l in mm .	41,17	43,33	47,67	52,00	56,33	60,67	65,00	69,33	73,67	78,00	82,33	86,67

∞ *

Die Zähne der vorstehenden Stirnräder sind nach der gewöhnlichen Evolventenverzahnung ausgeführt. Die Zahnstärke beträgt 0,5 t . Der Zahnkopf ist $m = t$; π mm hoch. Teilkreisdurchmesser $2r = z m$ in mm. Zahnstangen werden nur in den mit *; Stirnräder mit Innenzähnen nur in den mit † bezeichneten Teilen geliefert.

die Zähne widerstandsfähiger als bei der entgegengesetzten Drehrichtung. Muß das Rad abwechselnd nach beiden Richtungen umlaufen, dann empfiehlt es sich, durch Anordnung von Seitenscheiben die Zähne an den Stirnflächen zu verstärken. Derartige Seitenscheiben hat das in Fig. 79 dargestellte Stirnräderpaar mit Winkelzähnen der Firma Gruson & Co. in Magdeburg-Buckau. Die Teilung beträgt 100,8 mm, der Teilkreisdurchmesser 1669,5 bzw. 4430,5 mm, die Zahnzahl 52 bzw. 138, die Zahnbreite 350 mm. Beide Räder sind in je einem Stück gegossen, dann gesprengt und die zusammengehörigen Hälften durch Schraubenbolzen und Schrumpfbänder miteinander verbunden.

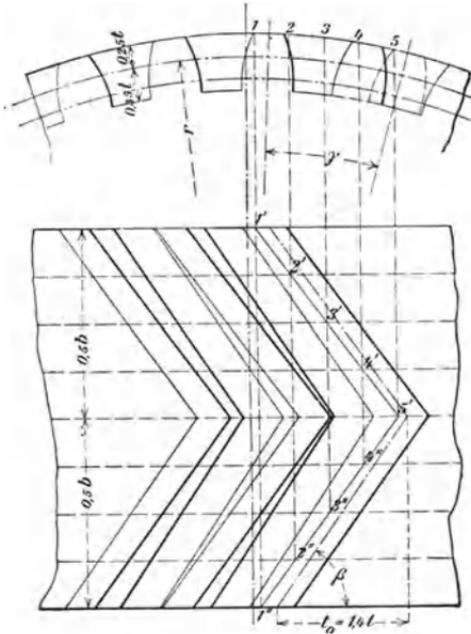


Fig. 78.

Der Winkel, unter dem die Erzeugende bei der Evolventenverzahnung gegen die Centrale geneigt ist, pflegt bei Pfeilrädern zwischen 68° und 72° zu schwanken. Der Zahnfuß findet sich $0,35 t$ bis höchstens $0,4 t$, der Zahnkopf $0,25 t$ bis höchstens $0,3 t$. Die Zahnstärke im Teilkreise kann gewählt werden $s = 0,46 l$; hieraus ergibt sich für die wirkliche Zahnstärke

$$s_1 = s \sin \beta \sim 0,377 t.$$

Für die Zahnbreite nimmt man $b = 4 t$, für den Sprung $t_0 = 1,4 t$, entsprechend einem Steigungswinkel $\beta = 55^\circ$ (Gruson & Co. nehmen als Norm

für alle Räder mit Winkelzähnen $t = t_0 = \frac{1}{4} b$, so daß $\beta \sim 63^\circ 25'$).

Bei Kraus- oder Kammwalzen mit wenigen Zähnen findet sich

$$b = 5 t, t_0 = 1,75 t, \text{ demnach } \beta = 55^\circ.$$

c) Kegelräder.

Sind in Fig. 80 (S. 118) $m a_1$ und $m a_2$ die unter dem Winkel α schneidenden Achsen zweier miteinander in Eingriff stehender Kegelräder, so erhält man eine zweckmäßige Verzahnung unter Zugrundelegung sogenannter Ergänzungskegel $a_1 b c_1$ und $a_2 b c_2$, deren Erzeugende $a_1 b$ und $a_2 b$ senkrecht auf der Erzeugenden $b m$ der Grundkegel stehen, durch Abwicklung derselben in der Fig. 80 ersichtlichen

Weise. Die Zähne sind abgestumpfte Pyramiden, deren gemeinschaftliche Spitze in m liegt.

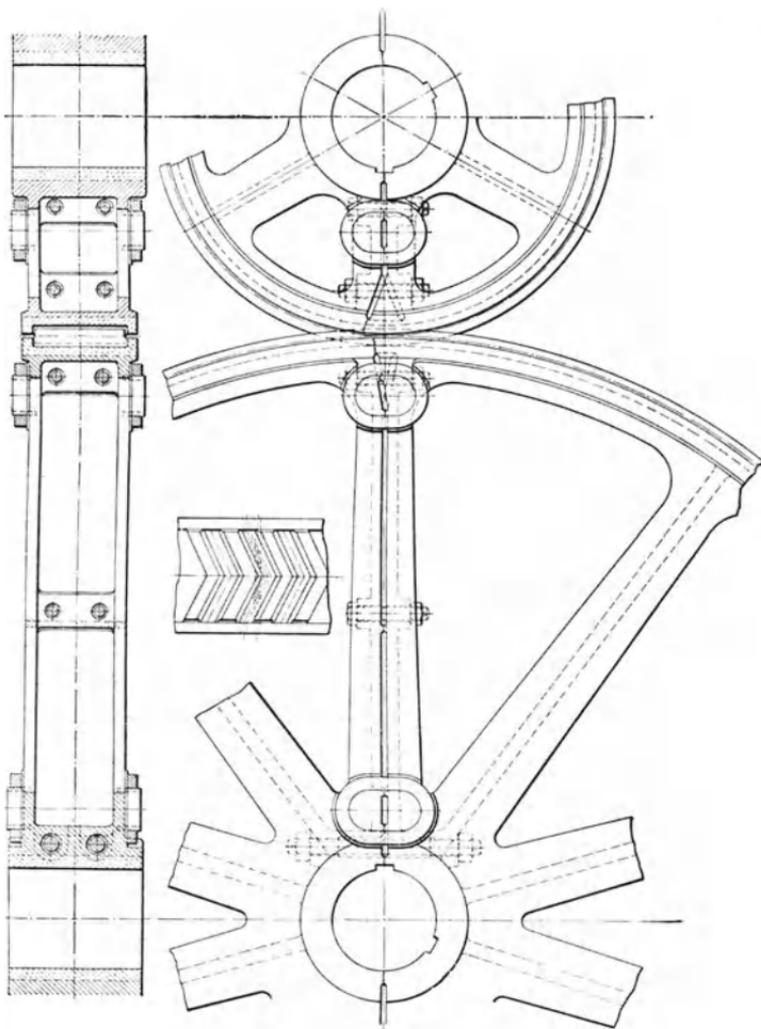


Fig. 79.

Teilung und Zahnstärke werden auf den wirklichen Teilkreisen, unter denen die an den Grundflächen der Grundkegel liegenden Verhältniskreise mit den Halbmessern r_1 und r_2 zu verstehen sind, die

Zahnlänge in der Richtung $a_1 a_2$, die Zahnbreite in der Richtung $b m$ gemessen.

Die Berechnung der Zahnstärke erfolgt für die mittleren Teilkreise mit den Halbmessern R_1 und R_2 mittelst der Beziehung

$$2 \pi R = z t.$$

Die Zahnstärke ist in den äußeren Teilkreisen im Verhältnis $\frac{m b}{m d}$ größer, in den inneren Teilkreisen im Verhältnis $\frac{m c}{m d}$ kleiner als in der Mitte. Ist der Winkel α ein rechter, so werden die beiden Räder auch Winkelräder genannt.

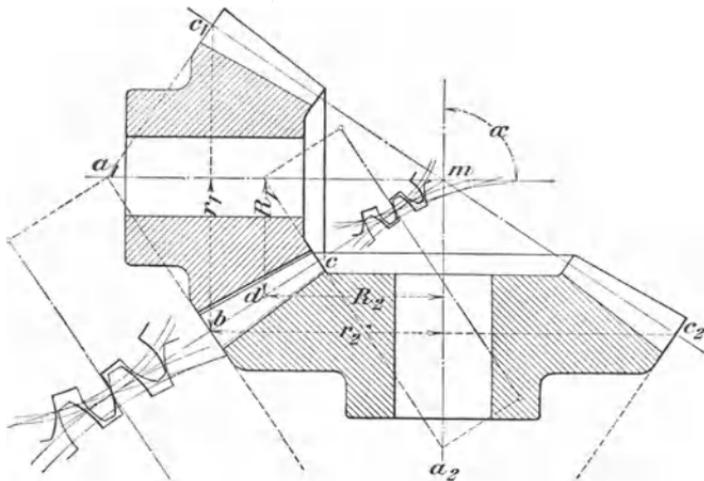


Fig. 80.

Kegelräder sind als Einzelräder mit Cycloiden- oder Evolventenverzahnung zu konstruieren.

Der verhältnismäßige Arbeitsverlust durch Zahnreibung beträgt

$$\mathfrak{B} = \pi \mu \sqrt{\frac{1}{z_1^2} + \frac{1}{z_2^2} + \frac{2 \cos \sigma}{z_1 z_2} \cdot \frac{\tau}{2}},$$

unter τ die Eingriffdauer und unter α den Winkel verstanden, den die Achsen der beiden Räder, deren Zähnezahlen z_1 und z_2 , miteinander bilden.

d) Zahnräder für sich kreuzende Wellen.

Derartige Räder erhalten als Grundform das Hyperboloid oder den Cylinder.

1. Hyperbolische Räder.

Wegen ihrer bedeutenden Arbeitsverluste infolge der in Richtung der Zahnflanken auftretenden Reibung eignen sich die hyperbolischen

Räder weniger zur Übertragung von mechanischer Arbeit als vielmehr zur Fortpflanzung von Bewegung in einzelnen Fällen.

Das hyperbolische Rad besteht wie jedes konische Rad — allerdings nur annäherungsweise, aber für die praktische Ausführung bei einigermaßen hoher Zähnezahl genau genug — aus einem abgestumpften Kegel (in Wirklichkeit aus einem Hyperboloid) als Grundkörper und aus konischen Zähnen, die, anstatt gerade, unter einem gewissen Winkel schief auf dem Mantel des ersteren sitzen.

Zur Anfertigung eines solchen Rades ist demnach nur erforderlich, den konischen Grundkörper, ferner die Form der Zähne und den Winkel, unter dem sie auf dem Mantel aufgesetzt oder herausgeschnitten werden, zu ermitteln.

Teilt man den Winkel α (Fig. 81), unter dem sich zwei im Raume liegende Wellen I und II schneiden, durch eine Linie op derart, daß die von einem ihrer Punkte k auf die Wellenachsen gefällten Lote $k l_1 = \rho_1$ und $k l_2 = \rho_2$ sich umgekehrt wie die Umdrehungszahlen der miteinander in Eingriff stehenden Räder verhalten, dann ist op die gemeinsame Berührungslinie (Erzeugende) der Hyperboloide

Aus Fig. 81 folgt, wenn n_1 und n_2 die minutlichen Umdrehungszahlen, z_1 und z_2 die Zähnezahlen der betreffenden Räder bedeuten,

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2}$$

und für die Kehlkreis halbmesser $cd = r_1$ und $ce = r_2$

$$\frac{r_1}{r_2} = \frac{\operatorname{tg} \beta_1}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

Nun ist

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{n_2 \sin \alpha}{n_1 + n_2 \cos \alpha},$$

somit

$$\beta_2 = \alpha - \beta_1,$$

ferner, wenn a die kleinste Entfernung zwischen den beiden Wellen (das Achsenlot) bedeutet,

$$r_1 = a \frac{n_2^2 + n_1 n_2 \cos \alpha}{n_2^2 + 2 n_1 n_2 \cos \alpha + n_1^2},$$

demnach

$$r_2 = a - r_1.$$

Die Halbmesser R_1 und R_2 der Verzahnungsmittelkreise der Hyperboloide ergeben sich nach Fig. 82 und 83 als Hypotenusen zu den Katheten ρ_1 und r_1 bzw. ρ_2 und r_2 zu

$$R_1 = \sqrt{\rho_1^2 + r_1^2} \text{ bzw. } R_2 = \sqrt{\rho_2^2 + r_2^2}.$$

Für die Winkel β_1 und β_2 findet sich auch

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{z_1 \sin \alpha}{z_2 + z_1 \cos \alpha} \text{ und } \operatorname{tg} \beta_2 = \frac{z_2 \sin \alpha}{z_1 + z_2 \cos \alpha}.$$

Wenn $\alpha = 90^\circ$, so ist

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{z_1}{z_2}; \quad r_1 = a \frac{n_2^2}{n_1^2 + n_2^2}; \quad r_2 = a \frac{n_1^2}{n_1^2 + n_2^2}.$$

Unter Zugrundelegung der vorstehenden Gleichungen lassen sich die Hyperboloide konstruieren.

Die Zahnbreite wird auf der Berührungslinie op (Fig. 81) aufgetragen, womit sich die Projektionsgeraden der äußeren und inneren Hyperboloidkreise für jedes Rad ergeben.

Fig. 83.

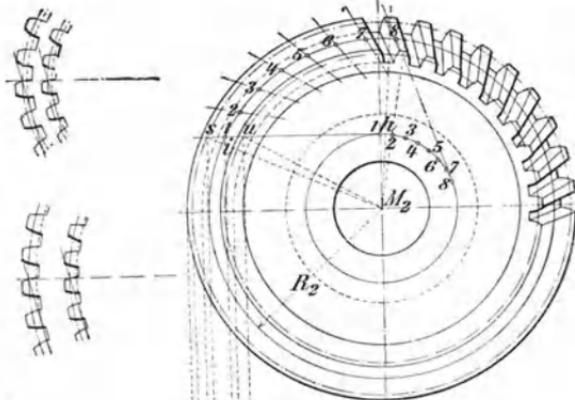


Fig. 82.

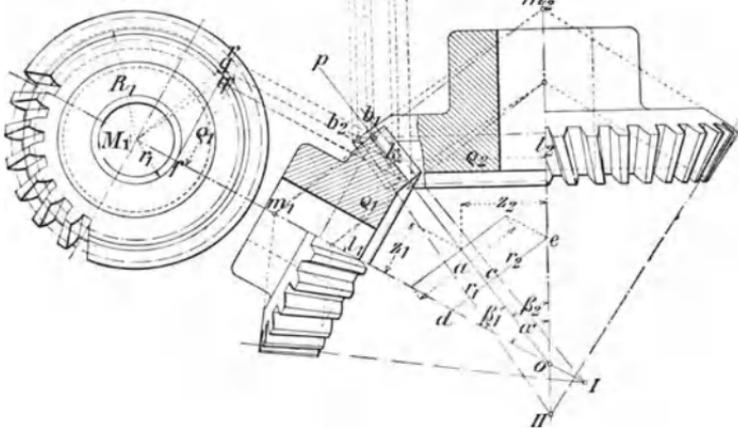


Fig. 81.

Für die äußere Verzahnung zieht man dann senkrecht zur gemeinsamen Berührungslinie die Gerade $m_1 m_2$ und betrachtet m_1 und m_2 als Spitzen zweier Ergänzungskegel, auf deren abgewinkelten Mänteln die Verzahnung wie für Kegelräder mit den Halbmessern $m_1 b_1$ und $m_2 b_2$ konstruiert wird. Das gleiche geschieht für die innere Verzahnung.

Rechnungsvorgang. Sind zur Konstruktion zweier hyperbolischer Räder die zu übertragende Kraft P , das Achsenlot a , die Umdrehungszahlen n_1 und n_2 und der Winkel α gegeben, unter dem sich die beiden Achsen der Räder kreuzen, so bestimmt man zunächst aus

$$P = c b t_1 = c \psi t_1^2 \quad (\text{Gl. 10, S. 102})$$

die mittlere Teilung t_1 des einen Rades. Nun wählt man die Zähnezahlen z_1 und z_2 und berechnet den mittleren Halbmesser R_1 des Hyperboloides aus der Beziehung

$$2 R_1 \pi = z_1 t_1.$$

Hierauf verschafft man sich mit Hilfe von a in der aus Fig. 81 ersichtlichen Weise die Kehlkreishalbmesser r_1 und r_2 der beiden Hyperboloide und findet dann

$$\rho_1 = \sqrt{R_1^2 - r_1^2};$$

ρ_2 erhält man aus der Gleichung

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{z_1}{z_2} \quad \text{zu} \quad \rho_2 = \frac{z_2}{z_1} \rho_1, \quad \text{somit}$$

$$R_2 = \sqrt{\rho_2^2 + r_2^2} \quad \text{und} \quad t_2 = \frac{2 R_2 \pi}{z_2}.$$

Bei der Aufzeichnung der Räder verfährt man in folgender Weise:

Nach Berechnung von t_1 und R_1 und Ermittlung von r_1 und r_2 schlägt man mit R_1 und r_1 Kreise um M_1 und errichtet in f das Lot zu I, so daß $fg = \rho_1$ wird. Hierauf zieht man durch g eine Parallele zu I, die op in k schneidet, und fällt von k auf I und II die Lote kl_1 und kl_2 . Schlägt man nun um M_2 den Kreis mit r_2 , errichtet in h das Lot zu II und zieht durch k die Parallele zu II, die das Lot in i schneidet, so ist $M_2 i = R_2$.

Trägt man auf op von k nach beiden Seiten die halbe Zahnweite auf und zieht durch die so erhaltenen Punkte Parallelen zu I und II, die fg bzw. hi in q und r bzw. in s und u treffen, so sind $M_1 q$ und $M_1 r$ bzw. $M_2 s$ und $M_2 u$ die äußeren und inneren Teilkreis-halbmesser der beiden Räder.

2. Schraube (Schnecke) und Schraubenrad.

Ist in Fig. 84 $m_1 m_2$ die eine, $n_1 n_2$ die andere der beiden sich rechtwinklig kreuzenden Achsen, so muß bei einer Drehbewegung der ersteren, welche die Schraube trägt, der mit eingreifendem Muttergewinde versehene Radkörper sich um seine Achse $n_1 n_2$ drehen. Schneidet man das Rad in seiner Mittelebene senkrecht zur Achse, so bietet das Getriebe in seinen Eingriffverhältnissen das Bild einer Zahnstange mit zugehörigem Stirnrade. Es läßt sich hiernach die Verzahnung für die Mittelebene des Rades aufzeichnen und daraus das Gangprofil der Schraube bestimmen. In der Regel werden die Zahnprofile als Evolventen ausgeführt.

Das Gangprofil der Schraube ist für die ganze Länge derselben unveränderlich. Bei dem Schraubenrade ist dieses bezüglich der Zahnform zumeist nicht der Fall. Für untergeordnete Zwecke — mäßige Geschwindigkeiten, kleinen Zahndruck etc. — kommen Schraubenräder mit im Steigungswinkel der Schneckengänge schrägstehenden geraden

Zähne zur Anwendung (Fig. 85), deren Anlage an die Schneckengänge aber nur gering ist. Erst bei fortschreitender Abnutzung der Zähne im Betriebe bilden sich größere Anlageflächen. Anstatt schrägstehend

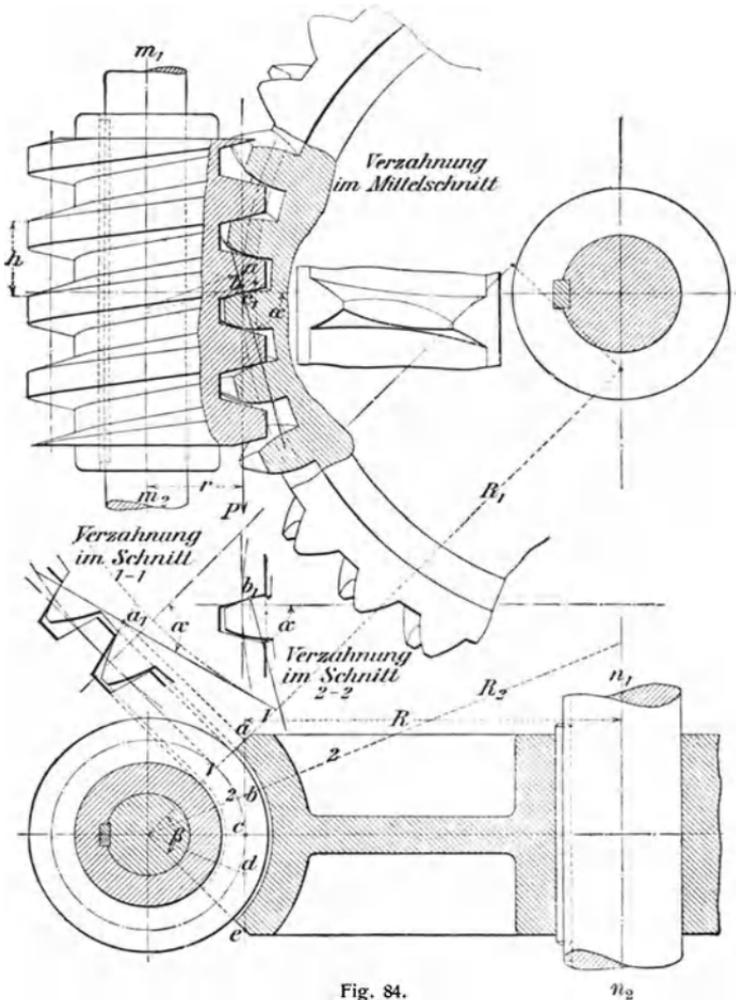


Fig. 84.

gerade können die Zähne auch schraubenförmig gewunden auf dem Grundcylinder der Räder sitzen.

In bei weitem ausgedehnterem Maße kommen im Maschinenbau Schneckenräder mit konkaven Zähnen (Fig. 86) zur Anwendung. Bei

diesen können Zahndruck sowohl als die Reibungsarbeit sich über hinlänglich große Anlageflächen verteilen, womit Abnutzungen und über-

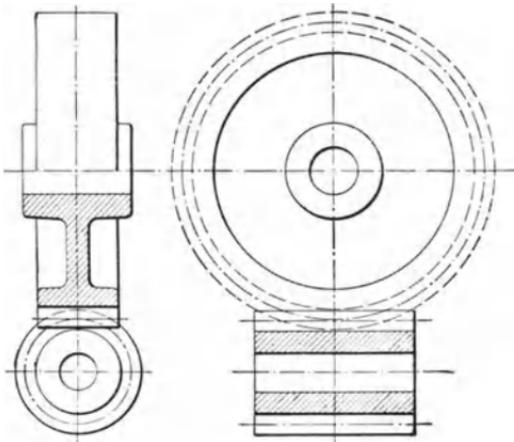


Fig. 85.

mäßige Erwärmungen nach Möglichkeit vermieden werden. Für sorgfältige Ausführungen sind derartige Schraubenräder mittelst kegelförmiger,

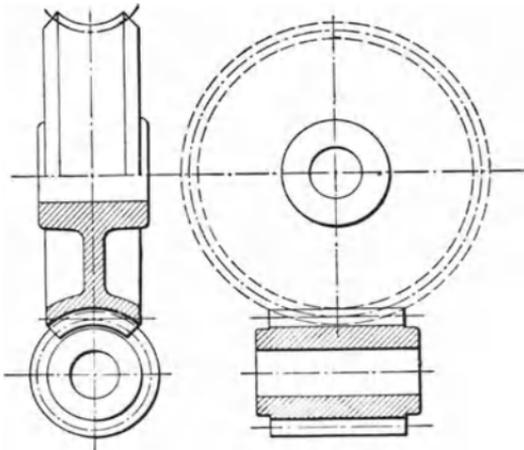


Fig. 86.

hinterdrehter Fräser zu verzahnen, deren Gewindeprofil demjenigen der Arbeitsschnecke für das Rad entspricht. Für gegossene Schneckenräder muß der Herstellung des Modelles eine möglichst genaue Aufzeichnung der Verzahnung vorausgehen (s. Fig. 84).

Begnügt man sich mit der Aufzeichnung von drei Zahnprofilen — entsprechend einem mittleren Schnitt und zwei radial gegen die Schraubenchse gerichteten Schnitten 1—1 und 2—2 —, so sind a , b und c die der Zahnkonstruktion zu Grunde zu legenden Teilkreispunkte. Dieselben fallen im Querschnitte des Rades in eine zur Achse desselben parallele Linie, deren Abstand von der letzteren mit R bezeichnet ist. (Die den Teilkreispunkten e und d dieser Linie entsprechenden Zahnprofile sind denjenigen der Punkte a und b kongruent.)

Die Verzahnung im Mittelschnitt ist nach Obigem zu konstruieren wie für eine Zahnstange mit zugehörigem Stirnrade vom Halbmesser R . Für Evolventenverzahnung ist durch den Punkt c_1 die Eingrifflinie unter dem Winkel α (gewöhnlich = 75°) zu legen und diese von dem sie berührenden Grundkreise abzuwickeln.

Als Halbmesser für die Teilkreispunkte a und b nimmt man die Seiten R_1 und R_2 der die schrägen Radbegrenzungen berührenden Kegel und verfährt in gleicher Weise.

Den Centriwinkel β pflegt man etwa 90° zu nehmen. Die Zahnbreite, gemessen als Bogen am Fuße der Radzahnflanke im Querschnitte des Zahnkranzes, kann $2,5t$ gewählt werden.

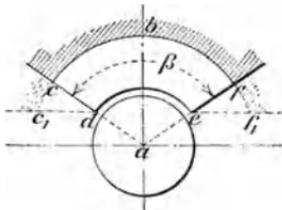


Fig. 87.

Um eine noch ausgedehntere Flächenberührung zwischen dem Schnecken- und den Radzahnflanken zu gewinnen, empfiehlt Stribeck, bei stark belasteten Schraubengetrieben den Centriwinkel β möglichst groß zu machen und ferner das innerhalb desselben liegende sog. Zahnfeld $bcdef$ (Fig. 87) weiter bis auf die Umgrenzung $b_1c_1d_1e_1f_1$ auszudehnen. In diesem Falle endigen die Zähne auf beiden Seiten in einer Cylinderfläche.

Nach den von Ernst angestellten eingehenden Untersuchungen über die Eingriffverhältnisse der Schneckengetriebe etc. ist der Centriwinkel β so reichlich, als es die Rücksicht auf die Vermeidung zu spitzer Zahnformen in den Schnitten fordert, die durch die Punkte d und e bestimmt sind, zu wählen. Die Begrenzung der Zahnköpfe nach d_1c_1 und e_1f_1 vergrößert das sog. Eingriffsfeld¹⁾ des Zahnes und der Schraube etwas, aber meist nicht erheblich. Für wichtigere Schraubenge triebe ist nach dem von Stribeck und Ernst angegebenen Verfahren mindestens das Eingriffsfeld der Schraube im Grundriß und das des Radzahnes im Aufriß zu zeichnen. Der Grundriß des Schraubeneingriffsfeldes gibt Aufschluß über die erforderliche Ausführungslänge der Schraube.

Im allgemeinen liefern nach Ernst Evolventenschnecken bei $0,25t$ Kopfhöhe für Räder mit mindestens 28 Zähnen günstige Eingriffsfelder für Gewindesteigungen bis zu 18° im Teilkreis und gestatten die Ausnutzung des größeren Wirkungsgrades der steilgängigen Schnecken ohne erhebliche Zunahme der spezifischen Pressung im Vergleich mit Schnecken von geringerer Steigung.

¹⁾ Hinsichtlich des Begriffes „Eingriffsfeld“ ist auf die bezüglichen Berichte von R. Stribeck und Ad. Ernst in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1897, S. 936 bezw. 1900, S. 1229, zu verweisen.

In der zur Berechnung der Zähne allgemein benutzten Gleichung 10 (S. 102)

$$P = c b t$$

für den Zahndruck P , die Teilung t und die Bogenlänge b des Zahnes sinkt der zulässige Wert von c , der die spezifische Pressung zum Ausdruck bringt, innerhalb der vorstehenden Grenzen nur wenig mit zunehmender Schneckensteigung.

Man nimmt

$c = 18$ bis 28 kg/qcm, wenn nur die Festigkeit in Betracht kommt;

$c = 8$ bis 12 kg/qcm, je nach der Umdrehungszahl der Schnecke und unter der Voraussetzung ausreichender Schmierung, wenn die Abnutzung maßgebend ist.

Größere Steigungswinkel als 18° führen ebenso wie kleine Radzähnezahlen unter 28 schnell zu einer Abnahme des Eingriffes und gestatten nach Maßgabe der Feldverkleinerung in der vorstehenden Gleichung für P nur entsprechend kleinere Werte von c , wenn die Lebensdauer des Getriebes bei häufiger Benutzung nicht darunter leiden soll.

Bezeichnet

P den Zahndruck des Schraubenrades in kg, am Hebelarm R wirkend (s. Fig. 84),

r den mittleren Schraubenhalmmesser in cm,

h die Ganghöhe der Schraube (für die eingängige Schraube

$h = t$, für die m -gängige Schraube $h = m t$) in cm,

μ den Reibungskoeffizienten (bei guter Ölung $\sim 0,1$),

so ist das zum Drehen der Schraube (Schneckenwelle) erforderliche Moment nach Gl. 6, S. 72 (mit einem Zuschlag von 10% für die Reibung in den Lagern der Schraube) in cmkg

$$M_d = 1,1 P r \frac{h + 2 r \mu}{2 r \pi - h \mu}.$$

Das Übersetzungsverhältnis beträgt bei eingängiger Schraube und z Zähnen des Schraubenrades $1 : z$, bei m -gängiger Schraube $m : z$.

Der verhältnismäßige Arbeitsverlust durch Zahnreibung kann gesetzt werden

$$\mathfrak{B} = \frac{\pi \mu}{z} \frac{\tau}{2},$$

worin τ die Eingriffdauer bedeutet.

Soll die Anordnung selbsthemmend sein, so ist (vergl. S. 72)

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2 r \pi} = \frac{1}{10}$$

zu nehmen.

Sind Erschütterungen zu befürchten, z. B. bei Fahrstühlen, so muß für die Selbsthemmung $\operatorname{tg} \alpha$ noch geringer gewählt werden, — bis auf

$\frac{1}{12}$ herab; der Wirkungsgrad sinkt hierbei auf $\eta \lesssim 0,4$.

In Bezug auf den letzteren gestalten sich die Verhältnisse bei Schrauben mit größerer Steigung günstiger als bei solchen von zwei- oder mehrfacher Gangzahl (vergl. „Schraubenflaschenzug mit Drucklagerbremse“ von E. Becker).

Das beste Material für Schneckentriebe ist harte Phosphorbronze für das Rad und Stahl für die Schnecke; dann folgt Gußeisen für Rad und Stahl oder Gußeisen für die Schnecke. Stahlguß für Rad und Schnecke ist nur bei kleinen Geschwindigkeiten zulässig. Bei großen Geschwindigkeiten und Dauerbetrieb (Elektromotorenantrieb) empfiehlt es sich, Rad und Schnecke mit gefrästen Zähnen bezw. geschnittenem Gewinde zu versehen.

Schraube und Schraubenrad bilden ein Getriebe, welches in der Neuzeit für starke Kraft- und Geschwindigkeitsübersetzungen, insbesondere zur Minderung der hohen Geschwindigkeiten der Elektromotoren beim Antriebe von Hebe- und Drehmaschinen, Werkzeugmaschinen etc., vielfache Anwendung findet.

Fig. 88 zeigt ein Schneckengetriebe von Fr. Stolzenberg & Co., G. m. b. H. in Berlin-Reinickendorf, wie es für Kraftübertragungen von 0,5 bis 25 PS geliefert wird.

Die Schraubenwelle läuft in mit Ringschmierung ausgestatteten Lagern aus Phosphorbronze, die aus geschmiedetem Siemens-Martinstahl gefertigte Schraube selbst in einem Ölbad. Der in der Schraubenwelle wirkende Achsialdruck wird behufs Verminderung der Reibungswiderstände auf Kugelbundringe übertragen, die, je nachdem das Getriebe in Rechts- oder Linkslauf oder umsteuerbar in beiden Richtungen zu arbeiten hat, auf einer oder an beiden Seiten angeordnet werden.

Jeder Kugelbundring besteht aus zwei ringförmigen, miteinander verschraubten Scheiben mit zwischenliegenden Kugeln, die in Rinnen glasharter Stahlplatten laufen; da die Kugeln mit den Scheiben ein Ganzes bilden, sind sie gegen Zerstreuen gesichert und bequem in die Laufbahn einzubringen. Jedes Kugellager ist für sich mit einem Ölbehälter ausgestattet, aus dem der Kugelhalterring das Schmiermaterial den Kugeln und den Laufbahnen zuführt. Zur Aufnahme des Achsialdruckes der Schraubenradwelle sind Laufringe aus gehärtetem Stahl vorgesehen. Das Schraubenrad ist aus Phosphorbronze hergestellt.

Behufs Nachstellung der Kugellager bei eintretender Abnutzung ist die Schraubenwelle je mit einem Gewinde versehen, über welches eine mittelst Druckschraube und Klemmplatte gesicherte Mutter greift.

Das Fig. 88 ersichtliche Getriebe dient zur Übertragung von 5 PS mit 800 minutlichen Umdrehungen. Die Schraube hat dreifaches Rechtsgewinde, 103,68 mm Steigung und 87 mm Teilkreisdurchmesser, das Schraubenrad 30 Zähne, 34,56 mm (11π) Teilung und 330 mm Teilkreisdurchmesser. Zur Aufnahme von Kupplungen, Rädern etc. sind die Enden der Schrauben- und Schraubenradwelle mit Keilen versehen.

Ein Schneckengetriebe mit Ringschmierung und Kugellager zur Übertragung von 10 PS mit 1200 minutlichen Umdrehungen nach Ausführung von Otto Gruson & Co. in Magdeburg-Buckau zeigt Fig. 89. Die für Rechts- und Linksgang der Schraubenwelle erforderlichen beiden Kugellager sind nachstellbar auf der einen Seite des Gehäuses angeordnet, während die andere Seite desselben durch einen mit Stopfbüchse versehenen Deckel geschlossen ist. Die aus gehärtetem Stahl bestehende Schraube hat vierfaches Rechtsgewinde, 100,4 mm Steigung und 65 mm Teilkreisdurchmesser, der aus Bronze gefertigte, auf dem zweiteiligen Radkörper befestigte Kranz 72 Zähne, 25,1 mm (8π) Teilung und 576 mm Teilkreisdurchmesser.

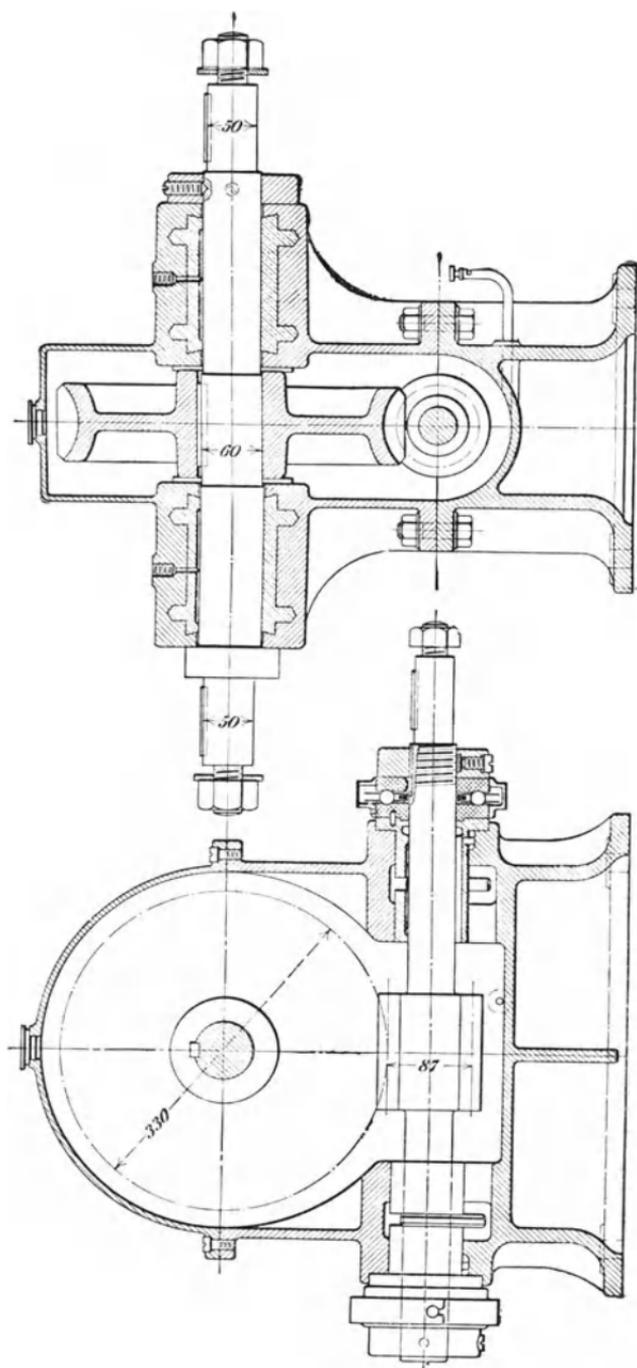


Fig. 88.

Der in der Schraubenwelle wirkende Achsialdruck kommt in Wegfall, wenn durch Einschaltung eines zweiten Schneckengetriebes ein entsprechender Gegendruck erzeugt wird.

Bei der Fig. 90 ersichtlichen Abbildung eines solchen Triebwerkes für kleinere Kräfte von Fr. Stolzenberg & Co., G. m. b. H. in Berlin-Reinickendorf, sind auf der Antriebswelle a zwei in Teilung, Steigung und Durchmesser gleiche Schrauben a_1 , a_2 , die eine rechts-, die andere linksgängig, angeordnet, die mit zwei cylindrischen Schrauben-

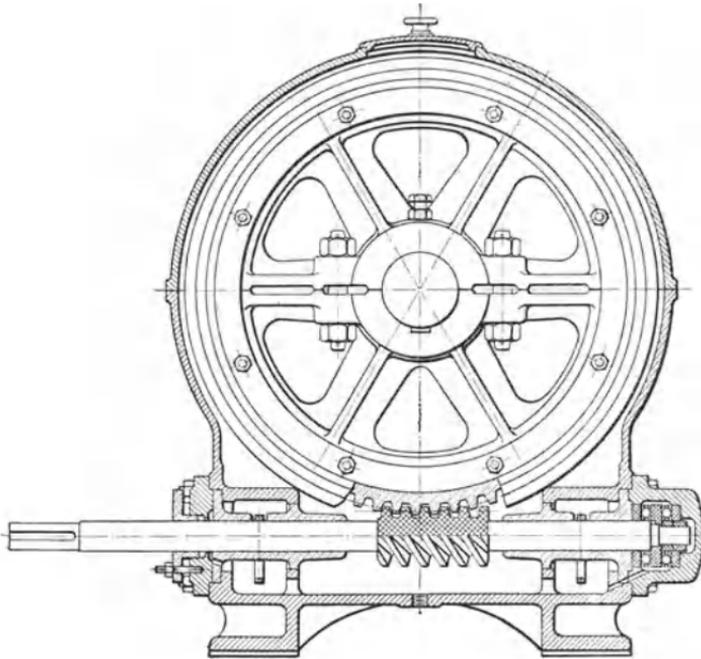


Fig. 89.

rädern b_1 , b_2 mit geraden Zähnen in Eingriff stehen. Letztere greifen ebenfalls unmittelbar ineinander. Die Abmessungen des auf der getriebenen Welle sitzenden Rades sind dem Übersetzungsverhältnis entsprechend zu wählen; das Gegenrad kann eine beliebige Anzahl von Zähnen erhalten. Da bei dieser Teilung und Kupplung die beiden Räder mit ihren Schnecken nur je die Hälfte der Belastung eines unter gleichen Umständen arbeitenden einfachen Schneckengetriebes erhalten und die in Richtung der Schneckenwelle wirkenden Achsialdrucke sich gegenseitig aufheben, werden die Reibungsverluste erheblich vermindert.

Das Fig. 90 ersichtliche Triebwerk hat eingängige Schnecken von 9,452 mm Steigung und 36 mm Teilkreisdurchmesser; die Räder haben 54 bzw. 27 Zähne.

Für größere Kräfte kommen Schraubenräder mit konkaven Zähnen zur Anwendung, die je inmitten eines Stirnräderpaares angeordnet sind. Durch Ineinandergreifen der letzteren werden die in der Schraubenwelle

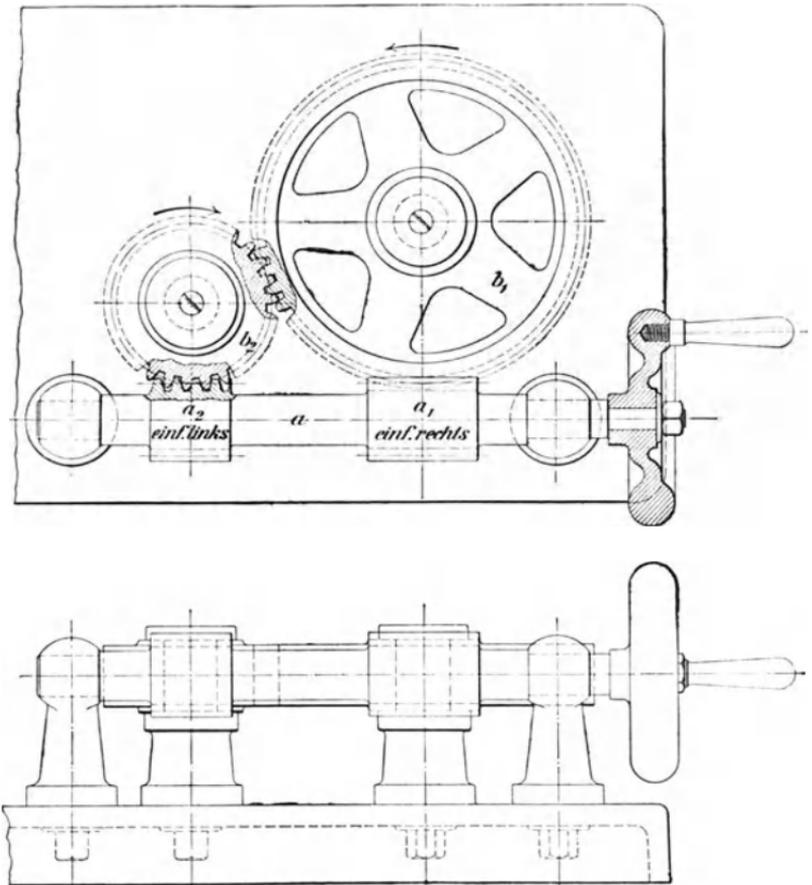


Fig. 90.

wirkenden Achsialdrucke aufgehoben; auch erhalten dieselben ebenfalls nur die Hälfte derjenigen Belastung, die ein einfaches Schneckengetriebe aufzunehmen hat.

Ein neuerdings unter der Bezeichnung „Grissongetriebe“ von der Firma Grisson & Co. in Hamburg ausgeführtes Zahnrädervorgelege für große Übersetzungsverhältnisse bei verhältnismäßig geringen Achsenabständen besteht aus einem auf der Welle m (Fig. 91) mittelst Nut Freytag, Hilfsbuch.

und Feder befestigten Daumenrade und einem auf der Welle n festgekeilten Rollenrade s . Bei den normalen Ausführungen trägt das Daumenrad auf seiner Nabe zwei um 180° zueinander versetzte, in zwei verschiedenen Ebenen liegende, sichelförmige Zähne (Daumen) a und b . Das Rollenrad besteht aus drei Kranzscheiben, zwischen denen auf Bolzen drehbar gelagerte Rollen in gleichen Abständen auf

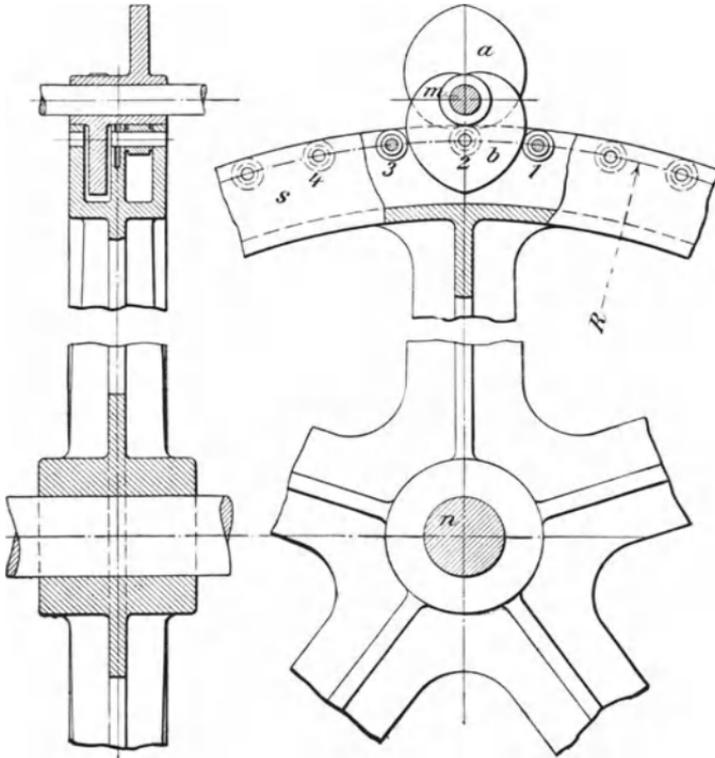


Fig. 91.

dem Kreise vom Durchmesser $2R$ (im vorliegenden Falle = 999 mm) angeordnet sind, und zwar in jeder Ebene 30 unter Versetzung um die halbe Rollenteilung, — entsprechend einem Übersetzungsverhältnis 1:30.

Bei Linksdrehung der Welle m des aus gehärtetem Stahl gefertigten Daumenrades — entgegengesetzt dem Drehsinne des Uhrzeigers — wirkt der Daumen b zunächst auf die Rolle 1, sodann der Daumen a auf die Rolle 2; nach weiterer Drehung der Welle m kommt der Daumen b gegen die Rolle 3 zu liegen u. s. w. Bei einer vollen Umdrehung der Daumenwelle gelangt die Rolle 3 in die Lage der Rolle 1 und die

Rolle 4 in die Lage der Rolle 2; es legt somit ein Punkt des Rollenkreises vom Halbmesser R einen Weg gleich der Rollenteilung zurück.

Die Bolzen sind an einem Ende in der Wandung des Rollenrades durch eine Splintsicherung festgehalten und am Drehen verhindert; die frei drehbaren Rollen sind mit einer Centralschmierung versehen.

In einer von der Erbauerin der Grissongetriebe herausgegebenen Preisliste finden sich Angaben über die Hauptabmessungen derselben für Übersetzungen von 1:5 bis 1:30 und für übertragbare Leistungen von 0,5 bis 150 PS. Die Durchmesser der Daumenwellen schwanken hierbei zwischen 10 und 100 mm, diejenigen der Rollenräder zwischen 110 und 3720 mm, entsprechend Achsenabständen zwischen 66 und 1922 mm.

Das Fig. 99 ersichtliche Getriebe (Übersetzung 1:30) soll eine Leistung bis zu 2 PS übertragen; bei dem Durchmesser der Daumenwelle von 20 mm beträgt der Achsenabstand 527 mm. Die an den Kranzscheiben des Rades drehbar befestigten Rollen haben ebenfalls je 20 mm Durchmesser.

Um den Wirkungsgrad der Grissongetriebe bei verschiedenen Umdrehungszahlen und Belastungen festzustellen, führte E. Roser im Ingenieurlaboratorium der technischen Hochschule in Stuttgart bezügliche Versuche aus¹⁾.

Es zeigte sich, daß der Wirkungsgrad bei gleichbleibender Umdrehungszahl mit zunehmender Belastung bis zu einer gewissen Grenze hin steigt, um dann wieder abzunehmen, derselbe ferner mit der Abnahme der Rollendurchmesser wächst und um so niedriger ausfällt, je höher die Umdrehungszahl der Daumenwelle gewählt wird.

Bei einem Getriebe (Übersetzung 1:20) mit Rollen von je 28 mm Durchmesser ergab sich z. B. bei der ermittelten Bremsleistung von 7,31 PS mit 649 Uml./min. der Wirkungsgrad zu 0,902, bei einer Bremsleistung von 0,86 PS mit 688 Uml./min. ein solcher von 70,9. Das wichtigste Ergebnis der Roserschen Untersuchungen besteht in der durch die Beziehung

$$Pn \leq c$$

zum Ausdruck gebrachten Feststellung. In dieser Gleichung bedeutet P die zulässige mittlere Daumenkraft, n die zulässige minutliche Umdrehungszahl und c eine Konstante, für welche unter Verhältnissen, die denjenigen bei der angestellten Untersuchung gleichen oder doch angenähert gleichen, ferner je nachdem die Daumen aus schmiedbarem Stahl oder aus Stahlguß hergestellt sind, ein Wert unterhalb 274 000 bzw. 314 000 liegend einzusetzen ist. (Die vorstehenden Zahlenwerte wurden für mittlere Daumenkräfte P festgestellt, die zur Zeit der Entstehung seitlichen Grades an den Daumen wirksam waren.)

Sofern die mittleren Daumenkräfte P den am Rollenrade wirkenden Umfangskräften P_1 proportional gesetzt werden können, gilt auch

$$P_1 n \leq c_1;$$

hierbei ist c_1 in dem Verhältnis kleiner als c einzuführen, in dem P_1 sich kleiner als P ergibt.

Fig. 92 zeigt das zu einem Grissongetriebe (Übersetzung 1:25) für eine übertragbare Leistung bis zu 20 PS gehörige zweiteilige

¹⁾ Vergl. E. Roser, Untersuchung des Grissongetriebes, Stuttgart 1901, A. Bergsträsser.

Rollenrad von 1700 mm äußerem Durchmesser und 140 mm Breite. Der Achsenabstand beträgt 884 mm, der Durchmesser der Daumenwelle und der im Rade drehbar gelagerten Rollen je 50 mm.

Bei dem Grissongetriebe kann die Übersetzung sowohl vom Schnellen ins Langsame wie auch umgekehrt erfolgen. Im ersteren Falle ist das Daumengetriebe z. B. unmittelbar auf der Welle eines Elektromotors, im zweiten Falle das Rollenrad z. B. unmittelbar auf

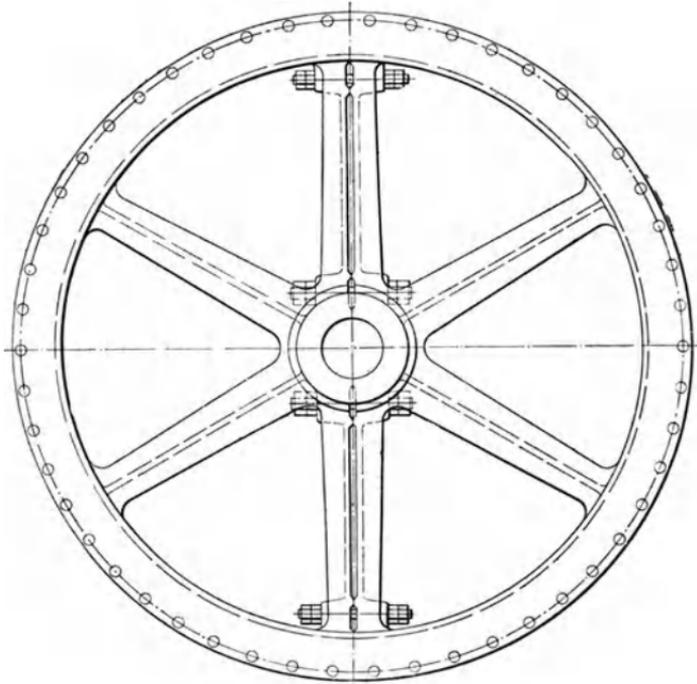


Fig. 92.

einer Wasserradwelle befestigt. Bei großen Geschwindigkeiten ist auf parallele und sichere Lagerung der Achsen besonders zu achten. Behufs hinreichender Schmierung der Getriebe sind dieselben von einem Ölkasten umgeben.

B. Reibungsräder¹⁾.

a) Cylindrische Reibungsräder für parallele Achsen.

Werden zwei mit glatten Umfängen ausgeführte cylindrische Räder (Fig. 93) derart in Berührung gebracht, daß dieselben sich in-

¹⁾ Vergl. F. Reuleaux, Der Konstrukteur, 4. Aufl., Braunschweig 1882 bis 1889, Fr. Vieweg & Sohn; ferner Ad. Ernst, Die Hebezeuge, 3. Aufl., Berlin 1899, Jul. Springer.

folge der durch den Anpressungsdruck Q hervorgerufenen Reibung μQ gegenseitig in Bewegung versetzen, so gilt für die mittelst eines solchen Räder- oder Scheibenpaares übertragbare Umfangskraft P

$$P \approx \mu Q.$$

Der von dem Material und der Oberflächenbeschaffenheit abhängige Reibungskoeffizient μ kann gewählt werden

$\mu = 0,1$	bis	$0,15$	bei	Gußeisen	auf	Gußeisen,
$\mu = 0,15$	„	$0,20$	„	„	„	Papier,
$\mu = 0,20$	„	$0,30$	„	„	„	Leder,
$\mu = 0,20$	„	$0,50$	„	„	„	Holz.

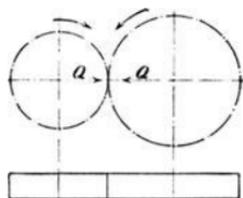


Fig. 93.

Als am zweckmäßigsten hat sich herausgestellt, das treibende Rad mit dem weicheren Besatz zu versehen, damit beim Gleiten während des Antreibens keine Querrillen entstehen.

Die Räder nutzen sich um so schneller ab, je geringer unter sonst gleichen Verhältnissen die Breite derselben ist.

Nach Reuleaux kann ein sorgfältig abgedrehtes cylindrisches Räderpaar auf den Millimeter Radbreite $\frac{1}{2}$ kg Umfangskraft im dauernden Betriebe übertragen, wenn als Besatzmaterial Ahornholz, und $\frac{3}{8}$ bis $\frac{1}{4}$ kg, wenn Pappel- oder Tannenholz verwendet wird.

Dies gibt für Besatz mit Ahornholz auf Gußeisen

$$b = 2 P = \frac{150 N}{v} \text{ mm},$$

wenn N die Anzahl der zu übertragenden PS und v die Umfangsgeschwindigkeit der Räder in m bedeutet. Für v kann gesetzt werden

$$v = \frac{2 r \pi n}{60 \cdot 1000}$$

(n = minutliche Umdrehungszahl des treibenden Rades vom Halbmesser r in mm).

Hieraus folgt

$$b = \frac{1432395}{r} \frac{N}{n} \text{ mm},$$

demnach

$$r = \frac{1432395}{b} \frac{N}{n} \text{ mm}.$$

Es soll ferner die Umfangskraft auf den Millimeter Radbreite höchstens betragen

bei	Gußeisen	auf	Gußeisen	$p = \frac{P}{b} = 2$	bis	3 kg,
„	Leder	„	„	$p = 0,15$	bis	$0,25$ kg,
„	Papier	„	„	$p = 0,15$	kg.	

Die Reibungsräder mit cylindrischem Umfange liefern nur eine geringe Kraftübertragung bei verhältnismäßig großem Anpressungsdruck. Bei größeren Kraftübertragungen verwendet man sogenannte Keilräder, deren Kranzprofile keilförmig ineinander greifen (Fig. 94).

Bezeichnet

N die normale Pressung der Keilflächen jeder Seite,
 2α den Keilnutenwinkel,

dann ist

$$P \approx 2 \mu N.$$

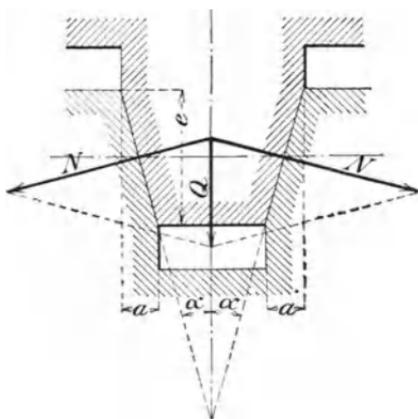


Fig. 94.

Zur Bestimmung von N ist zu beachten, daß die nutzbar gemachte Umfangskraft μN einerseits als Reibungswiderstand auftritt, andererseits sich dem Eindringen der Keile in einander entgegengesetzt, und daß demnach

$$Q = 2 (N \sin \alpha + \mu N \cos \alpha)$$

und

$$N = \frac{Q}{2 (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)}$$

Hieraus folgt

$$P \approx \frac{\mu Q}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha} = Q \mu_1 \quad \mathbf{14}$$

In der Regel wird bei Gußeisen auf Gußeisen $2\alpha = 30^\circ$ gewählt; damit folgt, sofern $\mu = 0,1$ gesetzt wird,

$$\mu_1 = \frac{0,1}{0,26 + 0,1 \cdot 0,96} = 0,28,$$

demnach

$$P \approx 0,28 Q$$

und umgekehrt

$$Q \approx \sim 3,5 P.$$

Im Verhältnis $\mu_1 : \mu = 1 : 0,356$ wird der zur Übertragung einer bestimmten Kraft P nötige Anpressungsdruck Q bei Keilrädern geringer ausfallen als bei cylindrischen Reibungsrädern.

Ein Nachteil (u. zw. die Ursache starker Abnutzung und unter Umständen auch zu starker Erwärmung) ist bei Keilrädern, daß nur in einem cylindrischen Schnitte durch jeden Kranz — dem Berührungspunkte der Teilkreise entsprechend — ein Rollen stattfinden kann. Dieser Fehler wird um so kleiner, je kleiner die Kopflängen e (Fig. 94) der Keile im Verhältnis zu den zugehörigen Radhalbmessern sind. Man nimmt $e = 1,0$ bis $1,2$ cm.

Damit der Flächendruck $k_0 = \frac{Q}{2a}$ auf das Centimeter Länge der gemeinsamen Berührungslinie beider Räder einen zulässigen Betrag nicht überschreitet, macht man die Räder mehrspurig.

Für z Rillen gilt

$$Q \approx 2 a k_0 z.$$

Unter Berücksichtigung der Gl. 14 folgt hieraus

$$P \approx 2 a k_0 \mu_1 z$$

und mit $\alpha = 15^\circ$ (Gußeisen auf Gußeisen), $\mu = 0,1$, $e = 1$ cm — folglich $\mu_1 = 0,28$ und $a = 1 \operatorname{tg} 15^\circ = 0,27$

$$Q \geq 0,54 k_0 z \text{ bzw.}$$

$$P \geq 0,15 k_0 z.$$

Für gutes Material und bei sorgfältiger Herstellung der Rillen kann gesetzt werden

$$k_0 = 120 \text{ bis } 150 \text{ kg/qcm.}$$

Mit dem Mittelwert $k_0 = 135$ kg/qcm wird

$$P \geq 20 z.$$

Meist wählt man 3 bis 5 Keilrillen. Den Wirkungsgrad der Keilräder schätzt Ernst für Entwürfe $\eta = 0,88$ bis $0,90$.

b) Kegelförmige Reibungsräder für sich schneidende Achsen.

Derartige Reibungsräder werden in der Regel mit glatten Umfängen ausgeführt.

Mit Bezug auf Fig. 95 und unter Beibehaltung der bei cylindrischen Reibungsrädern gebrauchten Bezeichnungen gilt auch hier

$$P \geq \frac{\mu Q}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha},$$

worin α den halben Winkel an der Spitze des kleineren Kegels bedeutet.

Der Winkel α kann jedoch hier nicht beliebig gewählt werden, sondern er ist durch das Übersetzungsverhältnis $\operatorname{tg} \alpha = r : R$ gegeben.

Für $\operatorname{tg} \alpha = 1 : 4$ oder $\alpha = \sim 14^\circ$ folgt mit $\mu = 0,1$

$$P \geq 0,3 Q \text{ und } Q \geq 3,3 P$$

und für $\operatorname{tg} \alpha = 1 : 6$ oder $\alpha = \sim 10^\circ$

$$P \geq 0,36 Q \text{ und } Q \geq 2,8 P.$$

Unter diesen Verhältnissen arbeiten die glatten Kegelfräder demnach mindestens so günstig wie cylindrische Keilräder; sie erfordern einen um so geringeren Anpressungsdruck Q , je größer das Übersetzungsverhältnis ist; andererseits wächst der erstere mit der Abnahme des letzteren.

Für $\operatorname{tg} \alpha = 1 : 1$, d. i. $\alpha = 45^\circ$, sinkt mit $\mu = 0,1$ die übertragbare Umfangskraft auf

$$P \geq 0,14 Q$$

und hierfür folgt $Q \geq 6,5 P$, also unbequem groß.

Den Wirkungsgrad für glatte Kegelfrädervorgelege mit der Übersetzung 1:4 bis 1:6 schätzt Ernst für Entwürfe $\eta = 0,85$ bis $0,92$.

Fig. 96 und 97 zeigen ein größeres und ein kleineres kegelförmiges Reibungsräder mit Holzbesatz, Fig. 98 einen Kegel mit Besatz aus Papier

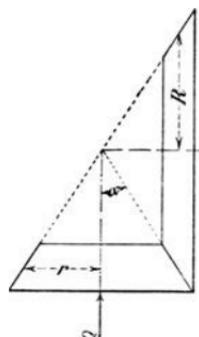


Fig. 95.

(Leder), das in Form von Scheiben über die Hülse *a* geschoben, sodann festgepreßt und abgedreht worden ist.

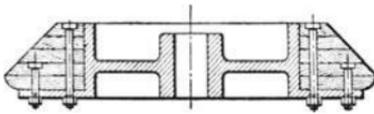


Fig. 96.

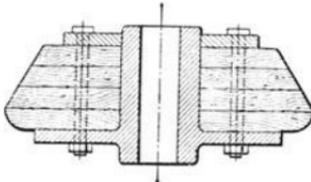


Fig. 97.

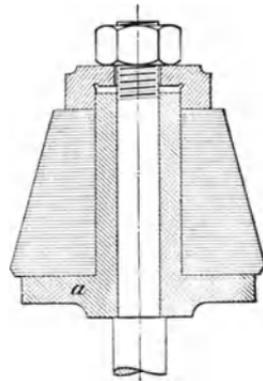


Fig. 98.

c) Kegelförmige Reibungstrommeln mit losen Riemenkranz für veränderliche Übersetzung.

Die Einrichtung eines derartigen, von Stevens herrührenden direkt wirkenden Reibungsvorgeleges des Eisenwerkes Wülfel in Wülfel vor Hannover zur Übertragung von ~ 2 PS bei 200 minutlichen Umdrehungen mittels eines 100 mm breiten Riemens zeigt Fig. 99. Die obere Trommel wird mittels Fest- und Losscheibe (oder auch nur durch eine gewöhnliche Riemenscheibe) angetrieben und überträgt ihre Bewegungen, je nach Stellung des losen Riemenkranzes, mit gleicher oder veränderlicher Geschwindigkeit auf die untere Trommel bezw. auf eine mit ihr auf gemeinsamer Welle sitzende Riemenscheibe. Die zur Bewegungsübertragung erforderliche Anpressung des Riemenkranzes erfolgt durch eine gemeinsame Welle mit Kettenrad und zwei Schnecken, die in Räder auf den Druckspindeln der unteren Trommellager mit Ringschmierung eingreifen. Durch ein Senken dieser Lager kann die Bewegungsübertragung unterbrochen werden. Der Riemenkranz läßt sich je nach der gewünschten Übersetzung durch eine Riementasche, zu deren Führung eine schräg liegende Stange dient, mittels Zugseils verschieben. Die Trommeln haben bei 740 mm Länge Durchmesser von 350 und 100 mm.

Die Stevensschen Reibungstrommeln finden in Nordamerika für Papier- und Spinnmaschinen, für Werkzeugmaschinen, Krane etc. Anwendung.

d) Besondere Anwendungsarten der Reibungsräder.

Für geringe Umfangskräfte wendet man zuweilen statt der kegelförmigen Reibungsräder ein Räderpaar an, bei dem ein Rad mit balliger Umlfläche (sog. Diskusrad) mit einem Kegelrade zusammen arbeitet. Wie Fig. 100 ersichtlich, gewährt diese Anordnung noch den Vorteil,

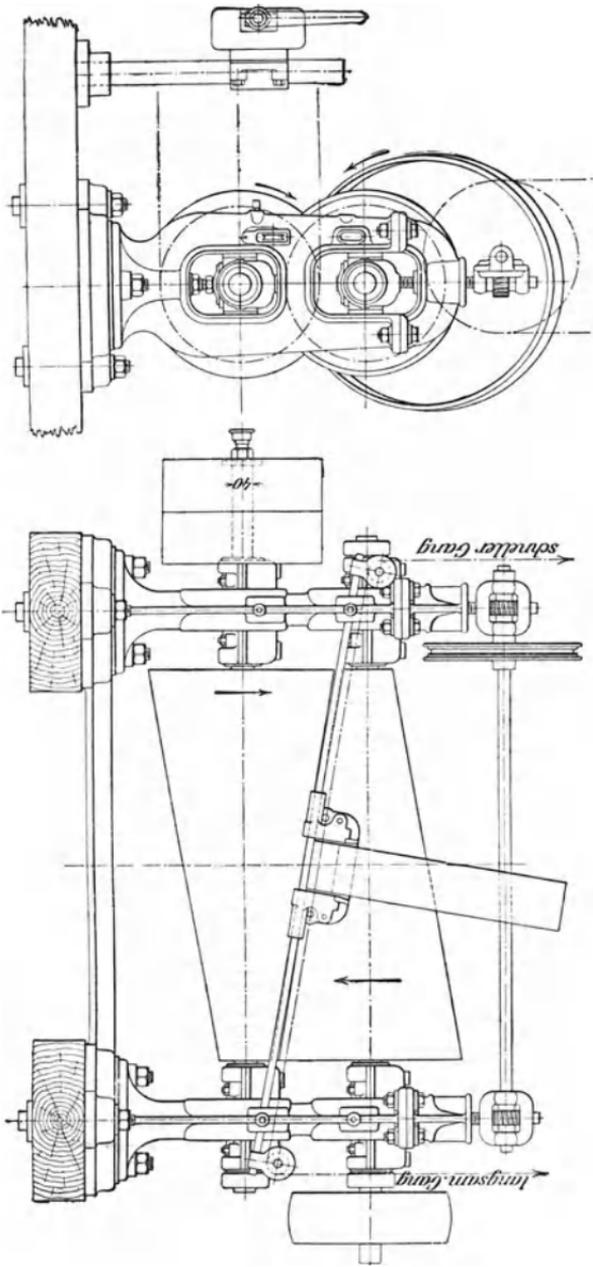


Fig. 99.

daß man durch Verschieben des Diskusrades auf seiner Achse das Übersetzungsverhältnis verändern oder wechseln, das Räderwerk demnach auch als sogenanntes Wechselgetriebe benutzen kann. Die bequemste Form desselben wird erhalten, wenn man den Spitzenwinkel des Kegel-

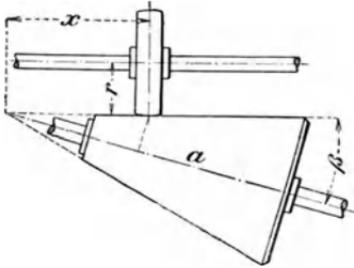


Fig. 100.

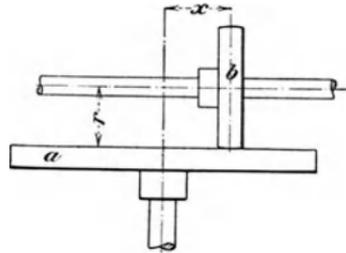


Fig. 101.

rades $\beta = 180^\circ$ macht, wodurch dessen Umfläche in einen Plankegel übergeht (Fig. 101). Derartige Getriebe finden bei Leder als Besatzmaterial auf Gußeisen z. B. für elektrische Antriebe von Werkzeugmaschinen häufige Verwendung. Für das Übersetzungsverhältnis ergibt sich, wenn n und n_1 die Umdrehungszahlen des Plankegels a bzw. des Diskusrades b bezeichnen und letzteres um die veränderliche Größe x von der Achse des als treibend angenommenen Kegelrades entfernt liegt,

$$\frac{n_1}{n} = \frac{x \sin \beta}{r} \quad \text{bzw.} \quad \frac{n_1}{n} = \frac{x}{r} \quad (\text{für } \beta = 180^\circ).$$

Ist dagegen das Diskusrad b treibend und das Kegelrad a getrieben, so gilt, sofern nunmehr die Umdrehungszahl n dem Rade b zukommt,

$$\frac{n_1'}{n} = \frac{r}{x \sin \beta} \quad \text{bzw.} \quad \frac{n_1'}{n} = \frac{r}{x} \quad (\text{für } \beta = 180^\circ).$$

Durch feste Vereinigung zweier Planräder auf einer in ihrer Achsenrichtung verschiebbaren Welle und bei entsprechendem Spielraum

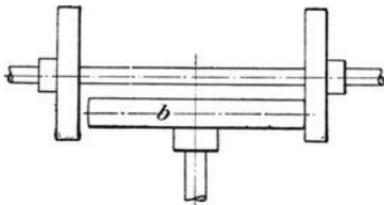


Fig. 102.

zwischen diesen Rädern und einem zugehörigen Diskusrade (Fig. 102) entsteht ein Wendegerieße, bei dem das getriebene Rad in dem einen oder anderen Sinne eine Drehbewegung erhalten oder auch zum Stillstand gebracht werden kann.

Anwendung finden solche Getriebe z. B. bei Pressen, wo die Welle des getriebenen Diskusrades b als Schraubenspindel ausgebildet ist und die Vorrichtung nicht nur Wende-, sondern auch Wechselgetriebe wird.

(Über Versuche, welche die Elsässische Maschinenbaugesellschaft in Grafenstaden mit einer Anzahl von Reibrädergetrieben anstellte, vergl. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1897, S. 1362.)

C. Riemen- und Seilbetrieb.

a) Spannungsverhältnisse.

Bei größerer Entfernung zweier miteinander zu verbindenden Wellen erfolgt die Bewegungsübertragung mittelbar durch ein geeignetes Zwischenorgan (Riemen, Seil etc.), welches zunächst als ein gewichtsloser, vollkommen biegsamer Faden gedacht sein möge, der um die auf den Wellen befestigten Scheiben oder Rollen geschlungen wird (Fig. 103).

Wird der Faden mit einer gleichmäßigen Spannung S_0 auf die ruhenden Scheiben gelegt, so ändert sich diese, sobald Bewegung eintreten und ein am Umfange der getriebenen Scheibe B wirkender Widerstand P überwunden werden soll. Bezeichnet S_1 die Spannung im ziehenden, S_2 diejenige im gezogenen Faden, so muß offenbar $S_1 > S_0$ bzw. $S_2 < S_0$ und für das Gleichgewicht

$$S_1 - S_2 = P$$

sein.

Nach den Gesetzen der Seilreibung auf Rollen-umfängen ist

$$S_1 = S_2 e^{u\alpha},$$

worin α den vom Faden umschlungenen Bogen,

μ den Reibungskoeffizienten,

e die Grundzahl der natürlichen Logarithmen (s. S. 31) bedeuten.

Hiermit folgt

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

und

$$\left. \begin{aligned} S_2 &= P \frac{1}{e^{u\alpha} - 1} \\ S_1 &= P \frac{e^{u\alpha}}{e^{u\alpha} - 1} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots \mathbf{15}$$

Für das Verhältnis n des vom Faden umspannten Bogens zum ganzen Umfang ist $\alpha = 2\pi n$.

Aus der umstehenden Tabelle ist $e^{u\alpha}$ für verschiedene Werte von n und μ , entsprechend den für Scheibe und Faden verwendeten Materialien etc. zu entnehmen.

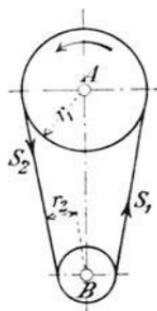


Fig. 103.

Werte von $e^{\mu\alpha}$.

Verhältnis des umspannten Bogens zum Umfang α $\frac{2\pi}{n}$ $= n$	Lederriemen auf Scheiben aus				Hanfseile			
	Holz		Gußeisen		auf Eisentrommeln	auf Holztrommeln	auf rauhem Holz	auf poliertem Holz
	Zustand des Riemens							
	etwas gefettet	sehr gefettet	etwas gefettet	feucht	$\mu = 0,25$	$\mu = 0,4$	$\mu = 0,5$	$\mu = 0,33$
	0,47	0,12	0,28	0,38				
		$\mu =$						
0,1	1,34	1,01	1,19	1,27	1,17	1,29	1,37	1,23
0,2	1,81	1,16	1,42	1,61	1,37	1,65	1,87	1,51
0,3	2,43	1,25	1,69	2,05	1,60	2,13	2,57	1,86
0,4	3,26	1,35	2,02	2,60	1,87	2,73	3,51	2,29
0,425	3,51	1,38	2,11	2,76	1,95	2,91	3,80	2,41
0,45	3,78	1,40	2,21	2,93	2,03	3,10	4,11	2,54
0,475	4,07	1,43	2,31	3,11	2,11	3,30	4,45	2,68
0,5	4,38	1,46	2,41	3,30	2,19	3,51	4,81	2,82
0,525	4,71	1,49	2,52	3,50	2,28	3,74	5,20	2,97
0,55	5,03	1,51	2,63	3,72	2,37	3,98	5,63	3,13
0,6	5,88	1,57	2,81	4,19	2,57	4,52	6,59	3,47
0,7	7,90	1,66	3,43	5,32	3,00	5,81	9,00	4,27
0,8	10,6	1,83	4,09	6,75	3,51	7,47	12,34	5,25
0,9	14,3	1,97	4,87	8,57	4,11	9,60	16,90	6,46
1,0	19,2	2,12	5,81	10,9	4,81	12,35	23,14	7,95
1,5	10,55	43,38	111,16	22,42
2,0	23,14	152,4	535,47	63,23
2,5	50,75	535,5	2 576,0	178,5
3,0	111,3	1881	12 392	502,9
3,5	244,2	6611	59 610	1418

Kann der zur mittelbaren Verbindung zweier Scheiben dienende Faden nicht als gewichtslos angenommen werden, so ist noch die der Reibung desselben auf dem Umfang der Scheiben entgegenwirkende Centrifugalkraft zu berücksichtigen.

Dieselbe beträgt

$$q \frac{v^2}{g},$$

worin q das Gewicht des Fadens in kg/ld. m,

v die Geschwindigkeit desselben in m/sek.,

g die Beschleunigung durch die Schwere = 9,81 m/sek.

bedeuten.

Es ist dann unter Berücksichtigung der Centrifugalkraft

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= P \frac{e^{u\alpha}}{e^{u\alpha} - 1} + q \frac{v^2}{g} \\ S_2 &= P \frac{1}{e^{u\alpha} - 1} + q \frac{v^2}{g} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 16$$

und

demnach

$$P = \left(S_1 - q \frac{v^2}{g} \right) \frac{e^{u\alpha} - 1}{e^{u\alpha}}$$

Bezeichnet ferner

f den Querschnitt des Fadens in qcm,

$q_1 = \frac{q}{f}$ das Gewicht eines Fadenprismas von 1 qcm Querschnitt und 1 m Länge,

$\sigma_z = \frac{S_1}{f}$ die von S_1 herrührende Normalspannung des Fadens in kg/qcm, unter Voraussetzung gleichmäßiger Kraftverteilung über den Querschnitt,

so ist auch

$$P = \left(\sigma_z - q_1 \frac{v^2}{g} \right) \frac{e^{u\alpha} - 1}{e^{u\alpha}} f,$$

oder

$$P = c f, \dots \dots \dots 17$$

wenn

$$\left(\sigma_z - q_1 \frac{v^2}{g} \right) \frac{e^{u\alpha} - 1}{e^{u\alpha}} = c.$$

Die übertragbare Kraft ist hiernach proportional dem Fadenquerschnitt und dem durch vorstehende Gleichung bestimmten Koeffizienten c .

Dieses Ergebnis ist jedoch, wie später erörtert wird, für gewisse Fadenbetriebe unhaltbar.

Der als vollkommen biegsam vorausgesetzte Faden bildet eine Kettenlinie $A_1 M B_1$ (Fig. 104). Wird dieselbe auf ein rechtwinkliges Achsenkreuz bezogen, für welches die x -Achse Leitlinie und die y -Achse Symmetrieachse ist, und bedeuten

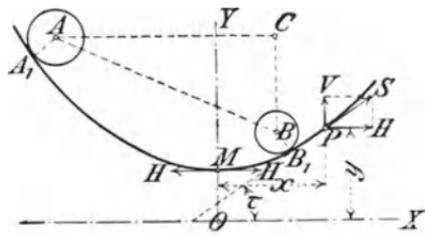


Fig. 104.

x, y die Koordinaten des beliebigen Punktes P der Kettenlinie,

l die Länge des Kettenlinienbogens MP in m,

H die wagerecht gerichtete Spannung im Scheitel M in kg,

S die Spannkraft im Punkte P in kg,

$V = ql$ das Gewicht des Seilstückes MP in kg,

$MO = h$ den Parameter der Kettenlinie in m, so ist

$$H = \text{konstant} = h q = S \cos \tau = \frac{V}{\text{tg } \tau} \quad \text{und} \quad S = y q = \frac{q h}{\cos \tau},$$

d. h. die Spannung in einem beliebigen Punkt P ist gleich dem Gewichte eines Seilstückes, dessen Länge ebenso groß ist wie der Abstand dieses Punktes von der Leitlinie

$$y = \frac{h}{2} \left(e^{\frac{x}{h}} + e^{-\frac{x}{h}} \right) \text{ oder } x = h \ln \left[\frac{l}{h} + \sqrt{1 + \left(\frac{l}{h} \right)^2} \right] \dots \mathbf{18}$$

Da in den meisten Fällen die Ablaufwinkel τ nicht über 10° betragen, weicht die Fadenspannung S nur wenig von ihrer wagerechten Komponente — der Scheitelspannung H — ab; es kann die letztere deshalb annähernd als Fadenspannung genommen werden, d. h.

für den ziehenden Faden: $S_1 = \sim H_1 = h_1 q = P \frac{e^{u\alpha}}{e^{u\alpha} - 1} + q \frac{v^2}{g}$,

für den gezogenen Faden: $S_2 = \sim H_2 = h_2 q = P \frac{1}{e^{u\alpha} - 1} + q \frac{v^2}{g}$.

Hierdurch sind die Parameter h_1 und h_2 für die beiden Kettenlinien und daher diese selbst bestimmt.

Es wird nun mit Benutzung der Gl. 18 — indem man zu angenommenen Werten von x die zugehörigen Größen von y berechnet —

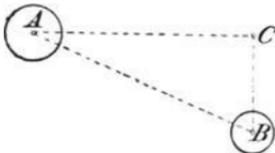


Fig. 105.

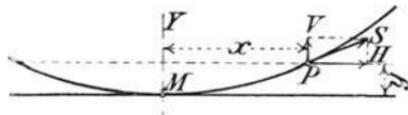


Fig. 106.

zunächst die eine Kettenlinie, etwa diejenige des ziehenden Fadens, aufgezeichnet und Fig. 105 hergestellt, in der BC den Höhenunterschied der beiden Rollenachsen, AC deren wagerechte Entfernung bedeutet, so daß also AC die Centrale ist. Fig. 105 wird dann auf der gezeichneten Kettenlinie so verschoben, daß diese die beiden Rollen berührt und AC wagerecht liegt. Hierauf wird die zweite Kettenlinie des gezogenen Fadens gezeichnet und so gelegt, daß sie die beiden Rollen auf der anderen (oberen) Seite berührt und ihre Leitlinie wagerecht zu liegen kommt.

Bei verhältnismäßig nicht bedeutendem Höhenunterschiede CB der beiden Rollenachsen und insbesondere bei wagerechtem Betrieb (Fig. 106) kann anstatt der Kettenlinie die Parabel gesetzt werden. Im letzteren Falle gilt unter Beibehaltung der früheren Bezeichnungen als Momentengleichung in Bezug auf den Aufhängepunkt P

$$Hy = xq \frac{x}{2},$$

woraus die bekannte Parabelgleichung folgt

$$y = \frac{q}{2H} x^2.$$

Mit

$$q = q_1 f \text{ und } S_1 = H = \sigma_z f,$$

wird

$$y = \frac{q_1}{2\sigma_z} x^2 \dots \mathbf{19}$$

Angenähert ist die Länge des Parabelbogens MP

$$l = x \left(1 + \frac{2}{3} \frac{y^2}{x^2} \right).$$

Zur Ermittlung der Spannung S_0 , mit der der Faden auf die Scheiben gelegt werden muß, kann man, wenn der Faden nicht sehr stark durchhängt, setzen

$$S_0 = \frac{S_1 + S_2}{2}.$$

Hieraus wird mit Rücksicht auf Gl. 16

$$S_0 = \frac{P e^{\mu\alpha} + 1}{2 e^{\mu\alpha} - 1} + q \frac{v^2}{g}.$$

Während des Betriebes verschwindet das Glied $q \frac{v^2}{g}$ für den Achsdruck, so daß dieser bei gleichen Richtungen von S_1 und S_2 sich ergibt zu

$$2 S_0' = P \frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1},$$

und mit $\mu = 0,25$ und $\alpha = 2,8$ (für mittlere Verhältnisse) zu

$$2 S_0' = \sim 3 P. \dots \dots \dots \mathbf{20}$$

Diese Kraft beansprucht die Welle auf Biegung und erzeugt Zapfenreibung. (Bei raschlaufenden Riemen wird $2 S_0'$ erheblich unter $3 P$ liegen.)

Nach dem Vorstehenden sind zur Übertragung einer Kraft P die Spannungen S_1 und S_2 im ziehenden bzw. im gezogenen Faden erforderlich.

Diese Spannungen lassen sich entweder durch das Eigengewicht des nach einer Kettenlinie durchhängenden Fadens, oder durch starke Dehnung des Fadens beim Aufbringen auf die beiden Scheiben — Dehnungsspannung — oder durch eine Spannrolle erzeugen — Belastungsspannung.

Zum Betriebe mit Dehnungs- und Belastungsspannung dienen vorzugsweise Riemen und Seile, mit Ausnahme der Drahtseile, bei denen das Eigengewicht der durchhängenden Seilschlinge die Kraftübertragung ermöglicht.

b) Riemenbetrieb.

Hier handelt es sich hauptsächlich um Betriebe mit Dehnungsspannung. Man unterscheidet selbstleitende Riemetriebe und solche mit Leitrollen. In der Regel ist zu beachten, daß der auflaufende Riemen in die Mittelebene der betreffenden Scheibe (Leitrolle) fällt.

Die einfachsten selbstleitenden Riemetriebe sind die für parallele Wellen.

Bezeichnet α den Winkel, den die beiden mittleren Scheibenebenen bzw. die Achsen der beiden Wellen einschließen, so liefert $\alpha = 0^\circ$ den offenen Riemen (Fig. 107), $\alpha = 180^\circ$ den gekreuzten (ganz geschränkten) Riemen (Fig. 108). Bei dem offenen Riemetriebe haben

beide Scheiben gleiche, bei dem gekreuzten Riementriebe dagegen entgegengesetzte Drehrichtung.

Selbstleitende Riementriebe für geschränkte Wellen zeigen Fig. 109 und 110. Beträgt $\alpha = 90^\circ$ (Fig. 109), so entsteht der halbgeschränkte Riemen (Halbkreuz-Riemen); bei $\alpha = 45^\circ$ (Fig. 110) findet eine Viertelschränkung des Riemens statt u. s. w. Die Bewegung ist in beiden Fällen nur in einem durch die Pfeile gegebenen Sinne möglich.

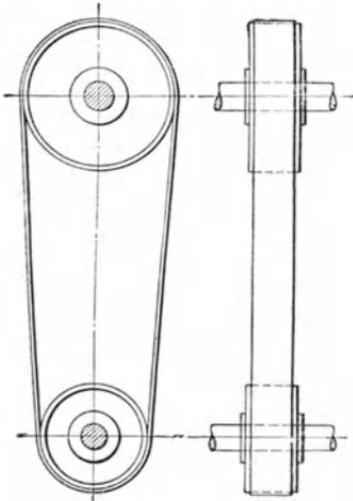


Fig. 107.

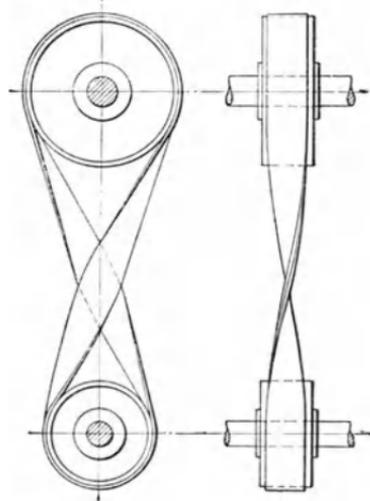


Fig. 108.

Bei allen geschränkten Riementrieben wird der Riemen durch die Verdrehung an den Ablaufstellen der Scheiben mehr oder weniger angegriffen. Dies findet in erhöhtem Maße statt, wenn der Wellenabstand e nicht reichlich ausfällt. Nach Völk ers soll derselbe bei halbgeschränktem Riementrieb

$$e \geq 10 \sqrt{b D} \text{ m}$$

(b = Breite des Riemens, D = Durchmesser der treibenden Scheibe in m), ferner mindestens das Doppelte des Durchmessers der größeren Scheibe betragen.

Nach Gehrckens, dessen Veröffentlichungen über Riementriebe, Leistung der Treibriemen etc. in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure (s. d. 1893, S. 15; 1899, S. 1631; 1900, S. 1509) Beachtung verdienen, sollte der Wellenabstand mindestens gleich dem vierfachen Scheibendurchmesser und der zwanzigfachen Riemenbreite sein.

Halbgeschränkte Riemen stellt Gehrckens aus zwei, bei größeren Breiten aus mehreren treppenförmig übereinander gelegten Streifen her (Fig. 109), die im abgerollten Zustande Sichelform zeigen (D.R.P. Nr. 24382).

Damit soll, da der Scheibenhalmesser bei α um die Dicke der Unterlage vergrößert wird und der Riemen infolgedessen hier einen

größeren Weg zurücklegen muß, der größte Zug desselben von der Kante ab nach hierher verlegt werden. Gehrckens weicht übrigens, wie Fig. 109 erkennen läßt, von der allgemeinen Regel ab, „daß der

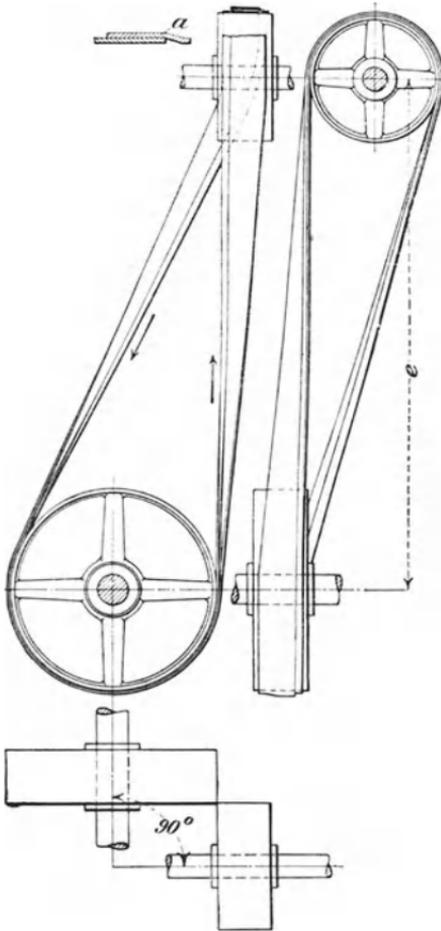


Fig. 109.

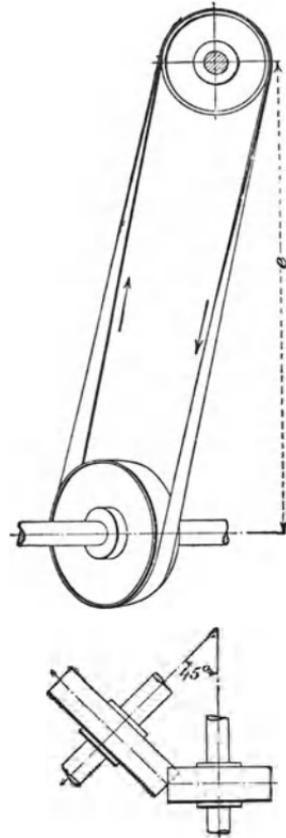


Fig. 110.

auflaufende Riemen in die Mittelebene der betreffenden Scheibe fallen soll“ (vergl. auch Völkers, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1860, S. 115).

Fig. 111 stellt einen Riementrieb mit Leitrollen für parallele Wellen dar; auch hier ist nur Bewegung in einem Sinne möglich.

Freitag, Hilfsbuch.

10

Die Leitrollen selbst haben entgegengesetzte Drehungsrichtungen, sind aber wegen des Zusammenfallens ihrer geometrischen Achsen leicht aufzustellen.

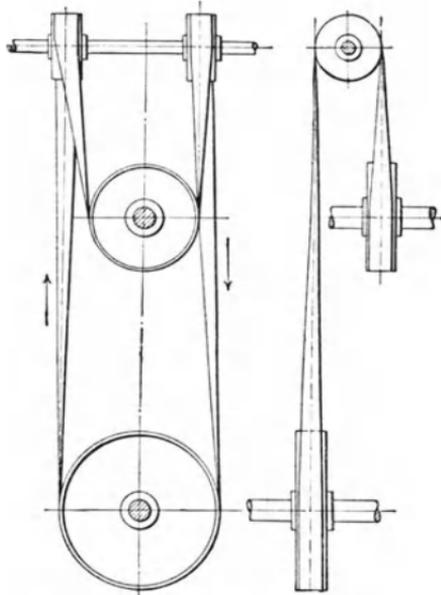


Fig. 111.

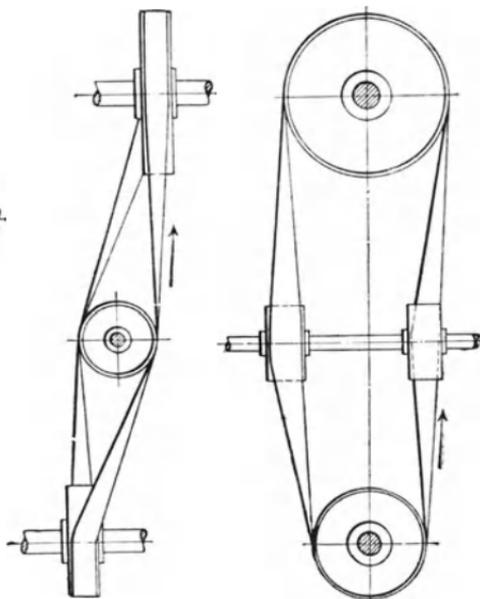


Fig. 112.

Können die Leitrollen zwischen den Wellen anstatt außerhalb derselben angebracht werden (Fig. 112), so erhalten sie gleichen Drehungssinn.

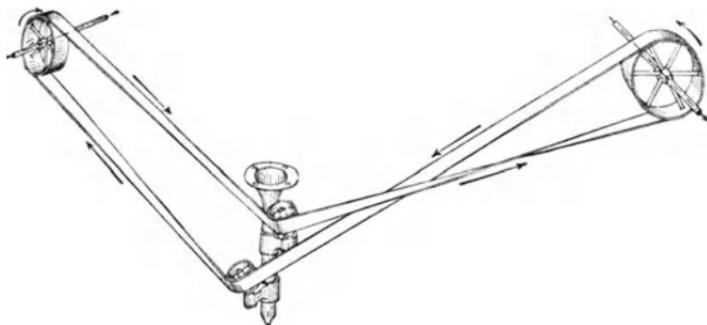


Fig. 113.

Fig. 113 zeigt einen Winkelriementrieb, bei dem der Riemen zugleich gekreuzt ist; die Leitrollen haben wieder entgegengesetzte Drehungsrichtungen.

Gehrckens empfiehlt bei derartigen Trieben den Durchmesser der Leitrollen gleich demjenigen der zugehörigen Riemenscheiben zu wählen, ferner die Leitrolle des losen Riementeiles möglichst breit zu halten.

Die Leitrollenachsen werden in der Regel verstellbar in besonders ausgebildeten Trägern gelagert. Fig. 114 zeigt einen solchen Träger mit Leitrolle nach Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau.

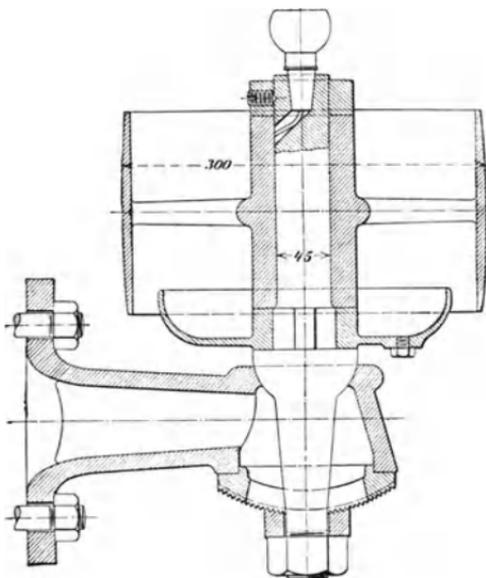


Fig. 114.

Die Träger können an einer Wandplatte (Fig. 115) oder an einer Deckensäule (Fig. 116) auf- und abgeschoben und die mit halbkugelförmigem Zapfen versehenen Rollenachsen um einen Winkel von 30° zur Mittellage nach der einen oder anderen Seite geneigt werden; ihre Feststellung geschieht durch eine Mutter mit geriffelter Unterlegscheibe, die auf einem entsprechend geriffelten, mit Längsschlitz versehenen Deckel aufliegt.

Kegelscheiben-Triebe (Fig. 117 und 118). Dieselben ermöglichen stetig veränderliche Übersetzungsverhältnisse. Damit der Riemen nicht zu stark leidet, soll die Steigung des Kegels nicht mehr als etwa 1:10 betragen. Das auflaufende Riemenstück ist zu führen.

Für derartige Triebe verwendet Gehrckens verstärkte Riemen in der Fig. 117 und 118 ersichtlichen Ausführung. Der Wellenabstand soll mindestens das Vierfache des mittleren Scheibendurchmessers und das Zwanzigfache der Riemenbreite betragen.

Die beim Riemenbetrieb hauptsächlich in Betracht kommenden Arbeitsverluste entstehen durch Reibung der Wellenzapfen in ihren Lagern — Kraftverluste — sowie durch Gleiten des Riemens

auf den Scheiben — Geschwindigkeitsverluste. Die durch die Riemensteifigkeit entstehenden geringen Arbeitsverluste können unberücksichtigt bleiben.

Bezeichnet

$2 S'_0 = 3 P$ den Zapfendruck (Gl. 20 S. 143) in kg,

r_1 und r_2 die Halbmesser der Zapfen in cm,

R_1 und R_2 die Halbmesser der Scheiben in cm,

μ den Reibungskoeffizienten,

dann ist der verhältnismäßige Arbeitsverlust durch Zapfenreibung

$$\mathfrak{B}_z = 3 \mu \left(\frac{r_1}{R_1} + \frac{r_2}{R_2} \right),$$

vorausgesetzt, daß der frisch aufgelegte Riemen nicht stärker gespannt wird, als zur Verhinderung des Gleitens auf den Scheiben erforderlich ist. Dies ist in der Regel nicht der Fall.

Der durch Gleiten des Riemens auf den Scheiben infolge Spannungsänderungen entstehende verhältnismäßige Arbeitsverlust ergibt sich zu

$$\mathfrak{B}_g = \alpha \varphi \frac{P}{f} = \alpha \varphi k,$$

worin $\alpha = \frac{1}{E}$ den Dehnungs-

koeffizienten des Materials ($E =$ Elastizitätsmodul),

f den Riemenquerschnitt in qcm,

$\frac{P}{f} = k$ die zu übertragende Kraft in kg/qcm,

φ eine Zahl größer als 1 bedeutet.

Dieser Arbeitsverlust beträgt annähernd für neue Lederriemen mit $k = 12$ kg/qcm und $E = 1250$ kg/qcm

$$\mathfrak{B}_g = \frac{12,5}{1250} 2 = 0,02, \text{ d. i. } 2\%;$$

für gebrauchte Lederriemen mit $k = 10$ kg/qcm und $E = 2250$ kg/qcm

$$\mathfrak{B}_g = \frac{10}{2250} 2 = \sim 0,009, \text{ d. i. } 0,9\%.$$

Der gesamte Arbeitsverlust eines gut angeordneten Riementriebes kann nach Grove zu etwa 4% angenommen werden.

Das Übersetzungsverhältnis läßt sich, wenn

R_1 den Halbmesser der treibenden Scheibe in cm,

R_2 " " " getriebenen " " "

s die Riemenstärke in cm

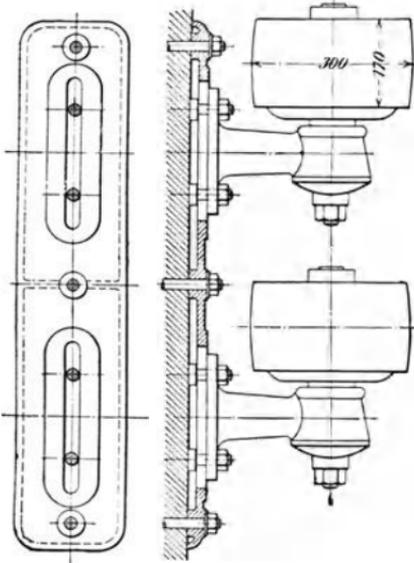


Fig. 115.

bedeuten, mit Rücksicht auf das Gleiten des Riemens etc. zu

$$\psi \sim \frac{R_1 + \frac{1}{3}s}{R_2 + \frac{2}{3}s} (1 - \mathfrak{B}g)$$

annehmen.

In den meisten Fällen kann hierin s gleich Null gesetzt werden.

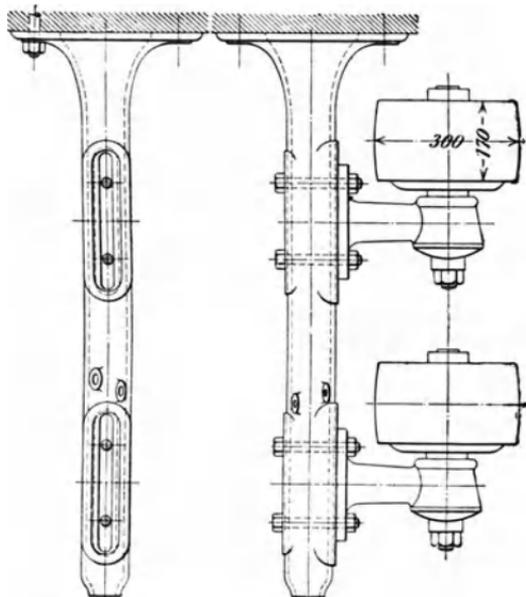


Fig. 116.

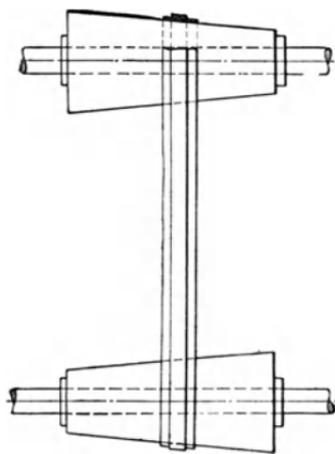


Fig. 117.

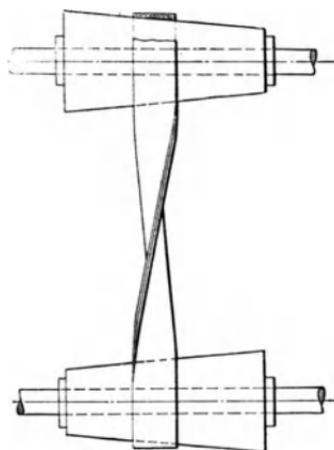


Fig. 118.

1. Berechnung der Riemen.

Bezeichnet

b die Breite des Riemens in cm, $f = b s$ den Riemenquerschnitt
 s die Stärke „ „ „ „ } in qcm,
 D den Durchmesser der treibenden Scheibe in cm,
 n deren minutliche Umdrehungszahl,
 N die zu übertragende Leistung in PS,

dann gilt nach Gl. 17 für die zu übertragende Kraft

$$P = c f = c b s.$$

Es ist aber ohne weiteres klar, daß z. B. ein Riemen von $b = 10$ cm und $s = 0,8$ cm auf kleinen Scheiben — etwa $D = 20$ cm — nicht die Hälfte von dem leistet, was ein Riemen von $b = 20$ cm und $s = 0,4$ cm — also von demselben Querschnitte wie der erstere — übertragen würde.

Die Beanspruchung des Riemens $\sigma_z = \frac{S_1}{f}$ gilt nach dem Vorhergehenden (S. 141) für eine gleichmäßige Verteilung der Spannkraft S_1 über den Riemenquerschnitt f . Diese Voraussetzung läßt sich beim Riemenbetriebe nicht erfüllen. Die Kraftverteilung ist hier von den jeweiligen Betriebsverhältnissen — dem Scheibendurchmesser, der Größe der Geschwindigkeit, dem Wellenabstande und andern Umständen, die zahlenmäßig bis jetzt noch nicht festliegen — derart abhängig, daß es nicht zutreffend erscheint, die übertragbare Kraft dem Riemenquerschnitte f proportional zu setzen. Auch die Güte des Riemenmaterials mit Rücksicht auf die individuelle Beschaffenheit der Haut, Gerbung derselben etc. ist für die Tragfähigkeit des Riemens von Einfluß.

Aus vorstehenden Gründen empfiehlt C. v. Bach (in Ermangelung umfassender Versuchsergebnisse) für offene Riemen aus gutem Kernleder, die dauernd auf gußeisernen Scheiben laufen, zu setzen:

a) Für langsamen, wagerechten oder auch etwas geneigten Betrieb mit hinreichend großem Wellenabstande $c = 10$, demnach

$$P = 10 b s;$$

hierbei ist vorausgesetzt — die Bezeichnungen s. unter a) —

$\alpha \sim 2,8$ ($\alpha : 2\pi \sim 0,45$), $v \sim 15$ m/sek., $\mu = 0,25$, $q_1 = 0,11$, $\sigma_z = 20$; ferner $s = 0,5$ cm und $D = 50$ cm.

Für große Scheiben ist c entsprechend höher, für kleine Scheiben entsprechend niedriger zu wählen, derart, daß

bei $D =$	12	20	50	100	200	cm
„ $c =$	4	7	10	12	13	„

gesetzt wird.

β) Für langsamen, senkrechten oder doch sehr steilen Betrieb, ferner für Betrieb wie unter a), jedoch bei geringem Wellenabstande, sind die vorstehenden Zahlen um ungefähr 20% zu vermindern.

γ) Für raschlaufende Riemen, sonst wie unter a), können die Werte für c bis auf ungefähr das Doppelte erhöht werden, etwa derart, daß

bei $v =$		3	10	20	30	40
für $D =$	50 cm	$c = 10$	14	18	20	20
„ $D =$	100 „	$c = 12$	17	22	24	24
„ $D =$	200 „	$c = 13$	19	24	26	26

gesetzt wird.

Für Doppelriemen von 1 cm Stärke können die obigen Zahlen unter der Voraussetzung, daß $D \geq 100$ cm um ungefähr 50 bis 60%, bei $D \geq 200$ cm bis zu 70% und darüber erhöht werden.

Gekreuzte Riemen sind je nach dem Wellenabstand und der Riemenbreite mit einem um 10 bis 30% geringeren Koeffizienten c zu berechnen, als offene Riemen. Bei schnellem Laufe, sowie bei breiten Riemen ist die Kreuzung unzulässig.

Halbgeschränkte Riemen sind etwas geringer zu belasten als offene Riemen, falls der Wellenabstand nicht sehr reichlich ausfällt.

Bei stark ungleichförmigem Betriebe (Fallhämmer, Sägegatter u. dergl.) ist das durchschnittliche P zu Grunde zu legen und c , der Ungleichförmigkeit entsprechend, bis zu 50% und darüber niedriger zu wählen, als vorstehend angegeben.

Gummi- und Baumwollriemen können in gewöhnlichen Fällen mit $P = 8 \text{ bs}$ bis 10 bs belastet werden.

Die mittels eines einfachen Lederriemens übertragbare Arbeitsstärke in PS ist, wenn D der Scheibendurchmesser in m

$$N = \frac{Pv}{75} = \frac{cbsD\pi n}{6075},$$

mithin

$$bD = \frac{4500N}{\pi cs n} = \frac{1432,4 N}{cs n}.$$

Wenn möglich, wählt man, behufs Schonung des Riemens, für mittlere Verhältnisse

$$D \geq 100 \text{ s.}$$

Gehrrens empfiehlt, unter der Voraussetzung, daß man für die betreffenden Scheibendurchmesser und Geschwindigkeiten ein passendes Leder aussucht

$$N = \frac{p b v}{75}, \text{ mithin } b = \frac{75 N}{p v},$$

worin p die für das cm Riemenbreite zu übertragende Kraft (abhängig vom Durchmesser D der treibenden Scheibe und von v) in kg bedeutet und für günstige Verhältnisse — offener Riemen, hinreichend großer Wellenabstand, stoßfreier Betrieb — aus der folgenden Tabelle zu entnehmen ist¹⁾.

Die fettgedruckten Werte p dieser Tabelle gelten für Doppelriemen, die übrigen für einfache Riemen.

Werte p in kg/qcm Riemenbreite.

D m	v in m/sek.										
	3	5	10	15	20	25					
0,100	2	—	2,5	—	3	—	3,5	—	3,5	—	
0,200	3	—	4	—	5	—	5,5	—	6	—	
0,500	5	8	7	9	8	10	9	11	10	12	
1,000	6	10	8,5	12	10	14	11	16	12	17	13
2,000	7	12	10	15	12	20	13	22	14	24	15

¹⁾ Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1893, S. 15.

Bei einer Breite von $b = 50$ cm sind Doppelriemen den einfachen Riemen vorzuziehen. Für erstere soll ebenfalls $D \geq 100 s$ sein, wenn s die gesamte Riemenstärke bedeutet.

Weitere beachtenswerte Winke über die für offene Riemen anzustrebenden Betriebsverhältnisse gibt Gehrckens in einem Flugblatt vom August 1900.

Nach diesem ist als vorteilhaftester Wellenabstand für schmale Riemen ($b \leq 10$ cm) $e \sim 5$ m, für breitere Riemen $e \sim 10$ m und darüber zu wählen (über $e = 15$ bis 18 m hinaus geht man nicht). Das Übersetzungsverhältnis soll höchstens 5:1 betragen. Bei Übersetzung ins langsamere wählt man (womöglich) für die treibende

Scheibe nicht unter 0,5 m, besser nicht unter 1 m Durchmesser; die Riemen sind hierbei nur mit $\frac{1}{2} p$ bis $\frac{1}{3} p$ zu belasten. Hierauf ist besonders bei Elektromotoren zu achten.

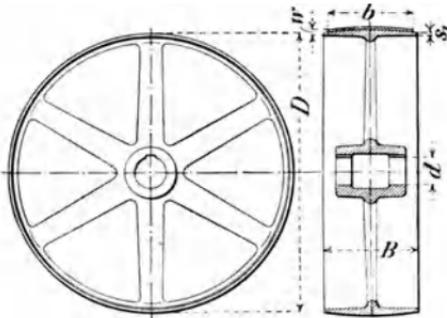


Fig. 119.

2. Riemenscheiben.

Die Riemenscheiben werden zumeist aus Gußeisen, seltener aus Schmiedeeisen oder aus Holz hergestellt.

Die Kranzbreite gußeiserner Scheiben (Fig. 119) kann für gerade und ruhig laufende Riemen

$$B = 1,1 b + 1,0 \text{ cm,}$$

für geschränkte oder unruhig laufende Riemen etwa 3 cm mehr betragen.

Für die Randstärke ist

$$s_1 = 0,01 R + 0,3 \text{ cm,}$$

für die Wölbungshöhe des Kranzes, wenn w und B in mm,

$$w = \frac{1}{4} \sqrt{B} \text{ bis } \frac{1}{3} \sqrt{B}$$

zu nehmen.

Alle treibenden Scheiben, ferner beide Scheiben für gekreuzte und geschränkte Riemen, sowie die Scheiben, auf denen der Riemen verschoben werden muß, oder auf denen mehrere Riemen nebeneinander laufen, sind nicht gewölbt (ballig), sondern flach, d. h. cylindrisch abzdrehen (vergl. Gehrckens, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1889, S. 113).

Die Anzahl der Arme, die meist gerade hergestellt werden, kann zu

$$i = \frac{1}{7} \sqrt{D}$$

gewählt werden (D = Scheibendurchmesser in mm).

Der nach dem Kranze zu im Verhältnis von etwa 5:4 sich verjüngende Armquerschnitt ist in der Regel eine Ellipse mit dem Achsenverhältnis 1:2 bis 1:2,5.

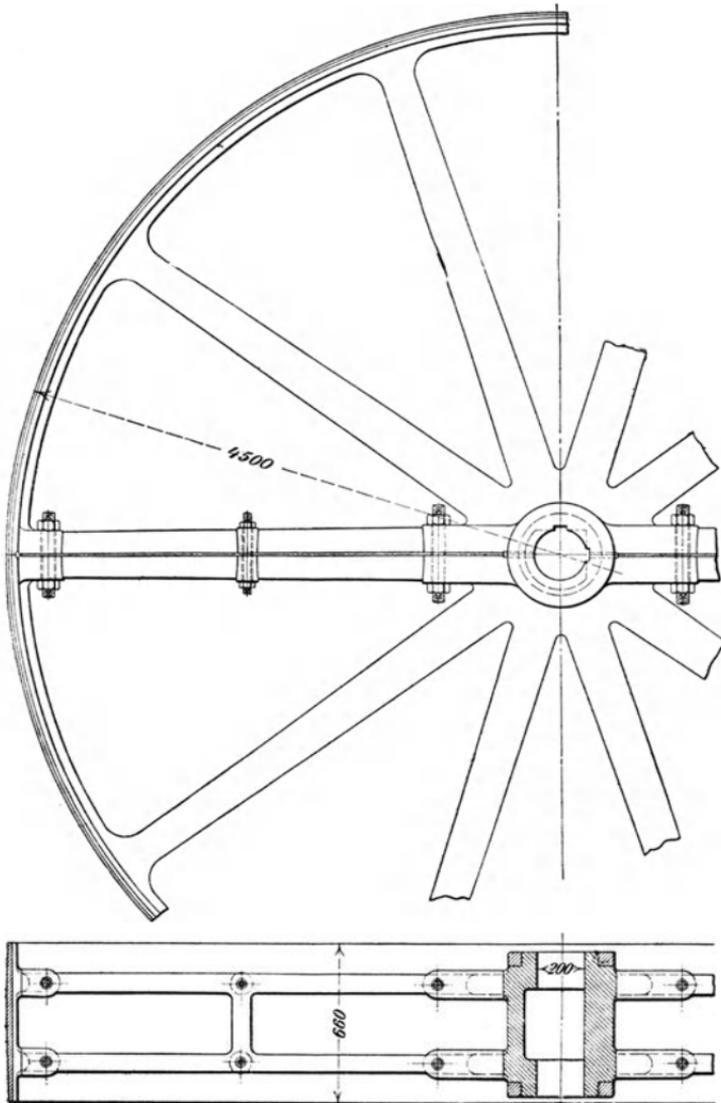


Fig. 120.

Ist bei dem bis zur Wellenachse verlängert gedachten Arme h die große und $b = 0,4 h$ die kleine Achse des Ellipsenquerschnittes und wird angenommen, daß die Kraftübertragung durch $\frac{i}{3}$ Arme erfolgt, so findet sich in cm

$$h = \sqrt[3]{\frac{2,5}{i} b s R},$$

worin b , s und R in cm und für $b s$ mindestens 3 qcm einzuführen sind.

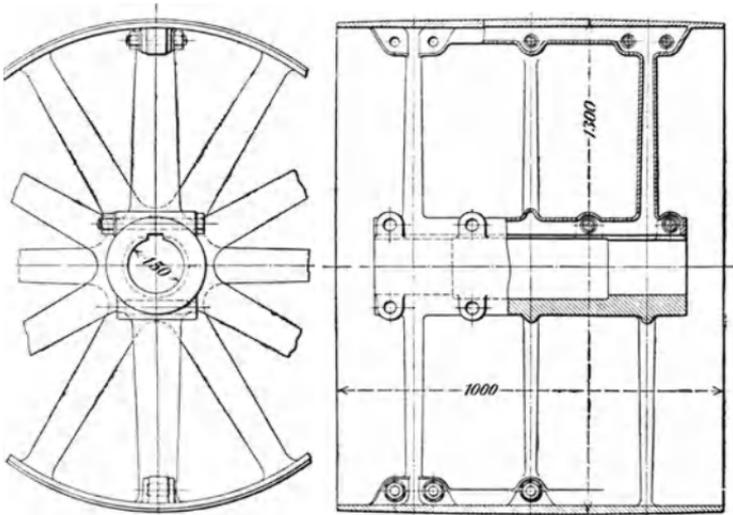


Fig. 121.

Die Nabenstärke kann, wie für Zahnräder (s. S. 107) berechnet werden; die Nabenlänge nimmt man $L = B$, sofern dabei $B \leq 1,2 d$ bis $1,5 d$ ist. Breitere Scheiben erhalten meist kleinere Nabenlängen als B . Für $B > 30$ cm gibt man der Scheibe zwei Armsterne. Fig. 120 zeigt eine derartige, in den Armen geteilte Riemenscheibe von 4500 mm Durchmesser und 660 mm Kranzbreite. Die an den Berührungsflächen bearbeiteten Teile sind durch Schraubenbolzen miteinander verbunden. Häufig werden größere Scheiben aus dem Ganzen gegossen und dann aufgesprengt. Fig. 121 zeigt eine solche Scheibe von 1300 mm Durchmesser und 1000 mm Kranzbreite mit drei Armsternen.

Los- oder Leerscheiben dienen dazu, die Bewegungsübertragung von der treibenden nach der getriebenen Welle zeitweise unterbrechen zu können. Im Gegensatz zu den Festscheiben erhalten sie eine Nabenlänge $= 2 d$ und mehr, in der Regel auch besondere Laufbüchse.

Mittels der in Fig. 122 dargestellten Ausrückvorrichtung läßt sich die Verschiebung eines offenen oder eines gekreuzten Riemens

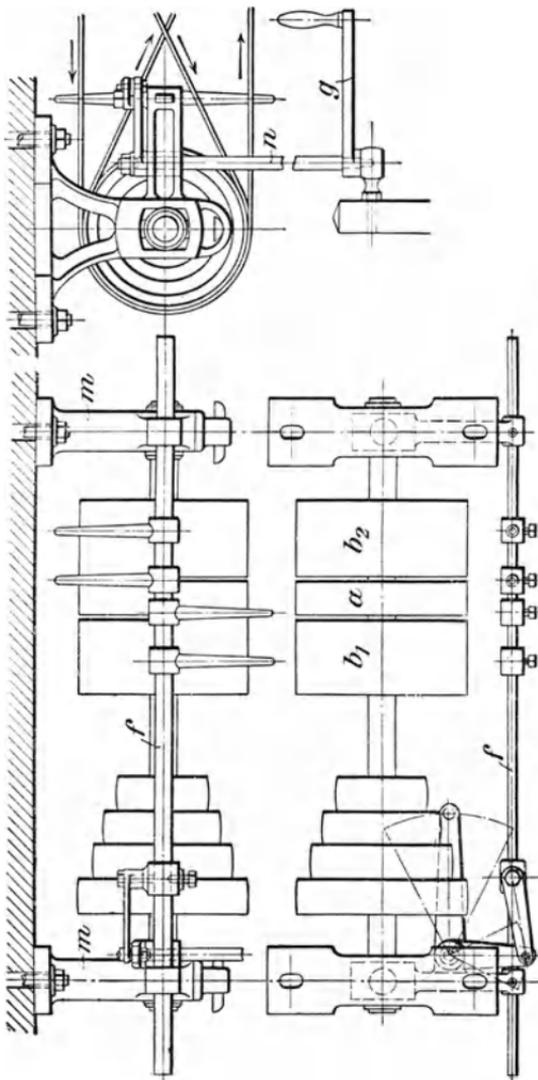


Fig. 122.

von der Losscheibe b_1 bzw. b_2 auf die Festscheibe a bewirken und umgekehrt. Die in angezogenen Armen der Hängelanger m gleitende

Schiene f , auf der die Gabeln zur Riemenführung festgeklemmt sind, erhält ihre Bewegung mittels Hebelverbindung von einer stehenden Welle n aus, die durch den Griffhebel g entsprechend eingestellt wird.

Schmiedeeiserne Riemenscheiben (Fig. 123) werden aus mehreren Stücken zusammengesetzt. Die aus Rundeisen gebildeten Arme sind zumeist an dem einen Ende mit dem Blechkranz vernietet, an dem anderen Ende in die zweiteilige gußeiserne Nabe eingeschraubt oder eingossen.

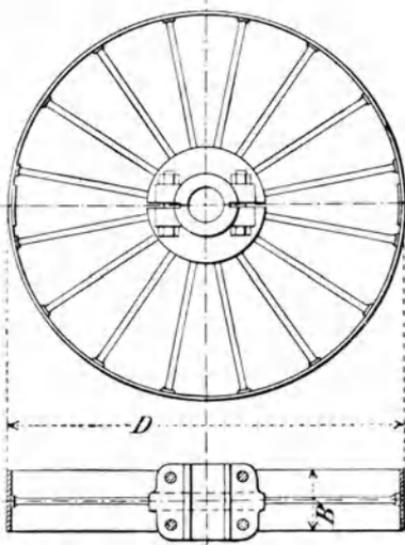


Fig. 123.

In neuerer Zeit werden von der Düsseldorfer Röhrenindustrie in Düsseldorf-Oberbilk schmiedeeiserne Riemenscheiben für $D = 125$ bis 750 mm und $B = 75$ bis 300 mm angefertigt, deren zwei aus je einem Rohrstück gepreßte Hälften ohne Nut und Feder mittels Verbindungsschrauben auf der zugehörigen Welle befestigt werden. Die Kränze größerer derartiger Scheiben werden durch ein im kalten Zustande während des bei Rotglut erfolgenden Preßprozesses des einzelnen Stückes eingeführtes T-Eisen versteift.

Hölzerne Riemenscheiben werden ebenfalls aus zwei Teilen hergestellt und diese durch Zusammenschraubung mittels Schrauben auf der Welle befestigt. Außer dem geringen Gewichte gegenüber gußeisernen und schmiedeeisernen Scheiben gewöhnlicher Bauart, besitzen sie den

Vorteil eines größeren Reibungswiderstandes zwischen Scheibe und Riemen, so daß die Spannung des letzteren vermindert werden kann. In der Regel bestehen die Kränze hölzerner Riemenscheiben aus einer Anzahl miteinander verleimter Ringe, die, selbst wieder je aus einzelnen sektorförmigen Teilen gebildet, mit ihren Fugen gegeneinander versetzt liegen. Die hölzernen Speichen werden durch Einschwalbung, außerdem durch Schrauben mit dem Kranz verbunden. Kleinere hölzerne Riemenscheiben werden als Vollscheiben ausgeführt.

Martin Glasner in Ratibor fertigt Riemenscheiben aus gebogenem Holz mit Stahlgußnabe für $D = 200$ bis 2000 mm und $B = 75$ bis 500 mm.

Wie in Fig. 124 ersichtlich, bilden miteinander verschraubte, aus zugeschnittenen Holzteilen vordem gebogene Stücke den Armstern. Die in der Mitte zusammentreffenden Arme werden durch eine eingepreßte und verschraubte vierteilige Stahlgußnabe (Fig. 125) mit inneren Ring-

leisten an den Flanschen zusammengehalten. Der Scheibenkranz besteht aus zwei halbkreisförmig gebogenen Brettern, die an der Stoßfuge mit

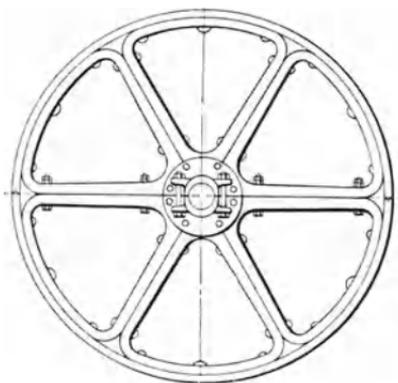


Fig. 124.

Nut und Feder verbunden sind. Der Armstern ist mit dem Kranze verschraubt. Die zweiteiligen Scheiben werden durch Anziehen kräftiger

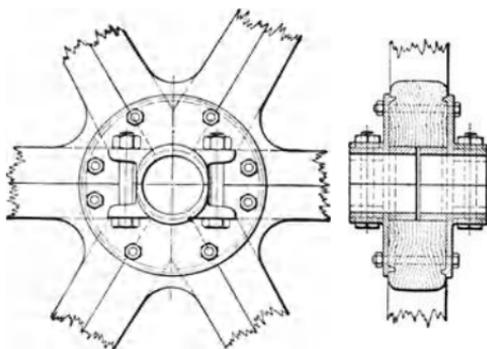


Fig. 125.

Nabenschrauben auf der Welle festgespannt. Für Befestigung mittels Keil oder Stellschraube werden die Scheiben auch einteilig mit verstärkten Naben geliefert; für $B \geq 275$ mm erhalten sie doppelte Armsterne.

Ungefähre Gewichte gußeiserner Riemenscheiben in kg.

Berlin-Anhaltische Maschinenbau-A.-G. in Dessau.

Die oberen Zahlen gelten für ungeteilte, die unteren für geteilte Scheiben.

Bohrung $< 0,1 D + 20$ mm.

D in mm	Breite B der Scheiben in mm										D in mm	
	75	100	125	150	200	250	300	350	400	450		500
200	6	7	9	11	14	17	26	30	34	.	.	200
	7	8	10	12	16	19	29	33	37	.	.	
300	8	10	13	16	19	23	33	40	45	.	.	300
	9	11	14	17	21	25	36	43	48	.	.	
400	11	14	17	22	24	30	44	52	60	.	.	400
	12	16	19	24	26	33	48	56	64	.	.	
500	15	18	23	28	31	40	56	68	78	89	100	500
	17	20	25	31	34	44	61	73	83	94	105	
600	19	23	29	35	38	51	72	85	98	110	125	600
	22	26	32	39	42	56	78	91	104	116	131	
700	24	29	36	43	47	62	89	105	121	135	152	700
	27	32	39	47	51	67	95	111	127	141	158	
800	29	36	44	51	57	75	108	126	145	165	181	800
	34	42	50	60	66	86	122	140	159	181	197	
900	36	44	52	60	69	88	128	149	170	193	213	900
	42	51	59	69	78	101	143	164	185	211	231	
1000	.	52	61	70	81	104	148	175	197	224	247	1000
	.	59	68	79	91	118	164	191	213	245	268	
1100	.	60	70	80	95	122	170	202	227	259	287	1100
	.	68	78	90	105	138	189	221	246	281	309	
1200	.	69	80	92	110	140	194	230	260	296	330	1200
	.	77	88	103	121	158	218	254	285	329	364	
1300	.	78	91	105	128	159	220	259	298	340	377	1300
	.	88	101	117	141	181	256	295	335	389	426	
1400	.	88	102	119	146	179	247	290	336	383	425	1400
	.	99	114	132	160	201	285	330	381	438	480	
1500	.	.	.	133	165	201	275	323	376	430	477	1500
	.	.	.	149	181	225	315	365	422	487	534	
1600	.	.	.	147	185	224	304	358	418	477	530	1600
	.	.	.	166	205	250	346	402	466	537	591	
1700	.	.	.	162	206	248	335	395	460	530	585	1700
	.	.	.	182	230	278	379	440	509	593	649	

D in mm	Breite B der Scheiben in mm											D in mm
	75	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	
1800	.	.	.	178	228	274	367	434	503	575	640	1800
	.	.	.	198	254	308	413	481	554	640	706	
1900	.	.	.	195	251	300	400	474	547	625	689	1900
	.	.	.	218	281	338	450	526	603	695	761	
2000	275	327	434	516	592	675	756	2000
	307	371	494	576	652	758	839	
2500	410	482	622	753	841	963	1075	2500
	450	532	702	837	925	1063	1185	
3000	572	672	859	1052	1154	1300	1450	3000
	622	740	959	1154	1258	1430	1590	
3500	762	910	1120	1388	1534	1720	1915	3500
	819	985	1232	1504	1654	1865	2075	
4000	975	1175	1415	1752	1980	2200	2450	4000
	1040	1260	1540	1882	2120	2365	2630	

3. Stufenscheiben ¹⁾.

Dieselben dienen zur Übertragung der Bewegungen eines mit gleichbleibender Geschwindigkeit umlaufenden Wellenstranges auf die Antriebswellen von Arbeitsmaschinen (Drehbänke, Bohrmaschinen u. s. w.) derart, daß eine sprungweise Änderung des Übersetzungsverhältnisses stattfindet.

Damit die Riemenlänge bei jedem Wechsel der Stufenscheiben konstant bleibt, hat man die Halbmesser der einzelnen Scheiben nach einem gewissen Gesetz zu bestimmen. Unter der Bedingung, daß die verschiedenen Umdrehungszahlen der getriebenen Welle eine geometrische Reihe bilden, ergeben sich die Scheibenhalbmesser wie folgt.

Werden die veränderlichen minutlichen Umdrehungszahlen der getriebenen Welle mit $u_1, u_2, u_3 \dots u_m$ — wobei $u_1 < u_2 < u_3$ u. s. w. —, ferner das Verhältnis zweier aufeinander folgender Umdrehungszahlen mit φ bezeichnet, so ist

$$\frac{u_2}{u_1} = \frac{u_3}{u_2} = \dots = \frac{u_m}{u_{m-1}} = \varphi \dots \dots \dots \mathbf{21}$$

Dann wird $u_2 = \varphi u_1$, also $\frac{u_3}{\varphi u_1} = \varphi$, oder $u_3 = u_1 \varphi^2$ u. s. w., schließlich

$$u_m = u_1 \varphi^{m-1}.$$

Hieraus folgt

$$\varphi = \sqrt[m-1]{\frac{u_m}{u_1}} \dots \dots \dots \mathbf{22}$$

¹⁾ Fischer, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1892, S. 576.

und
$$m = 1 + \frac{\lg \frac{u_m}{u_1}}{\lg \varphi} \dots \dots \dots \mathbf{23}$$

Aus Gl. 22 erhält man für die in der Regel gegebenen Grenzwerte der minutlichen Umdrehungszahlen u den einer bestimmten Stufenzahl m entsprechenden Wert φ ; aus Gl. 23 mit den Grenzwerten u und dem gegebenen φ die Stufenzahl m .

Das Verhältnis φ schwankt nach Pechan¹⁾, je nachdem man mit wenigen Abstufungen der Umdrehungszahlen sehr verschieden große Werkstücke bearbeiten will oder aber großer Wert auf die Verwendung

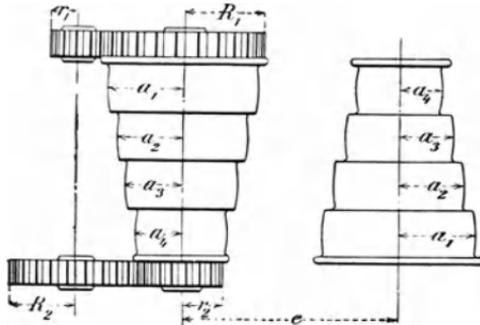


Fig. 126.

der geeignetsten Arbeitsgeschwindigkeit gelegt wird, zwischen 2 und 1,25. Ergibt Gl. 23 eine größere Stufenzahl m der Scheiben als bequem unterzubringen ist, so fügt man ein Rädervorgelege hinzu, z. B. nach Fig. 126.

Dann erhalten die Scheiben eine Stufenzahl $= \frac{m}{2}$, d. h. es muß für m eine durch 2 teilbare Zahl gewählt werden. Das Übersetzungsverhältnis der Räder $\frac{r_1}{R_2} \frac{r_2}{R_1}$ ergibt sich aus der Erwägung, daß nach Gl. 21

$$\frac{\frac{u_m}{2} + 1}{\frac{u_m}{2}} = \varphi, \text{ oder } \frac{\frac{u_m}{2} + 1}{u_m \frac{r_1}{R_1} \frac{r_2}{R_2}} = \varphi \text{ ist, zu}$$

$$\frac{r_1}{R_1} \frac{r_2}{R_2} = \frac{1}{\varphi^2} \frac{m}{2} \dots \dots \dots \mathbf{24}$$

Bedeutet n die minutliche Umdrehungszahl der treibenden Welle, so folgt aus dem Vorstehenden

$$n = \frac{u_m}{\sqrt{\varphi^m - 1}} \dots \dots \dots \mathbf{25}$$

¹⁾ J. Pechan, Leitfaden des Maschinenbaues. 3. Abt. S. 116.

Mit Benutzung des Rädervorgeleges erhält man

$$n = \frac{u_m}{\sqrt{\frac{m}{\varphi^2} - 1}}$$

Das Verhältnis zweier Scheibenhalmesser ergibt sich

$$\frac{a_2}{a_{m-1}} = \sqrt{\varphi^{m-3}}$$

und ebenso

$$\frac{a_3}{a_{m-2}} = \sqrt{\varphi^{m-5}}$$

Bei dem Rädervorgelege erhält man

$$\frac{a_1}{\frac{a_m}{2}} = \sqrt{\frac{m}{\varphi^2} - 1}, \quad \frac{a_2}{\frac{a_m}{2} - 1} = \sqrt{\frac{m}{\varphi^2} - 3}, \quad \frac{a_3}{\frac{a_m}{2} - 2} = \sqrt{\frac{m}{\varphi^2} - 5} \quad \dots \quad \mathbf{26}$$

Beispiel. Bei einer Drehbank mit Vorgelege sollen die Geschwindigkeiten der getriebenen Welle eine geometrische Reihe bilden, deren äußerste Glieder in dem Verhältnis $\frac{u_1}{u_m} = \frac{6}{80}$ zueinander stehen. Wird $\varphi = 1,5$ angenommen, so

wird nach Gl. 23 $m = 1 + \frac{\lg \frac{80}{6}}{\lg 1,5} = 7,38$.

Wählt man $m = 8$, so wird nach Gl. 22

$$\varphi = \sqrt[7]{\frac{80}{6}} = 1,4478.$$

Die Umdrehungszahlen der getriebenen Welle ergeben sich hiermit zu

$$\begin{array}{cccccccc} u_1 & u_2 & u_3 & u_4 & u_5 & u_6 & u_7 & u_8 \\ 6 & 8,69 & 12,58 & 18,21 & 26,36 & 38,27 & 55,26 & 80,01 \end{array}$$

und n nach Gl. 25 zu

$$n = \frac{80,01}{\sqrt{1,4478^3}} = 45,93.$$

Für das Übersetzungsverhältnis der Räder erhält man nach Gl. 24

$$\frac{r_1}{R_1} \frac{r_2}{R_2} = \frac{1}{1,4478^4} \sim 0,228;$$

schließlich nach Gl. 26

$$\frac{a_1}{a_4} = \sqrt{1,4478^3} = 1,742 \text{ und } \frac{a_2}{a_8} = \sqrt{1,4478} = 1,203.$$

Beträgt der Halbmesser der kleinsten Scheibe $a_4 = 80$ mm, so wird $a_1 = 80 \cdot 1,742 \sim 140$ mm.

Die Halbmesser a_2 und a_3 ergeben sich unter der bereits erwähnten Voraussetzung einer bei jedem Wechsel der Stufenscheiben konstanten Riemenlänge.

Die theoretische Riemenlänge ist, wenn noch e den Achsenabstand der beiden zusammengehörigen Stufenscheiben bedeutet,

$$L = \pi(a_1 + a_4) + 2\beta \frac{\pi}{180}(a_1 \mp a_4) + 2e \sqrt{1 - \left(\frac{a_1 \mp a_4}{e}\right)^2}$$

$$L \sim \pi(a_1 + a_4) + 2e + \frac{(a_1 \mp a_4)^2}{e},$$

worin das obere Vorzeichen für offene, das untere für gekreuzte Riemen gilt und der Winkel β in Graden auszudrücken ist, so daß

$$\sin \beta = \frac{a_1 \mp a_4}{e}$$

Für $e = 200$ cm ergibt sich im vorliegenden Falle (offener Riemen vorausgesetzt)

$$L = \pi(8 + 14) + 2 \cdot 1,75 \cdot \frac{\pi}{180} \cdot 6 + 400 \sqrt{1 - \frac{36}{200^2}} = 468,45 \text{ cm.}$$

Dann ist für $\varphi = \frac{u_3}{u_2} = \frac{a_2}{a_3} = 1,203$

$$a_3^2 (\varphi - 1)^2 + \pi (\varphi + 1) e a_3 + 2 e^2 = e L,$$

und nach Einsetzung der obigen Werte für φ , e und L

$$a_3 \sim 98 \text{ mm,}$$

ferner

$$a_2 = 98 \cdot 1,203 \sim 118 \text{ mm.}$$

Bei der Ausführung richtet man es gewöhnlich so ein, daß die aufeinander folgenden Halbmesser der Stufenscheibe eine arithmetische Reihe bilden.

Für den gekreuzten Riemen genügt die Erfüllung der Bedingung

$$a_1 + a_4 = a_2 + a_3,$$

d. h. die Summe je zweier zusammengehöriger Halbmesser muß bei miteinander arbeitenden Stufenscheiben konstant sein.

c) Seilbetrieb.

Die zur Bewegungs- bzw. Kraftübertragung von einer Welle auf eine andere dienenden Seile werden zumeist aus Eisen oder Gußstahl, Hanf und Baumwolle gefertigt. Dementsprechend unterscheidet man Drahtseil-, Hanfseil- und Baumwollseilbetrieb.

1. Drahtseilbetrieb.

Derselbe eignet sich zur Kraftübertragung auf größere Entfernungen, doch sollen die treibende und die getriebene Welle möglichst in derselben wagerechten und genau in derselben lotrechten Ebene liegen.

Da nach Früherem (S. 143) die erforderlichen Seilspannungen S_1 und S_2 durch das Eigengewicht des zwischen den Triebrollen hängenden Seilstückes hervorgebracht werden, ist damit ein geringster Wellenabstand bedingt. Derselbe soll mindestens 16 m, wenn möglich nicht unter 20 m betragen. Nur geringe Kräfte lassen sich mit Scheiben von verhältnismäßig großem Durchmesser noch bei 13 m Entfernung übertragen. Die andere Grenze für den Wellenabstand zweier Triebrollen liegt bei etwa 125 m. Bei noch größeren Entfernungen der beiden Wellen ist das Seil, zumal das gezogene Seilstück, durch Tragrollen (Fig. 127) (in höchstens 80 bis 125 m Entfernung) zu stützen, oder man ordnet in kleineren Entfernungen (≤ 100 m) zweirillige Zwischenrollen an (Fig. 128). Das untere Seilstück sei das ziehende. Wechsel der Seilrichtung kann durch Leitrollen oder durch Einschaltung eines Kegelräderpaares erzielt werden. Letztere Anordnung ist vorzuziehen.

Die Seildurchsenkung beträgt für je 100 m Wellenabstand beim ziehenden Seilstück etwa 1,5 m, beim gezogenen etwa 3 m. Der Längenänderung des Seiles durch Temperaturwechsel (etwa ± 25 mm für je 100 m Seillänge in bezug auf die Mitteltemperatur, bei einem gesamten Temperaturunterschiede von 40°) ist beim Auflegen des Seiles bzw. bei der Herstellung der Pfeilhöhe y_0 im Ruhezustand desselben die nötige Beachtung zu schenken.

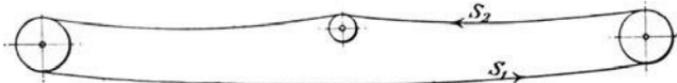


Fig. 127.

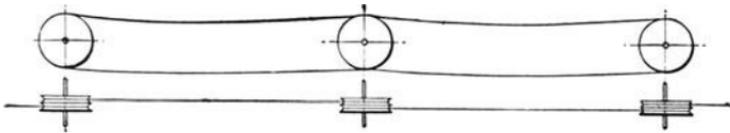


Fig. 128.

Das Drahtseil besteht aus einer Anzahl Litzen (Strähne), die schraubenförmig um eine gemeinsame Hanfseele angeordnet sind. Jede Litze ist aus Drähten zusammengesetzt, die ebenfalls schraubenförmig eine zugehörige Hanfseele umgeben. An Stelle der Hanfseelen treten bei Seilen für große Wellenabstände und große Seilscheiben auch solche aus weichem ausgeglühtem Eisendraht.

Aus den nachstehenden Tabellen sind gangbare Abmessungen der Triebwerk-Drahtseile, ihre Zusammensetzung und ihre Gewichte zu entnehmen.

Triebwerkdrahtseile von Felten & Guilleaume in Mülheim (Rhein).

I.

Für normale Seilscheibendurchmesser: $D = 150 d$ bis $175 d$.

Durchmesser des Seiles mm	Zahl der Drähte im Seile		Ungefährtes Gewicht des Seiles kg/ld. m	Durchmesser des Seiles mm	Zahl der Drähte im Seile		Ungefährtes Gewicht des Seiles kg/ld. m
	Stück	mm			Stück	mm	
9	36	1,0	0,26	18	48	1,6	0,91
10	42	1,0	0,31	20	48	1,8	1,15
11	36	1,2	0,38	22	54	1,8	1,30
12	42	1,2	0,45	24	60	1,8	1,46
13	36	1,4	0,51	26	60	2,0	1,80
14	42	1,4	0,61	28	66	2,0	2,00
15	48	1,4	0,70	30	72	2,0	2,20
16	42	1,6	0,79				

II.

Für kleine Seilscheibendurchmesser: $D = 120 d$ bis $150 d$.

Durchmesser des Seiles mm	Zahl der Drähte im Seile		Un- gefährtes Gewicht des Seiles kg/lfd. m	Durch- messer des Seiles mm	Zahl der Drähte im Seile		Un- gefährtes Gewicht des Seiles kg/lfd. m
	Stück	mm			Stück	mm	
11	48	1,0	0,36	22	80	1,4	1,20
12	54	1,0	0,40	24	88	1,4	1,33
13	60	1,0	0,45	26	80	1,6	1,56
14	64	1,0	0,48	28	88	1,6	1,73
15	72	1,0	0,55	30	80	1,8	1,98
16	64	1,2	0,69	32	88	1,8	2,19
18	72	1,2	0,79	34	96	1,8	2,41
20	80	1,2	0,88	37	96	2,0	2,97

III.

Eisendraht (statt Hanf) in den Litzen.

(Nur für große Wellenabstände und große Seilscheiben.)

Kleinster zulässiger Seilscheiben- durchmesser mm	Drahtdicke mm	Durchmesser des Seiles mm	Zahl der Drähte im Seile	Ungefährtes Gewicht des Seiles kg/lfd. m	Kleinster zulässiger Seilscheiben- durchmesser mm	Drahtdicke mm	Durchmesser des Seiles mm	Zahl der Drähte im Seile	Ungefährtes Gewicht des Seiles kg/lfd. m
1100	1,1	7,5 10 12 13	24 42 49 56	0,22 0,38 0,45 0,51	1600	1,6	11 15 17 19	24 42 49 56	0,46 0,81 0,96 1,08
1200	1,2	8,5 11 13 14	24 42 49 56	0,26 0,46 0,54 0,60	1700	1,7	12 16 18 20	24 42 49 56	0,52 0,92 1,08 1,21
1300	1,3	9 12 14 15	24 42 49 56	0,30 0,54 0,63 0,71	1800	1,8	13 17 19 21	24 42 49 56	0,58 1,03 1,22 1,36
1400	1,4	10 13 15 17	24 42 49 56	0,35 0,62 0,74 0,82	2000	2,0	14 19 21 23	24 42 49 56	0,72 1,27 1,50 1,68

Die Arbeitsverluste beim Drahtseilbetriebe bestehen im wesentlichen in der Zapfenreibung der Rollenachsen und in der Steifigkeit des Seiles.

Diese Verluste können unter Umständen erhebliche Beträge ausmachen. Sie sind z. B. an dem Seilbetriebe von Oberursel mit 8 Zwischenstationen durch direkte Messungen zu 13,9% der übertragenen Höchstleistung von 104 PS ermittelt worden¹⁾.

Der verhältnismäßige Geschwindigkeitsverlust infolge des Gleitens des Seiles auf der Scheibe beträgt schätzungsweise für neue Drahtseile mit $k = 350 \text{ kg/qcm}$ und $E = 700\,000 \text{ kg/qcm}$

$$\mathfrak{B}_g = \frac{350}{700\,000} \cdot 1,5 = 0,00075, \text{ d. i. } 0,075\% = \sim \frac{1}{13}\%,$$

also weit weniger als der entsprechende Wert beim Riemenbetrieb (s. S. 148). Es kann deshalb dieser Verlust bei Bestimmung des Übersetzungsverhältnisses vernachlässigt werden.

Nach Grove beträgt der verhältnismäßige Arbeitsverlust beim Drahtseilbetriebe für jede Scheibe $\sim 1,5\%$.

a) Berechnung der Drahtseile.

Die Drähte haben außer der von der Seilspannung S_1 herrührenden Normalspannung σ_z noch die durch das Umschlingen der Scheibe hervorgerufene Biegungsspannung σ_b aufzunehmen.

Bezeichnet

d den Durchmesser des Seiles in cm,

δ die Drahtdicke in cm,

i die Drahtzahl,

c_1 (in kg/qcm) einen Koeffizienten,

so folgt unter Beibehaltung der bereits früher (S. 139 u. f.) gebrauchten Bezeichnungen

$$\sigma_z = \frac{S_1}{i \frac{\pi}{4} \delta^2}$$

und unter Annahme einer Gesamtbeanspruchung des Seiles

$$k_z = \sigma_z + \sigma_b = 1050 \text{ kg/qcm},$$

für den Mittelwert $D = 2000 \delta$ und $E = 2\,000\,000 \text{ kg/qcm}$ aus

$$\sigma_b = \left(\frac{3}{8} E\right) \frac{\delta}{D}$$

die durch S_1 im Seile hervorgerufene mittlere Normalspannung

$$\sigma_z = 675 \text{ kg/qcm}.$$

Hiermit ergibt sich unter der Voraussetzung

$$i \frac{\pi}{4} \delta^2 = 0,42 \frac{\pi}{4} d^2 \text{ (Metallquerschnitt des Seiles)}$$

$$S_1 = \sigma_z f = 675 \cdot 0,42 \frac{\pi}{4} d^2 = 223 d^2 = c_1 d^2.$$

Es ist ferner im Mittel: $q = 0,35 d^2$, $\mu = 0,25$ (für ausgelederte Scheiben), $d = 2,8$, also $e^{\mu} \sim 2$, so daß aus den Gl. 16 (S. 141) folgt

$$P = 0,5 \left(c_1 - 0,35 \frac{v^2}{g} \right) d^2,$$

¹⁾ F. Reuleaux, Der Konstrukteur, 4. Aufl., S. 823.

also für $v = 25$ m/sek. (Mittelwert bei Übertragung größerer Kräfte),
 $g = 9,81$ und $c_1 = 223$ sich ergibt

$$P \approx 100 d^2 \dots \dots \dots \mathbf{27}$$

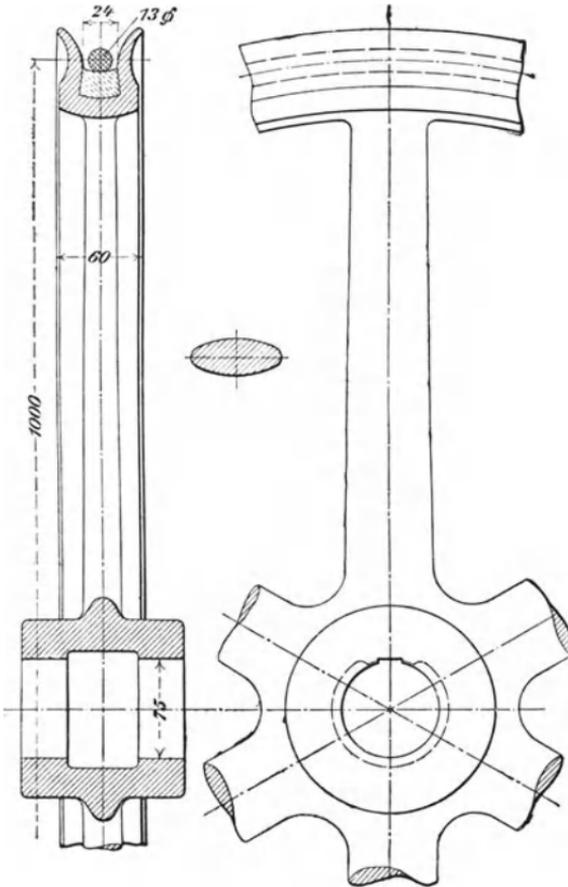


Fig. 129.

Dieser Wert für P gilt nur unter den vorstehenden Voraussetzungen. Für kleine Scheibendurchmesser, geringe Achsenabstände und ebenso für nicht ausgefüllte Scheiben ist P kleiner zu nehmen. Sind N , v und n bekannt, so folgt mit Benutzung der Gl. 27 aus $Pv = 75 N$

$$d^2 = \frac{3 N}{4 v}$$

und mit $D = 200 d$

$$d \cong \sqrt[3]{\frac{45 N}{2 \pi n}} = 1,93 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

Für das gezogene Seilstück wird (unter den vorstehenden Bedingungen) nach Gl. 16

$$S_2 = 100 d^2 + 0,35 \frac{25^2}{9,81} d^2 = \sim 123 d^2,$$

so daß das Seil mit einer Spannung

$$S_0 = \frac{S_1 + S_2}{2} = 173 d^2$$

aufgelegt werden muß.

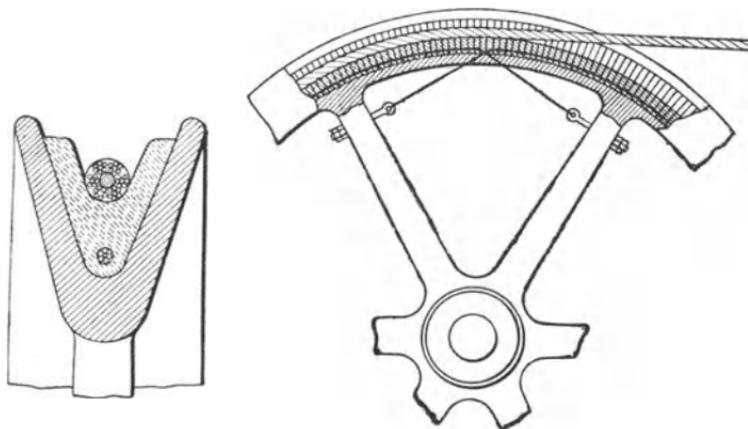


Fig. 130.

Die Pfeilhöhe des Seiles im Ruhezustande würde dann — vorausgesetzt, daß die Arbeitsverluste (infolge der Zapfenreibung und der Seilsteiifigkeit), ferner der Einfluß des Temperaturwechsels entsprechende Berücksichtigung gefunden hätten — für $x = 50$ m nach Gl. 19 S. 142 betragen

$$y_0 = \frac{0,35 d^2 50^2}{2 \cdot 173 d^2} = 2,529 \text{ m.}$$

β) Drahtseilscheiben.

Man nimmt den Durchmesser der Seilscheiben — gleichgültig ob getriebene oder treibende Scheibe — und den Durchmesser der Zwischenrollen mit Rücksicht auf die Betriebsdauer des Seiles

$$D \cong 150 d \text{ bis } 175 d.$$

Der Durchmesser der Tragrollen wird $= 0,8 D$ gewählt. n ($= 100$ bis 130) und D sind so zu wählen, daß bei Übertragung geringerer Kräfte die Seilgeschwindigkeit $v = 6$ bis 10 m/sek, bei größeren Kräften $v = 20$ bis 30 m/sek. wird.

Die Rillen des gußeisernen Scheibenkranzes werden in der Regel mit Leder, seltener mit Hanf, Guttapercha oder Holz ausgefüllert.

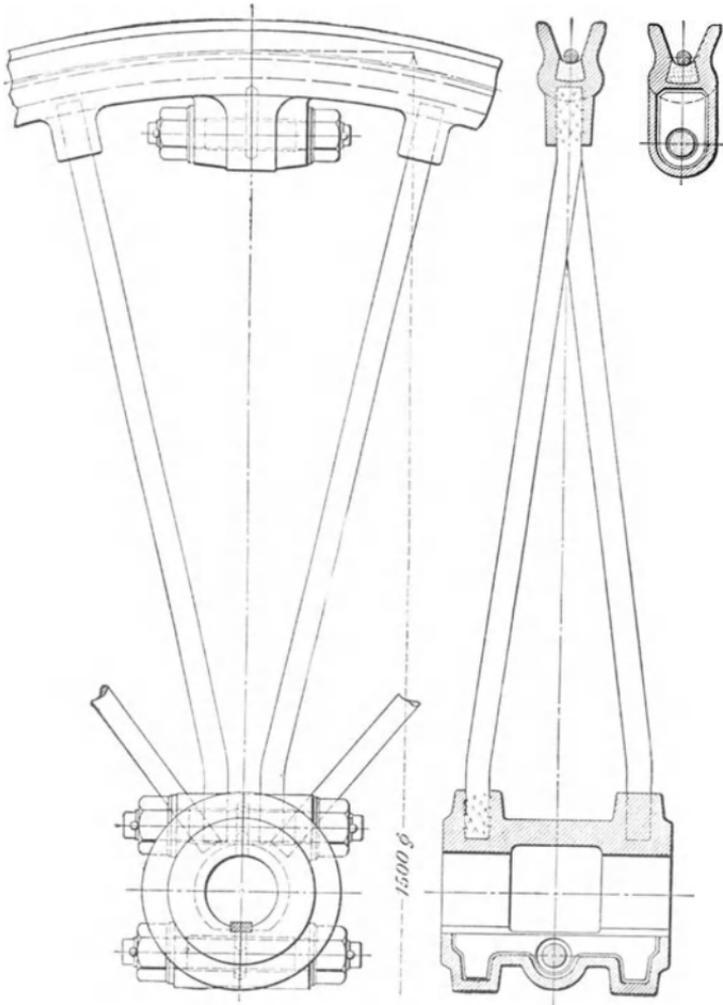


Fig. 131.

Fig. 129 zeigt eine Drahtseilscheibe von 1000 mm Durchmesser mit eingelegten schwalbenschwanzförmigen Lederplättchen für einfache Rille.

Bei der Fig. 130 ersichtlichen Drahtseilscheibe von G. Heckel in St. Johann-Saarbrücken werden der Form der Kranzrille angepaßte Lederplättchen durch eine Drahtlitze gehalten, deren beide Enden mittels Ösenschrauben an Armen der Scheibe befestigt sind.

Größere Scheiben werden zweiteilig gegossen und in gleicher Weise, wie bei Riemenscheiben und Zahnrädern erörtert wurde, miteinander verbunden. Zuweilen bestehen nur Kranz und Nabe aus Gußeisen und es sind die aus Rundeisen hergestellten Arme in diese Teile eingegossen, wobei die Rundstäbe aufgeraut und verzinkt werden (Fig. 131) oder aber eingedrehte Ringnuten erhalten. An Stelle der massiven Rundstäbe finden auch gezogene Röhren (z. B. Gasrohre) als Arme Verwendung.

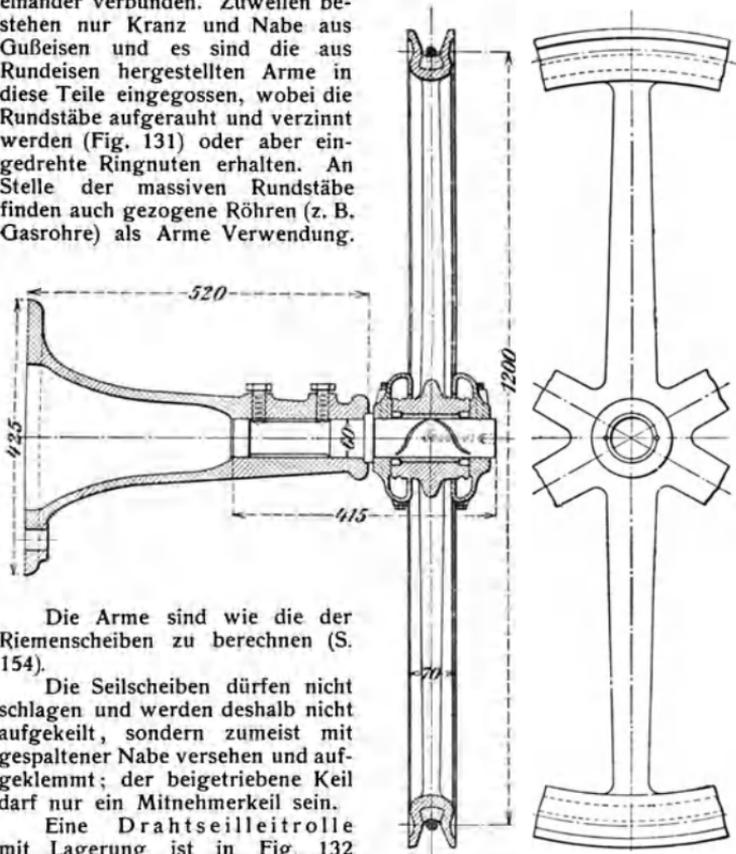


Fig. 132.

Die Arme sind wie die der Riemenscheiben zu berechnen (S. 154).

Die Seilscheiben dürfen nicht schlagen und werden deshalb nicht aufgekeilt, sondern zumeist mit gespaltener Nabe versehen und aufgeklemmt; der beigetriebene Keil darf nur ein Mitnehmerkeil sein.

Eine Drahtseilleitrolle mit Lagerung ist in Fig. 132 wiedergegeben.

2. Hanfseilbetrieb.

Derartige Betriebe kommen zumeist als solche mit Dehnungsspannung, in neuerer Zeit mehr und mehr auch als solche mit Belastungsspannung zur Ausführung.

Sind im ersteren Falle (Dehnungsspannung) die erforderlichen Spannungen S_1 und S_2 des Seiles durch straffes Anspannen desselben

allein nicht zu erreichen, so muß noch für genügende Pfeilhöhe des durchhängenden Seiles gesorgt werden. In der Regel erfolgt beim Hanfseilbetriebe die Kraftübertragung durch mehrere, auf einer gemeinsamen Scheibe nebeneinander liegende Seile von höchstens 50 bis 55 mm Durchmesser, die dann, je nach Bedürfnis, die Kraft wieder gesondert abgeben können.

Bei größeren Entfernungen der zu übertragenden Kräfte werden auch hier Zwischenrollen oder Tragrollen in 20 bis 25 m Abstand, ähnlich wie bei Drahtseilen (s. d.), angeordnet.

Das Hanfseil besteht meist aus drei Litzen, deren jede aus einer größeren Zahl schraubenförmig gewundener Fäden zusammengesetzt ist. Als Rohmaterial wird hauptsächlich badischer Schleißhanf und Manillahanf verwendet. Seile aus badischem Schleißhanf sind biegsamer und fester als aus Manillahanf.

Ist d der Seildurchmesser und δ der Litzendurchmesser, so ist $d \sim 2,2 \delta$, mithin der Gesamtquerschnitt der Litzen etwa nur das 0,62fache der Fläche $\frac{\pi}{4} \delta^2$. Die Ganghöhe der Litzenschraubenlinien beträgt im Mittel etwa 5δ .

Gangbare Abmessungen und Gewichte von Treib-Hanfseilen ergeben sich aus der folgenden Zusammenstellung.

Treib-Hanfseile

der Mannheimer Dampfseilerei A.-G. vorm. L. Wolff in Mannheim.

Seilgewicht in kg/lfd. m.

Seildurchmesser in mm		25	30	35	40	45	50	55	60
Schleißhanfseile	in Patentdrehung, fest gedreht und fest geschlagen .	0,6	0,8	1,2	1,4	1,7	2,1	2,5	2,9
	in loser, leichter Drehung . . .	0,5	0,65	0,9	1,2	1,45	1,75	2,1	2,5
Manillahanfseile	in Patentdrehung, fest gedreht und fest geschlagen .	0,5	0,7	1,1	1,3	1,6	1,9	2,4	2,8
	in loser, leichter Drehung . . .	0,45	0,6	0,8	1,0	1,3	1,6	1,85	2,35

Die Leistungen von Treib-Hanfseilen bei verschiedenen Geschwindigkeiten und Beanspruchungen sind aus der nachstehenden Zusammenstellung der Mannheimer Dampfseilerei A.-G. vorm. L. Wolff zu entnehmen.

Seil- durch- messer mm	Ein Seil überträgt PS bei einer Beanspruchung von											
	6 kg/qcm			7 kg/qcm			8 kg/qcm			9 kg/qcm		
	Seil- geschwindigkeit m/sek			Seil- geschwindigkeit m/sek			Seil- geschwindigkeit m/sek			Seil- geschwindigkeit m/sek		
	10	15	20	10	15	20	10	15	20	10	15	20
30	5,5	9	11	7	10	14	8	12	16	8	12	16
35	8	12	16	9	13,5	18	10	15	20	11	16,5	22
40	10	15	20	12	17,5	24	13	20	26	14	21	28
45	12	18	24	15	22	28	17	25	34	19	28,5	38
50	16	25	32	18	27,5	36	20	30	40	24	36	48
55	20	30	40	22	33,5	44	25	37	50	28	42	56
60	23	35	46	26	40	52	30	45	60	34	51	68

Den Achsenabstand wählt man bei Betrieben mit Dehnungsspannung 6—8 m bis 40—50 m. Bei geringer Entfernung der Seilscheiben ist auf möglichste Elastizität der Seile, sowie auf geringe Belastung derselben Rücksicht zu nehmen; bei größerer Entfernung kann das Seil, ähnlich wie bei Drahtseilen, geteilt oder durch Tragrollen unterstützt werden.

Die Mittelebenen der treibenden und getriebenen Scheibe sollen möglichst in derselben lotrechten Ebene liegen. Das untere Seilstück sei das ziehende. Gegen die das Seil verkürzende Feuchtigkeit der Luft helfen reichliche Seildurchsenkungen.

Bei den Betrieben mit Belastungsspannung wird, zumal wenn die Kraftabgabe auf mehrere Wellenstränge erfolgt, ein endloses Seil über die verschiedenen Scheiben geführt, und zwar leitet man das Seil am besten nach jeder Umschlingung einer getriebenen Scheibe auf die gemeinsame treibende Scheibe zurück und schließlich über eine Spannrolle, die auf einem durch ein Belastungsgewicht gezogenen Wagen ruht. Das Seil wird also jedesmal entlastet, bevor es aufs neue Kraft überträgt, d. h. die Spannung im getriebenen (auflaufenden) Seil bleibt bei jeder Rillenumschlingung dieselbe. Hierdurch wird erreicht, daß fortwährend eine gleichmäßige, von nachteiligen Einwirkungen (Temperatur- und Feuchtigkeitswechsel) unabhängige Seilspannung vorhanden ist.

Derartige als Kreisseiltriebe bezeichnete Anordnungen sind auch für im Freien befindliche und für lotrechte Antriebe möglich.

Fig. 133 zeigt einen von der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei A.-G. in Penig ausgeführten Kreisseiltrieb für sieben in gleicher Höhe liegende Wellenstränge I bis VII.

Das von der schrägliegenden Spannrolle *S* kommende Seilstück läuft unten in die erste Rille der treibenden Scheibe *A*, sodann nach Scheibe *a* der Welle I, der zweiten Rille der Scheibe *A*, Scheibe *b* der Welle II, der dritten Rille der Scheibe *A*, Scheibe *c* der Welle III usw., schließlich von der Scheibe *g* des letzten Wellenstranges VII über die Leitrolle *B* nach der Spannrolle *S* zurück.

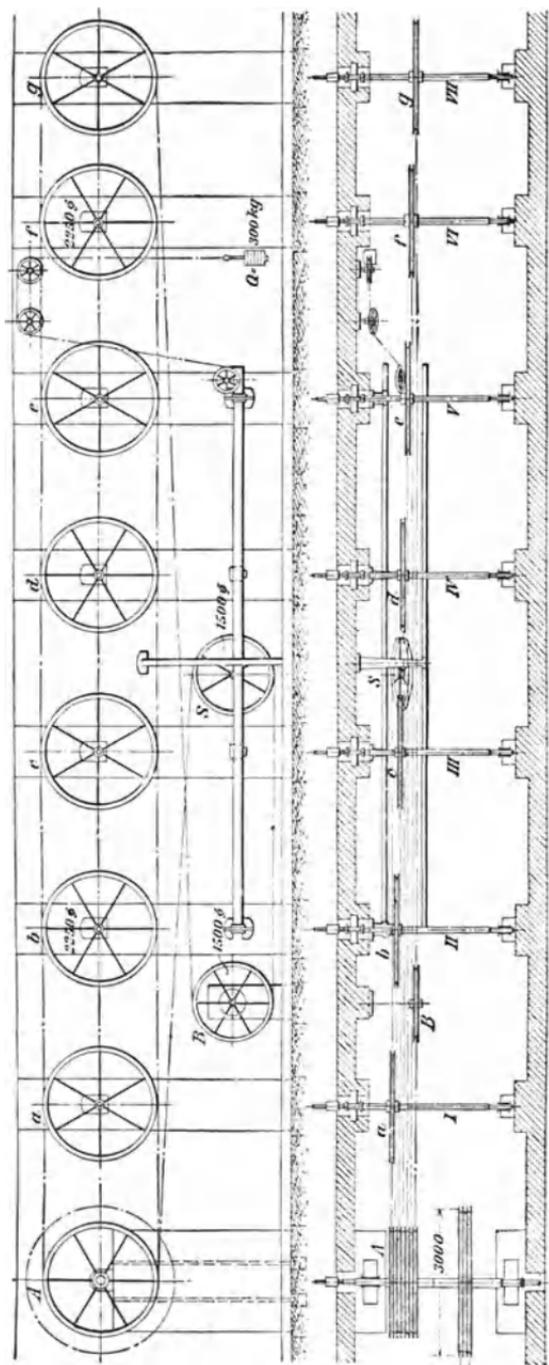


Fig. 133.

Berechnung. Die Wellenstränge I bis VI sollen je 16 PS, der letzte Wellenstrang nur 8 PS abgeben; es ist demnach

$$\Sigma N = 104 \text{ PS.}$$

Mit dem gewählten $v \sim 15 \text{ m/sek.}$ — der Scheibendurchmesser beträgt je 2,250 m, die Umlaufzahl 128 in der Minute — ergibt sich

$$\Sigma P = \frac{75 \Sigma N}{v} = \frac{75 \cdot 104}{15} = 520 \text{ kg}$$

und
$$P_1 = \frac{75 \cdot 16}{15} = 80 \text{ kg} = P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = P_6,$$

ferner
$$P_7 = \frac{75 \cdot 8}{15} = 40 \text{ kg.}$$

Somit erfordern die ersten sechs Wellenstränge den größten Zug Q an der Spannrolle.

Es folgt mit $e^{\mu\alpha} = 2,67$ (für $\alpha = \pi$ und einem Rillenwinkel von 45°)

$$\frac{Q}{2} = (e^{\mu\alpha} - 1) P_1 = 1,67 \cdot 80 \sim 135 \text{ kg.}$$

In der Ausführung ist $Q = 300 \text{ kg}$ gewählt, demnach ergibt sich die Beanspruchung des Seiles vom Durchmesser $d = 35 \text{ mm}$ zu

$$k_z = \frac{\Sigma P + \frac{Q}{2}}{0,62 \frac{\pi}{4} d^2} = \frac{520 + 150}{0,62 \frac{\pi}{4} 3,5^2} \sim 112 \text{ kg/qcm.}$$

Die Größe der Belastung Q des Spannragens ist nach den örtlichen und Betriebsverhältnissen zu bestimmen. Ruhiger, gleichmäßiger Betrieb erfordert geringere Belastung als ein stark schwankender — ebenso kann ein schräger oder lotrechter Trieb geringer belastet werden als ein wagerechter Trieb. Sobald das Seil eingelaufen ist, kann die Belastung verringert werden.

Bei Anordnung von Kreisseiltrieben ist ferner zu beachten, daß das gezogene Seil über die Spannrolle geführt und das Seil möglichst in derselben Richtung gebogen wird; auch empfiehlt es sich, Scheiben von großem, dagegen Seile von kleinem Durchmesser zu verwenden.

Einen Winkel-Kreisseiltrieb der vorgenannten Firma zeigt Fig. 134. Derselbe überträgt mit sechs Seilen von je 50 mm Durchmesser 250 PS von einer Welle mit 160 minutlichen Umdrehungen auf eine zu dieser im rechten Winkel liegenden Welle, die ~ 250 minutliche Umdrehungen ausführt. Die Seilscheiben haben 2800 bzw. 1800 mm, die beiden sechsrilligen Leitrollen je 1800 mm Durchmesser.

In neuerer Zeit werden von der Quadratseilfabrik „Patent Beck“ in Mannheim gefertigte quadratisch geflochtene Hanfseile häufig angewendet. Als wesentliche Vorteile derselben, gegenüber den Rundseilen, werden neben größerer Biegsamkeit und geringerer Dehnbarkeit hervorgehoben, daß sie während des Betriebes stets in der gleichen Lage bleiben und sich nicht drehen, wodurch die Abnutzungen von Seil und Seilrille geringer und die mit der Drehung verbundenen

Arbeitsverluste vermieden werden. Da sie schon vor dem Auflegen auf die Scheiben gestreckt werden und zusammengehörige Seile sich von durchaus gleichmäßiger Stärke und Länge herstellen lassen, fallen die Gleitverluste geringer aus als bei Rundseilen.

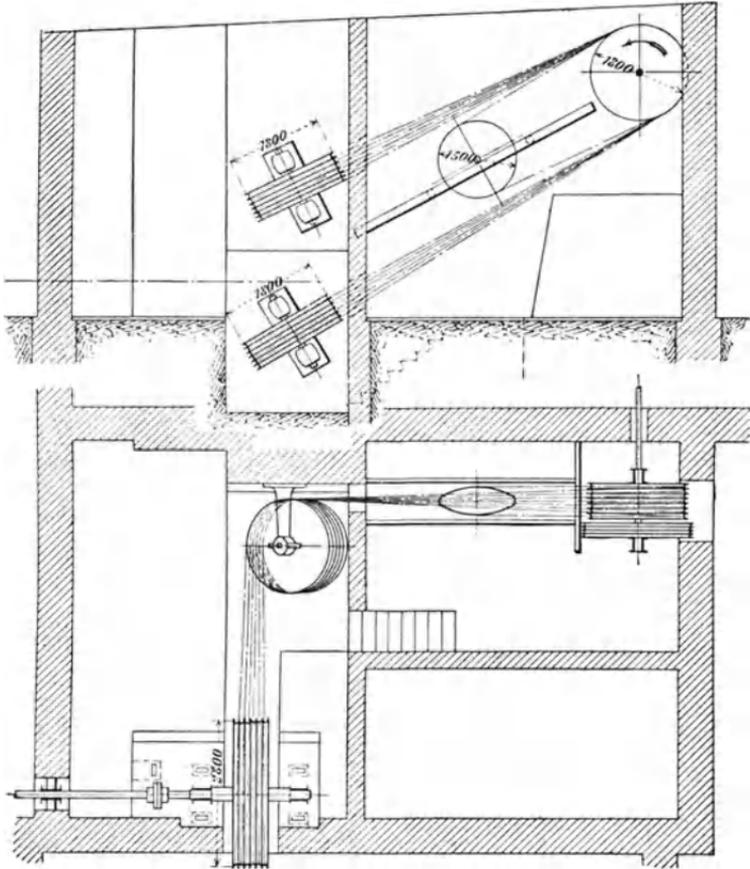


Fig. 134.

Die nachstehende Tabelle gibt einen Anhalt über die Anwendung dieser Seile. Am meisten werden solche von 45 mm Stärke (Seitenlänge des dem Seilquerschnitt umschriebenen Quadrates) verwendet.

Die genannte Firma empfiehlt mit Rücksicht auf Abnutzung die Beanspruchung des Seilquerschnittes nicht größer als 7 kg/qcm zu nehmen.

Quadratseile „Patent Beck“.

Seil			Kleinsten Scheiben- durchmesser	Ein Seil überträgt PS bei einer Beanspruchung von								
Stärke mm	Quer- schnitt qcm	Ge- wicht ca. kg/lfd. m		6 kg/qcm			7 kg/qcm			8 kg/qcm		
				Seil- geschwindigkeit m/sek			Seil- geschwindigkeit m/sek			Seil- geschwindigkeit m/sek		
				10	15	20	10	15	20	10	15	20
25	6,25	0,50	375	5,0	7,4	10,0	5,7	8,6	10,4	7,0	10,5	14,0
30	9,00	0,80	450	7,0	10,5	14,0	8,4	12,6	16,8	9,6	14,4	19,2
35	12,25	1,00	700	10,0	14,6	20,0	11,3	17,0	22,6	13,0	19,5	26,0
40	16,00	1,35	800	13,0	19,0	26,0	15,0	22,5	30,0	17,0	25,5	34,0
45	20,25	1,65	900	16,0	24,0	31,0	19,0	28,5	38,0	21,5	32,2	43,0
50	25,00	2,00	1100	20,0	30,0	40,0	23,3	35,0	46,5	26,6	40,0	53,2
55	30,25	2,50	1400	24,0	36,0	48,0	28,3	42,5	56,5	32,4	48,0	64,0

Besondere Rillen sind für die Quadratseile im allgemeinen nicht erforderlich.

Als Arbeitsverluste beim Hanfseilbetrieb kommen die Widerstände der Zapfenreibung und der Seilsteifigkeit, ferner die hier unter Umständen sehr beträchtlichen Gleitverluste des Seiles in Betracht.

Der Zapfendruck $2 S_0$ ist in entsprechender Weise wie beim Riemen zu beurteilen — er steigert sich bei einem neu aufgelegten Seile bis $40 d^2$ (d = Seildurchmesser in cm) und darüber.

Der verhältnismäßige Arbeitsverlust infolge der Seilsteifigkeit kann für mittlere Verhältnisse zu etwa 4 bis 5% angenommen werden.

Der Gleitverlust ist erheblich höher als beim Riemenbetriebe und kann nicht wie dort vernachlässigt werden, zumal nicht bei Antrieben mit einer größeren Anzahl von Hanfseilen. Es ist beinahe unmöglich, nebeneinander liegende Seile gleich straff aufzuziehen, auch immer Seile von gleichen Abmessungen und infolgedessen gleicher Dehnbarkeit während des Betriebes zu erhalten. Beide Übelstände haben Gleitverluste zur Folge. Bei größerer Seilzahl können diese letzteren bis zu etwa 10% der übertragenen Höchstleistung ausmachen. Mit der Verwendung von Quadratseilen anstatt der Rundseile lassen sich, wie schon bemerkt, die Gleitverluste verringern.

α) Berechnung der Hanfseile.

Für wagerechten oder nur wenig schiefen Betrieb und unter normalen Verhältnissen (genügender Achsenabstand, nicht zu bedeutender Wechsel in der Größe von P , vorzüglichem Material etc.) kann für mittlere Geschwindigkeiten von etwa $v = 15$ bis 20 m/sek gesetzt werden

$$P = 3 d^2 \text{ bis } 4 d^2, \quad D \geq 30 d \text{ und } \alpha \geq 2,5;$$

$$P = 5 d^2 \text{ bis } 6 d^2, \quad D \geq 50 d \text{ und } \alpha \geq 3.$$

Für größere Geschwindigkeiten bis etwa $v = 30$ m/sek und darüber kann bei Verwendung großer Scheiben und unter sonst günstigen Verhältnissen mit P bis $9 d^2$ gegangen werden. Die vorstehenden Zahlenwerte gelten für Betriebe mit Dehnungsspannung; für solche mit Belastungsspannung können dieselben unter sonst gleichen Verhältnissen um etwa ein Viertel höher gewählt werden.

Mit z Seilen folgt aus

$$P z v = 75 N \text{ und } P = 6 d^2 \text{ bis } 3 d^2$$

$$z d^2 = 12,5 \frac{N}{v} \text{ bis } 25 \frac{N}{v}.$$

Für $P = 4,5 d^2$, $q = 0,075 d^2$, $v = 20$ m/sek, $e^{uu} \sim 2$ (Rille keilförmig nach Fig. 135, S. 177) wird nach Gl. 16 (S. 141)

$$S_1 \sim 12 d^2 \text{ und } S_2 \sim 7,6 d^2,$$

demnach

$$S_0 \sim 9,8 d^2.$$

Für eine Scheibe mit $D = 60$ cm wird bei $P = 4,5 d^2$ und z Seilen

$$75 N = P z \frac{\pi D n}{100 \cdot 60} = 4,5 d^2 z 0,6 \pi d \frac{n}{60},$$

also

$$z = \frac{5000 N}{3 \pi n d^3} \sim 530 \frac{N}{n d^3}.$$

In der Regel werden bei Anlagen bis zu fünf Seilen ein Seil, bei größeren Anlagen zwei bis drei Seile mehr genommen, als die vorstehende Gleichung erfordert.

β) Hanfseilscheiben.

Den Scheibendurchmesser runder Hanfseile wählt man für die kleinere von zwei zusammenarbeitenden Scheiben

$$D = 30 d \text{ bis } 50 d.$$

Die größere Scheibe ist in der Regel die treibende.

Quadratische Seile arbeiten auch bei kleineren Scheiben noch günstig (s. Angaben in der Tabelle über Quadratseile „Patent Beck“ S. 175).

Die Rillen sollen möglichst glatt, mit gleichem Durchmesser und Querschnitte gedreht sein.

Für die Treib- und Zwischenrollen wählt man die Rillenform nach Fig. 135, wobei d der Seildurchmesser in mm und $\text{tg } \beta = \frac{8}{20}$ bis $\frac{9}{20}$ oder $2\beta \sim 45^\circ$; die Tragrollen erhalten eine auf dem Grunde nach dem Durchmesser d kreisförmig ausgedrehte Rille (Fig. 136).

Fig. 137 zeigt eine zweirillige, zwischen den Armen geteilte Hanfseilscheibe von 1100 mm Durchmesser der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau, Fig. 138 eine fünf- bzw. achtrillige, in den Armen geteilte derartige Scheibe mit einem bzw. mit zwei Armsternen des Eisenwerkes Wülfel in Wülfel vor Hannover. Eine aus zwei, je zwischen den Armen geteilten Scheiben zusammengesetzte, gleichzeitig als Schwungrad dienende Hanfseilscheibe von 6000 mm Durchmesser und 2380 mm gesamter Breite für 36 je 50 mm

dicke Seile läßt Fig. 139 erkennen. Jede einzelne Scheibe ist mit zwei konzentrischen Kranzverstärkungsrippen versehen, die mit den Armen

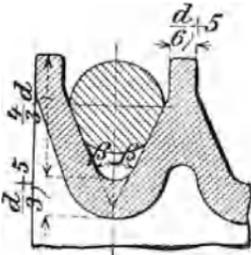


Fig. 135.

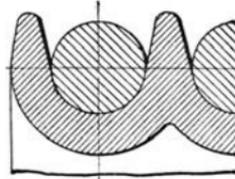


Fig. 136.

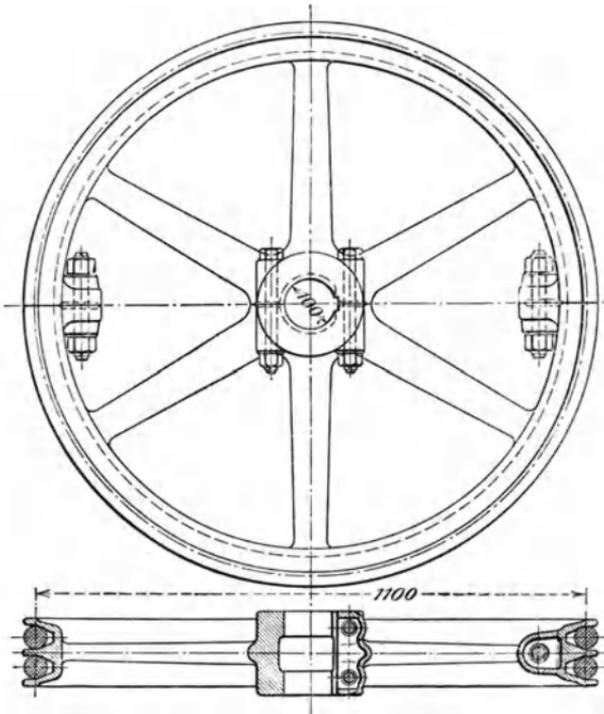


Fig. 137.

durch kurze radiale Rippen verbunden sind. In den Zahnkranz der einen Scheibe greifende Klinken eines Schaltwerkes ermöglichen die Drehbewegung des Rades.

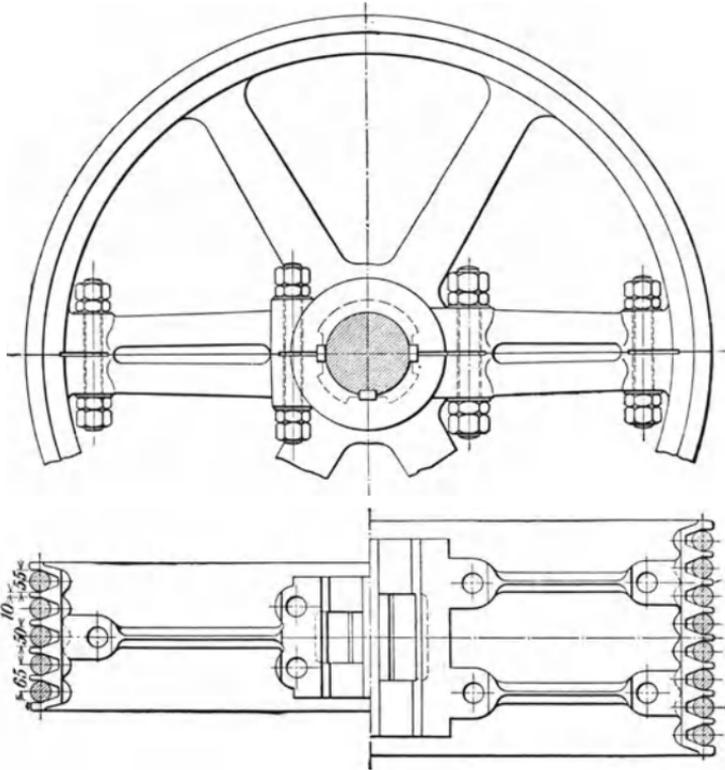


Fig. 138.

Nachstehende Tabelle gibt die Gewichte gußeiserner Hanfseilscheiben mit 1 bis 10 Rillen für Seile von 45 mm Durchmesser.

Gewichte gußeisener Hanfseilscheiben in kg.
Berlin-Anhaltische Maschinenbau-A.-G. in Dessau.

Die oberen Zahlen gelten für ungeteilte, die unteren für geteilte Scheiben.

Scheibendurchmesser mm	Anzahl der Rillen für 45 mm Seildurchmesser									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1000	85	160	233	305	375	465	535	604	672	740
	95	175	253	325	405	505	575	644	722	790
1200	112	202	289	373	455	575	657	739	819	900
	127	217	309	393	485	615	697	779	869	950

Scheiben- durch- messer mm	Anzahl der Rillen für 45 mm Seildurchmesser									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1400	139	244	344	441	535	685	780	874	966	1060
	154	259	364	461	585	725	820	924	1016	1120
1600	167	288	403	514	622	802	910	1017	1123	1230
	182	308	423	534	652	842	950	1067	1173	1290
1800	196	334	466	593	716	926	1047	1168	1289	1410
	211	354	486	613	746	966	1097	1218	1339	1470
2000	225	380	529	672	810	1050	1185	1320	1455	1590
	245	400	549	702	850	1090	1235	1370	1505	1650
2200	257	432	601	762	918	1190	1343	1496	1649	1802
	277	452	621	792	958	1240	1393	1546	1709	1872
2400	289	484	672	853	1026	1330	1501	1672	1843	2014
	309	504	697	883	1066	1380	1551	1722	1903	2084
2600	320	538	748	950	1144	1480	1670	1862	2053	2243
	340	558	773	980	1184	1530	1720	1922	2113	2313
2800	350	594	829	1055	1272	1640	1853	2066	2278	2489
	370	614	854	1085	1322	1690	1903	2126	2338	2559
3000	380	650	910	1160	1400	1800	2035	2270	2504	2735
	405	680	940	1195	1450	1850	2085	2330	2564	2805

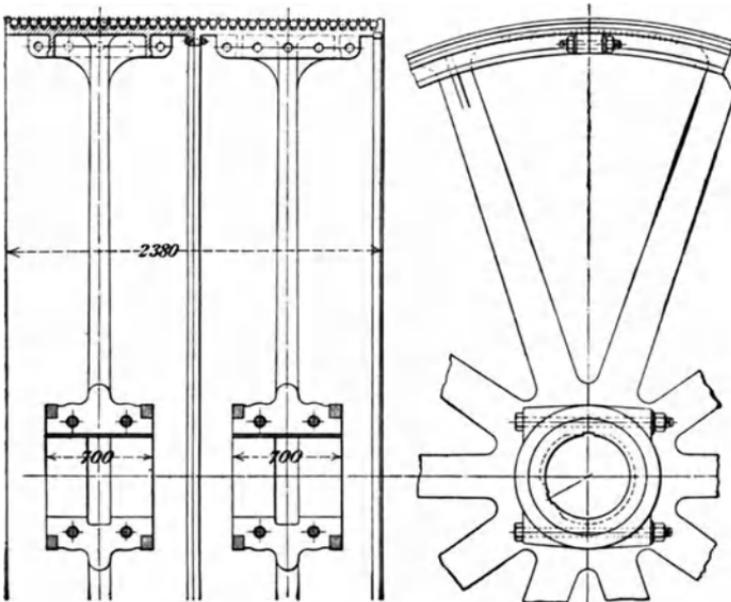


Fig. 139.

12 *

3. Baumwollseilbetrieb.

Bei Antrieben mit Baumwollseilen erfolgt die Kraftübertragung durch Dehnungsspannung wie beim Riemenbetriebe, es gilt demnach das dort Gesagte auch hier. Bei großen Seillängen sind Tragrollen anzuordnen. Zufolge der Geschwindigkeit und großen Elastizität der Baumwollseile kann der Rollendurchmesser und auch der Achsenabstand klein gewählt werden. Mit letzterem geht man auf das 1,5-fache der Scheibendurchmesser-Summe herunter.

Abmessungen und Gewichte gebräuchlicher Treib-Baumwollseile sind aus der nachstehenden Tabelle zu entnehmen.

Treib-Baumwollseile.

Felten & Guillaume in Köln (Rhein).

Seildurchmesser in mm	20	25	30	35	40	45	50	55
Seilgewicht in kg/lfd. m	0,280	0,470	0,670	0,930	1,200	1,500	1,850	2,100

Für den Antrieb von Schiebebühnen, Laufkränen etc. werden Baumwollseile in Stärken von 16 bis 22 mm verwendet.

Der Geschwindigkeitsverlust infolge des Gleitens des Seiles auf der Scheibe ist wegen des kleineren Wertes von E erheblich größer als bei Hanfseilen.

α) Berechnung der Baumwollseile.

Treib-Baumwollseile werden wie Hanfseile berechnet.

Bei Laufkränen kann gesetzt werden

$$P \approx 9 d^2, \text{ für } D \leq 30 d,$$

so daß bei $v_{\max} = 25$ m/sek und dem gebräuchlichen $d = 16$ mm

$$\frac{9 \cdot 1,6^2 \cdot 25}{75} = \sim 8 \text{ PS}$$

übertragen werden können.

β) Baumwollseils heiben.

Den Durchmesser der Seilscheiben wählt man

$$D = 20 d \text{ bis } 30 d.$$

Die Treibrollen erhalten Rillen nach Fig. 135; bei Rollen für Laufkrane pflegt man den Winkel β etwa 15° zu nehmen.

Die Leitrollen werden mit Rillen nach Fig. 136 versehen.

D. Zapfen.

Je nachdem der Zapfendruck senkrecht zur Längsachse des Zapfens oder aber in Richtung derselben wirkt, unterscheidet man Trag- und Spurzapfen. Erstere werden als Stirnzapfen bezeichnet, wenn sie das Ende einer Welle bilden; anderenfalls heißen sie Halszapfen.

Bei Bestimmung der Zapfenabmessungen kommen in Betracht:

- die Festigkeit (Sicherheit gegen Abbrechen);
- der Flächen Druck zwischen Zapfen und Lager (Sicherheit gegen das Anfressen der Gleitflächen);
- die Reibungsarbeit (Sicherheit gegen das Heißlaufen).

Es bezeichne

- P den größten Zapfendruck in kg,
- d den Durchmesser des Zapfens in cm,
- l die Länge des Zapfens in cm,
- W das Widerstandsmoment des Zapfenquerschnittes in ccm,
- k_b die zulässige Biegungsspannung des Materials in kg/qcm,
- k den zulässigen Flächendruck in kg/qcm.

a) Cylindrischer Tragzapfen (Fig. 140).

Die Rücksicht auf Festigkeit ergibt für den vollen Stirnzapfen (als eingemauerter Balken betrachtet, der eine gleichmäßig verteilte Last P trägt)

$$P 0,5 l = W k_b \sim 0,1 d^3 k_b \quad \mathbf{28}$$

und für den hohlen Stirnzapfen ($d_2 =$ äußerer, $d_1 =$ innerer Durchmesser)

$$P 0,5 l = W k_b \sim 0,1 \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} k_b.$$

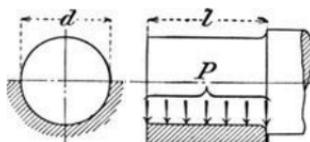


Fig. 140.

In den meisten Fällen wechselt die Krafrichtung, so daß nach der Belastungstabelle auf S. 43 für die zulässige Biegungsspannung zu setzen ist

für Flußstahl	für Fluß- und Schweißstahl
$k_b = 400$ bis 500 kg/qcm,	300 bis 400 kg/qcm,
für Gußeisen	für Stahlguß
150 bis 250 kg/qcm,	250 bis 350 kg/qcm.

Wechselt die Beanspruchung nicht vollständig, so können entsprechend höhere Werte in Rechnung gestellt werden.

Mit Rücksicht auf die Größe des zulässigen Flächendruckes wird, wenn der Zapfen zur Hälfte vom Lager umschlossen ist,

$$P = k l d \text{ bzw. } k l d_2 \quad \dots \quad \mathbf{29}$$

Aus Gl. 28 und 29 folgt für den vollen Zapfen

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0,2 k_b}{k}} \quad \dots \quad \mathbf{30}$$

Die Schulterhöhe des Zapfens wählt man

$$l = \frac{1}{16} d + 0,5 \text{ cm bis } \frac{1}{10} d + 0,5 \text{ cm.}$$

Für die Wahl des Flächendruckes k sind außer dem Material des Zapfens und der Lagerschale maßgebend die Güte der Ausführung, die Vollkommenheit der Schmierung, die Stärke der Wärmeentziehung, die minutliche Umdrehungszahl n bzw. die Umfangsgeschwindigkeit v des Zapfens u. s. w.

Für beständig in nachstellbaren Lagern umlaufende Zapfen kann der Flächendruck k unter gewöhnlichen Verhältnissen betragen:

- bei gehärtetem Tiegelstahl auf gehärtetem Tiegelstahl bis 150 kg/qcm,
- „ gehärtetem Tiegelstahl auf Bronze „ 90 „
- „ ungehärtetem „ „ „ „ 60 „

bei Flußeisen und Schweißeisen mit glatter dichter Oberfläche auf Bronze	bis 40 kg/qcm,
„ Schweißeisen mit nicht ganz reiner Oberfläche, oder Gußeisen auf Bronze	30 „
„ Schweißeisen mit nicht ganz reiner Oberfläche auf Gußeisen	25 „
„ Flußeisen und Schweißeisen auf Pockholz bei Wasserschmierung	25 „

Für Zapfen, die sich nicht beständig drehen, sondern nur schwingen, kann mit k erheblich höher gegangen werden. Für die aus Flußstahl gefertigten und auf Bronze laufenden Kurbel- und Kreuzkopfzapfen normaler Dampfmaschinen wählt man $k = 60$ bis 70 bezw. 75 bis 80 kg/qcm; bei Dampfmaschinen mit hoher Umdrehungszahl findet sich hierfür $k = 40$ bezw. 50 kg/qcm. Bei Schwungradwellenzapfen von Dampfmaschinen geht man nicht gern über $k = 15$ bis 16 kg/qcm. Für die Kurbelzapfen von Lochmaschinen und Scheren nimmt man $k \leq 200$ kg/qcm.

Damit der Zapfen nicht heiß läuft, ist erforderlich, daß die in Wärme übergeführte Zapfenreibrarbeit denjenigen Betrag nicht überschreitet, dessen gleichwertige Wärmemenge ohne Herbeführung einer unzulässigen Temperatur noch abgeleitet werden kann.

Unter der Annahme, daß die ganze Reibrarbeit A des Zapfens (in mkg/sek) sich in Wärme umwandelt, und ferner eine dem Produkte ld (in qcm) proportionale Wärmemenge abführbar ist, kommt obige Forderung darauf hinaus, daß die (spezifische) Reibrarbeit A_z in mkg/sek auf 1 qcm Zapfenprojektion für gleichartige und unter gleichen Verhältnissen arbeitende Zapfen einen zulässigen Wert nicht überschreitet, d. h.

$$A_z \leq \frac{A}{ld} = \frac{4}{\pi} \frac{\mu P_m}{60 \cdot 100} \frac{d \pi n}{ld} = \frac{\mu P_m n}{1500 l}$$

Wird gesetzt $\frac{1500 A_z}{\mu} = w,$

so folgt

$$l \geq \frac{P_m n}{w} \text{ oder } n \leq w \frac{l}{P_m}, \dots \dots \dots \mathbf{31}$$

worin n die minutliche Umdrehungszahl des Zapfens, P_m den mittleren Zapfendruck und w eine Erfahrungszahl bedeutet, die um so größer ausfällt, je kleiner die Reibung ist und je günstiger die Verhältnisse für die Wärmeableitung liegen.

Für die Kurbelzapfen, mit Stahl- oder Bronzelagern, bei denen beide Schalen durch den Luftzug gleichmäßig abgekühlt werden, ist $w = 40\,000$ (entsprechend $A_z = 1,33$ und $\mu = \frac{1}{20}$) und unter sehr günstigen Verhältnissen (d. h. bei kleinem l und k , Weißmetalllagern und vorzüglicher Schmierung) w bis 90 000 (entsprechend $A_z = 3$) zu wählen. Für die Schwungradwellenzapfen (Wärmeabfuhr nur durch die untere Lagerschale möglich, der kühlende Luftzug fehlt) ist $w = 15\,000$ bis 30 000 bei Bronzeschalen, und $w = 30\,000$ bis 45 000 bei Weißmetallschalen zu setzen. Durch Wasserkühlung läßt sich w noch erheblich steigern.

Die Berechnung des Zapfens ist in der Weise durchzuführen, daß zunächst aus Gl. 30 das Verhältnis $\frac{l}{d}$, dann mittels Gl. 29 die Größen d und l bestimmt werden. Befriedigt dieses l die Gl. 31, so können d und l beibehalten werden, anderenfalls ist l aus Gl. 31 zu ermitteln und hiermit aus Gl. 28 der Wert von d .

Beispiel. Es sollen die Abmessungen des Kurbel- und Kreuzkopfzapfens einer mit Auspuff arbeitenden Dampfmaschine (Cylinderdurchmesser $D = 40$ cm, Hub $s = 75$ cm, mittlere Einströmungsspannung des Dampfes $p = 6$ kg/qcm, mittlere Auströmungsspannung $p' = 1,3$ kg/qcm, minutliche Umdrehungszahl $n = 80$) bestimmt werden.

Mit dem Verhältnis der Kurbel- zur Schubstangenlänge 1 : 5 ergibt sich der Druck auf den Kurbelzapfen bei Nichtberücksichtigung des Kolbenstangenquerschnittes zu

$$\frac{\pi}{4} D^2 (p - p') \frac{1}{\cos 11^\circ 30'} = \frac{\pi}{4} 40^2 \cdot 4,7 \cdot \frac{1}{0,980} = \frac{5900}{0,980} \approx 6020 \text{ kg,}$$

während der Druck auf den Kreuzkopfzapfen 5900 kg beträgt.

Berechnung des Kurbelzapfens.

Mit $k_b = 500$ kg/qcm und $k = 60$ kg/qcm folgt aus Gl. 30

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0,2 \cdot 500}{60}} = \sqrt{1,67} \approx 1,3.$$

Hiermit ergibt sich aus Gl. 29 mit $P = 6020$ kg

$$\begin{aligned} 6020 &= 60 \cdot 1,3 d^2, \\ d &\approx 9 \text{ cm,} \\ l &= 1,3 \cdot d \approx 12 \text{ cm.} \end{aligned}$$

Aus Gl. 31 folgt mit $v = 40000$ und dem hier in Betracht kommenden mittleren Zapfendruck $P_m = 4600$ kg (entsprechend einem Füllungsverhältnis $\approx 0,5$)

$$l \geq \frac{4600 \cdot 80}{40000} = 9,2 \text{ cm,}$$

welche Forderung durch $l = 12$ cm erfüllt ist.

Berechnung des Kreuzkopfzapfens.

Dieser Zapfen wird als sog. Gabelzapfen nach Fig. 141 ausgeführt. Es ist mit Rücksicht auf Festigkeit

$$\frac{P l}{8} = 0,1 d^3 k_b,$$

ferner erfordert der Flächendruck

$$P = k l d.$$

Aus beiden Gleichungen folgt

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0,8 \cdot k_b}{k}}.$$

Mit $k_b = 400$ kg/qcm und $k = 80$ kg/qcm erhält man

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0,8 \cdot 400}{80}} = \sqrt{4} = 2.$$

Hiermit ergibt sich mit $P = 5900$ kg

$$\begin{aligned} 5900 &= 80 \cdot 2 d^2, \\ d &\approx 6,5 \text{ cm,} \\ l &= 2 d = 13 \text{ cm.} \end{aligned}$$

Es ist ohne weiteres ersichtlich, daß die Abmessungen des nur schwingenden Zapfens den Anforderungen in Bezug auf das Heißlaufen vollkommen Genüge leisten.



Fig. 141.

b) Kugelförmiger Tragzapfen (Fig. 142).

Derselbe wird zumeist als Kurbelzapfen in Fällen verwendet, in denen eine genaue Lagerung des Zapfens Schwierigkeiten bietet, z. B. bei den Treibstangen der Sägegatter. Bezeichnet d_1 den Kugeldurchmesser in cm, so gilt für Tiegelstahl auf Bronze

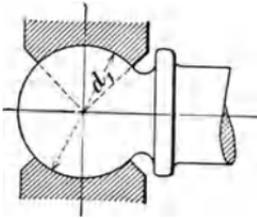


Fig. 142.

$$P = 40 d_1^2$$

und mit Rücksicht auf das Heißlaufen, sofern die ableitbare Wärme proportional $\frac{\pi}{4} d_1^2$ gesetzt werden darf

$$A_z \geq \frac{A}{\frac{\pi}{4} d_1^2} = \frac{\frac{4}{\pi} \mu l \frac{d_1 \pi n}{60 \cdot 100}}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \sim \frac{\mu P n}{1200 d_1}$$

Mit $\mu = \frac{1}{20}$ und $A_z = \frac{5}{4}$ wird

$$d_1 \geq \frac{P n}{30\,000}$$

c) Spurzapfen.

Hier ist in gleicher Weise wie bei Berechnung der Tragzapfen zu verfahren, nur kommen Festigkeitsrücksichten nicht in Betracht.

1. Ebener Spurzapfen (Fig. 143).

Bei Vernachlässigung der Schmiernuten, welche die Auflagerfläche um 10 bis 20% verkleinern, gilt mit Beibehaltung der früheren Bezeichnungen

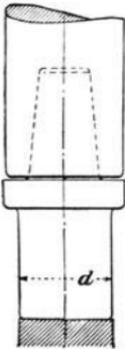


Fig. 143.

$$P = \frac{\pi}{4} d^2 k \sim 0,8 d^2 k$$

k ist nach S. 181 und 182 mit Rücksicht auf die Art der Drehung des Zapfens zu wählen.

Für Tiegelstahlzapfen auf dichtem hartem Gußeisen (Turbinezapfen) kann k wie für Bronze genommen werden.

Mit Rücksicht auf das Heißlaufen soll

$$A_z \geq \frac{\frac{1}{2} \mu P \frac{d \pi n}{60 \cdot 100}}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{\mu P n}{3000 d} \text{ sein,}$$

woraus
und mit

$$d \geq \frac{\mu}{3000 A_z} P n$$

$$\frac{3000 A_z}{\mu} = w$$

$$d \geq \frac{P n}{w} \text{ oder } n \geq w \frac{d}{P} \dots \dots \dots \mathbf{32}$$

Für die Spurlager von Triebwerken kann $w = 40\,000$ (entsprechend $A_z = \frac{2}{3}$ und $\mu = \frac{1}{20}$) gesetzt werden. Bei Turbinenzapfen findet sich w bis $125\,600$ (entsprechend $A_z = 2,09$); es ist aber ratsam, auch hier unter diesem Werte zu bleiben.

2. Ringförmiger Spurzapfen (Fig. 144).

Hier gelten die Gleichungen

$$P = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) k \sim 0,8 (d_2^2 - d_1^2) k;$$

$$d_2 - d_1 \geq \frac{\mu}{3000 A_z} P n = \frac{P n}{60\,000 A_z} = \frac{P n}{w},$$

sofern für μ und A_z bzw. w dieselben Werte wie unter 1 gesetzt werden.

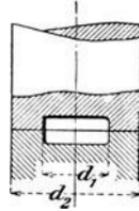


Fig. 144.

d) Kammzapfen.

Der Durchmesser d_1 des Kammzapfens bestimmt sich aus Festigkeitsrücksichten. Der Durchmesser d_2 kann $1,2 d_1$ bis $1,3 d_1$ gewählt werden. (Je kleiner $d_2 - d_1$, um so größer ist die Anzahl der Ringe und umgekehrt.) Mit $d_m = \frac{d_1 + d_2}{2}$ und $b = \frac{d_2 - d_1}{2}$ ergibt sich, wenn z die Anzahl der tragenden Ringe ist

$$P = \pi d_m b z k \sim 3,2 d_m b z k,$$

also

$$b z = \frac{P}{3,2 d_m k}.$$

Es ist bei Kammzapfen, insbesondere für größere Zapfendrucke, ein gleichmäßiges Aufliegen sämtlicher Ringflächen nicht zu erwarten. Deshalb darf k mit wachsendem z nur $0,5$ — bis $0,3$ — mal so groß wie für ebene Spurzapfen gewählt werden.

Ähnlich verhält es sich mit A_z bzw. mit w .

Die Wärmeableitung durch den Körper des Kammzapfenlagers nach außen ist weit schwieriger als bei den ebenen und ringförmigen Spurzapfen. Aus diesem Grunde zieht man letztere bei senkrechten Wellen vor — z. B. im Turbinenbau — und wählt hierfür lieber Durchmesser bis zu 160 mm und mehr, ehe man sich zu einem Kammzapfen entschließt.

Es ist

$$A_z \geq \frac{A}{\frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) z} = \frac{\frac{1}{2} \mu P \frac{d_1 + d_2}{2} \frac{\pi n}{60 \cdot 100}}{\frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) z} = \frac{\mu P}{6000 b z}.$$

Setzt man mit Rücksicht auf das Vorstehende bei Luftkühlung

$$w = \frac{6000 A_z}{\mu} = 20\,000 \left(\text{entsprechend } A_z = \frac{1}{6} \text{ und } \mu = \frac{1}{20} \right),$$

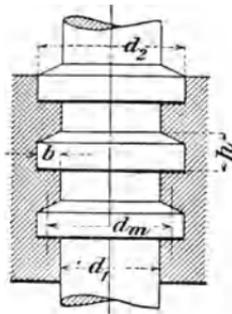


Fig. 145.

so folgt

$$b z \lesseqgtr \frac{P n}{20\,000} \text{ oder } n \gtrless 20\,000 \frac{b z}{P}.$$

Je größer z , um so kleiner wird A_z wie auch k zu wählen sein. Häufig führt die Notwendigkeit der Wärmeableitung zu solchen Abmessungen, daß k nur etwa 4 bis 6 kg/qcm beträgt.

Die Stärke h der auf Abscherung beanspruchten Ringe folgt aus

$$P = \pi d_1 h z k_s,$$

worin k_s die zulässige Schubspannung in kg/qcm bedeutet.

In der Regel ist

$$h = b \text{ bis } 1,5 b.$$

E. Achsen und Wellen.

Es bedeute:

M_b das Biegemoment und M_d das Drehmoment in cmkg,

k_b die zulässige Biegebeanspruchung in kg/qcm,

k_d „ „ Drehungsspannung in kg/qcm,

d den Durchmesser der Welle (Achse) in cm,

W das Widerstandsmoment des Achsenquerschnittes in ccm,

N die zu übertragende Leistung in PS,

n die minutliche Umlaufzahl der Welle.

a) Achsen.

Für die hier allein in Rechnung zu ziehende Biegebeanspruchung gilt

$$M_b = W k_b \sim 0,1 d^3 k.$$

Sollen Hohlachsen Verwendung finden, so ist das dem Ringquerschnitte derselben entsprechende Widerstandsmoment in vorstehende Gleichung einzuführen. In den meisten Fällen wechselt die Kraft- richtung vollständig, so daß für k_b die Werte III in der Belastungstabelle S. 43 zu wählen sind; für Gußeisen kann (unter Beachtung der Bemerkung ³⁾ auf S. 43) $k_b = 130$ bis 250 kg/qcm, für Wasserradachsen aus Eichenholz $k_b = 60$ kg/qcm gesetzt werden. Wechselt die Kraft- richtung nicht vollständig oder überhaupt nicht, so sind für k_b die Werte II bezw. I auf S. 43 zu nehmen.

b) Wellen.

Dieselben sind auf Drehung und gleichzeitig auf Biegung beansprucht.

Für Drehungsbeanspruchung allein gilt

$$M_d = W k_d = \frac{\pi}{16} d^3 k_d \sim \frac{1}{5} d^3 k_b.$$

Für die Wahl der zulässigen Drehungsbeanspruchung k_d aus der Tabelle S. 43 ist zu bemerken:

1. In den Fällen, in denen das Drehmoment k_d gleichbleibend und stoßfrei ist, sind für k_d die Werte I zu nehmen.
2. Schwankt M_d ohne Stoß abwechselnd (oder wenigstens oft) zwischen Null und seinem größten Betrage, so wählt man für k_d die Werte II.

3. Wechselt das Drehmoment ohne Stoß abwechselnd (oder wenigstens oft) zwischen einem größten $+M_d$ und einem in absoluter Hinsicht gleichen oder nahezu gleich großen $-M_d$, so sind für k_d die Werte III zu nehmen.

Eigentliche Stoßwirkungen sind besonders zu berücksichtigen. (Die Bemerkungen ¹⁾ und ²⁾ auf S. 43 sind zu beachten.)

Die Belastungsweise I kommt bei den üblichen Wellen kaum vor. Am nächsten stehen die Wellen von Turbinen, Wasserrädern u. s. w., sofern die Arbeitsmaschinen ihren Kraftbedarf nicht stark verändern; die zulässige Drehungsspannung liegt bei derartigen Wellen zwischen den Werten I und II. Für eichene Wasserradwellen ist $k_d = 50$ bis 60 kg/qcm zu setzen.

Die meisten Wellen gehören in das von den Belastungsweisen II und III umschlossene Gebiet.

Für Gußeisen ist k_d unter Beachtung der Bemerkung ⁴⁾ auf S. 44 zu wählen; es empfiehlt sich jedoch, für die Belastungsweise Gußeisen ganz zu vermeiden.

Ist nicht das Drehmoment M_d , sondern die zu übertragende Leistung N gegeben, so folgt aus

$$75 N = \frac{M_d \pi n}{100 \cdot 30} = \frac{\pi^2 n d^3}{16 \cdot 3000} k_d,$$

$$d \sim \sqrt[3]{\frac{360\,000 N}{k_d n}} \dots \dots \dots \mathbf{33}$$

In Wirklichkeit ist keine Welle nur auf Drehung beansprucht; stets ist ein biegendes Moment vorhanden, sei es auch nur infolge ihres Eigengewichtes.

Unter Berücksichtigung dieses Biegemomentes kann für normale Triebwerkwellen aus gewöhnlichem Walzeisen, d. h. für solche Wellen, deren zugehörige, nicht übermäßig schwere Scheiben oder Räder, Kupplungen u. s. w. in möglichster Nähe der Lagerstellen befestigt sind, k_d mit etwa 120 kg/qcm in vorstehende Gleichung eingeführt werden, so daß

$$d = \sqrt[3]{3000 \frac{N}{n}} \text{ bzw. } M_d = 24 d^3.$$

Für Wellen, auf denen schwere Räder sitzen, oder die sonst erheblich auf Biegung beansprucht werden, wie z. B. die Wellen der Kraftmaschinen, die ersten Antriebwellen (Hauptwellen) ist neben M_d auch das biegende Moment M_b zu berücksichtigen, d. h. sie sind auf zusammengesetzte Festigkeit zu berechnen (vergl. unter „Kurbelwellen“). Hierfür gilt

$$0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + M_d^2} = 0,1 d_3 k_b.$$

Da bei Wellen die Kraftrichtung zumeist vollständig wechselt, sind für k_b die in der Belastungstabelle S. 43 unter III gegebenen Werte zu nehmen.

Die Entfernung l von Mitte zu Mitte der Lager kann durchschnittlich betragen für Wellen von

$d =$	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15 cm,
$l =$	160	170	180	200	220	230	240	250	260	270	280	290	300 cm.

Um die durch M_d bewirkte gesamte Formänderung einer Welle gering zu halten, wird empfohlen, den Verdrehungswinkel $\psi \leq 1/4^\circ$ für den lfd. m zu wählen.

Es ist $\psi = l \wp$, worin \wp den verhältnismäßigen Verdrehungswinkel, d. h. den zum Halbmesser 1 cm gehörigen Verdrehungsbogen zweier um 1 cm voneinander absteher Querschnitte, l die Länge der Welle in cm bedeutet (s. S. 49).

Nach Versuchen von C. v. Bach ist für kreisförmigen Querschnitt

$$\wp = \frac{32 M_d}{\pi d^4 G} \sim \frac{10 M_d}{d^4 G} = \frac{2250000 N}{\pi G n d^4}$$

(G = Gleitmodul des Materials in kg/qcm), demnach mit dem Mittelwert $G = 800000$

$$d = \sqrt[4]{\frac{2250000 N}{800000 \pi n} \frac{100}{\pi \cdot 1}} \sim 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \text{ oder } d = 0,734 \sqrt[4]{M_d} \quad \dots \quad \mathbf{34}$$

Die minutliche Umlaufzahl kann für Hauptwellenleitungen $n = 100$ bis 150, für Nebenwellenleitungen $n = 200$ bis 300 gewählt werden. Zum Betriebe schnelllaufender Arbeitsmaschinen (wie z. B. Holzbearbeitungsmaschinen, Spinnereimaschinen) läßt man die Wellenleitung mit etwa $n = 250$ laufen; doch geht man hier bis $n = 400$.

Die folgende Tabelle¹⁾ enthält nach Gl. 33 berechnete, auf gerade Maße abgerundete Werte der Wellendurchmesser (in mm) für verschiedene N und n , die mit bewährten Ausführungen gute Übereinstimmung zeigen.

Triebwerkwellen.

N in PS	Minutliche Umlaufzahl n														
	40	60	80	100	120	140	160	180	200	225	250	275	300	350	400
1	50	45	45	40	40	35	35	35	35	35	35	30	30	30	30
2	60	55	50	50	45	45	40	40	40	40	40	35	35	35	35
3	65	60	55	50	50	50	45	45	45	45	40	40	40	40	40
4	70	65	60	55	55	50	50	50	50	45	45	45	45	40	40
5	75	65	60	60	55	55	55	50	50	50	50	45	45	45	45
6	75	70	65	60	60	55	55	55	50	50	50	50	50	45	45
7	80	75	70	65	60	60	55	55	55	55	50	50	50	50	45
8	85	75	70	65	65	60	60	55	55	55	55	50	50	50	50
9	85	75	70	70	65	65	60	60	60	55	55	55	50	50	50
10	85	80	75	70	65	65	60	60	60	55	55	55	55	50	50
11	90	80	75	70	70	65	65	60	60	60	55	55	55	55	50
12	90	85	75	75	70	65	65	65	60	60	60	55	55	55	50

¹⁾ Von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau.

N in PS	Minutliche Umlaufzahl n														
	40	60	80	100	120	140	160	180	200	225	250	275	300	350	400
13	95	85	80	75	70	70	65	65	65	60	60	60	55	55	55
14	95	85	80	75	75	70	70	65	65	60	60	60	60	55	55
15	95	85	80	75	75	70	70	65	65	65	60	60	60	55	55
16	100	90	85	80	75	70	70	70	65	65	65	60	60	60	55
17	100	90	85	80	75	75	70	70	65	65	65	60	60	60	55
18	100	90	85	80	75	75	70	70	65	65	65	60	60	60	60
19	100	90	85	80	80	75	75	70	70	65	65	65	65	60	60
20	105	95	85	85	80	75	75	70	70	70	65	65	65	60	60
25	110	100	90	85	85	80	80	75	75	70	70	70	65	65	60
30	115	105	95	90	85	85	80	80	75	75	70	70	70	65	65
35	120	105	100	95	90	85	85	80	80	80	75	75	75	70	70
40	120	110	105	100	95	90	85	85	85	80	80	75	75	70	70
45	125	115	105	100	95	95	90	85	85	85	80	80	75	75	70
50	130	115	110	105	100	95	90	90	85	85	85	80	80	75	75

Ist der Wellendurchmesser der vorstehenden Tabelle entnommen, so erhält man die Drehungsspannung der Welle nach Gl. 33 zu

$$k_d = \frac{360\,000}{d^3} \frac{N}{n}$$

Die zulässige Durchbiegung einer Welle (zwischen zwei Lagern) soll $\frac{1}{8}$ mm auf 1 m Wellenlänge nicht überschreiten. Hierbei ist auch festzustellen, ob die Länge der Zapfen selbsttätig sich einstellende Lager- schalen erfordert oder nicht. Ein weiteres Augenmerk ist, insbesondere bei langen Wellensträngen, darauf zu richten, daß durch den Temperatur- wechsel hervorgerufene Längenänderungen derselben möglich sind (Aus- dehnungskupplung). Jeder Wellenstrang (ohne Lagerstellen) muß zur Verhinderung seitlicher Verschiebungen mit mindestens zwei schmied- eisernen Stellringen versehen sein, die zu beiden Seiten eines Lagers oder zwischen zwei benachbarten Lagern sitzen können. Auf der Hauptwelle sind die Stellringe möglichst am vorderen Lager anzubringen.

Die Stellringe erhalten für $d = 3$ bis 15 cm Breiten von 3,5 bis 5,5 cm und Stärken von 1,5 bis 3,5 cm; sie werden einteilig, Fig. 146, oder zweiteilig, Fig. 147, in beiden Fällen mit je einer (für $d = 3$ bis 6,5 cm), anderenfalls mit zwei gehärteten Stahlschrauben mit versenkten Köpfen ausgeführt.

Das geeignetste Material für (Achsen und) Wellen ist Flußeisen und Flußstahl; scharfe Eindrehungen und plötzliche Querschnittsübergänge sind zu vermeiden. Gußeisen findet nur ausnahmsweise für hohle (Achsen und) Wellen Verwendung.

Wellen für $d = 3$ bis 15 cm werden in Längen von 2 bis 7 m hergestellt.

Zum Antrieb von transportablen Arbeitsmaschinen, Hebezeugen u. s. w. finden aus Stahldrahtspiralen gefertigte biegsame Wellen Verwendung.

Die nachstehende Tabelle gibt mittels dieser Wellen übertragbare Leistungen in PS bei verschiedenen Stärken und Umlaufzahlen. Der

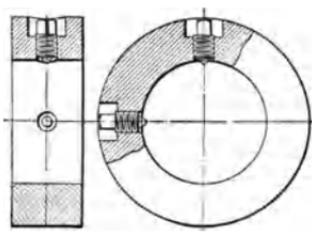


Fig. 146.

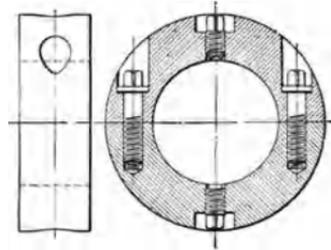


Fig. 147.

größte Durchmesser beträgt 100 mm. Der zulässige Krümmungshalbmesser, in dem die Wellen normal arbeiten können, ist gleich ihrem sechs- bis siebenfachen Durchmesser.

Biegsame Wellen

der Berliner Maschinenfabrik Henschel & Co., G. m. b. H.,
in Charlottenburg-Berlin.

Leistung in PS	Minütliche Umlaufzahl										
	100	200	300	400	600	800	1000	1200	1400	1600	2000
	Durchmesser der Wellen in mm										
1/10	25	20	15	12,5	10	10	10	10	8	8	8
1/6	30	25	20	20	15	12,5	12,5	12,5	10	10	8
1/4	35	30	25	25	20	15	15	15	12,5	12,5	10
1/2	45	35	30	30	25	20	20	20	15	15	12,5
3/4	50	40	35	35	30	25	20	20	15	15	12,5
1	60	45	40	35	30	30	25	25	20	20	15
1,5	70	50	45	40	35	30	30	25	25	20	20
2	.	60	50	45	40	35	30	30	25	25	20
2,5	.	65	55	50	45	40	35	35	30	30	25
3	.	70	60	55	45	45	40	35	35	30	30
4	.	.	65	60	50	45	45	40	40	35	35
5	.	.	70	65	60	50	50	40	40	35	35
6	.	.	.	70	65	55	50	45	45	40	40
8	70	60	55	50	45	45	40
10	65	60	55	50	50	45
12	70	65	60	55	50	50
15	70	65	60	55	50

An den Enden tragen die biegsamen Wellen einen dem jeweiligen Verwendungszweck (insbesondere Bohren und Geschwindeschneiden) angepaßten Antriebmechanismus bzw. ein Anschlußstück; zu ihrem Schutze

und zur bequemen Handhabung sind sie mit einem Metallschlauch, in feuchten Räumen noch mit einem Ledermantel umgeben.

Die sog. komprimierten Wellen aus weichem Martinstahl haben gegenüber den abgedrehten oder rund gewalzten Wellen den Vorzug gleichförmigen Durchmessers (auf $\frac{1}{20}$ mm genau) und höherer Festigkeit.

Die komprimierten Wellen von Gebr. Reimbold in Kalk sind für $d = 1,2$ bis $7,5$ cm bzw. $d = \frac{1}{2}$ bis $3''$ engl. bis zu 7 m Länge erhältlich; ihre Zugfestigkeit beträgt nach den in der mechanisch-technischen Versuchsanstalt in Charlottenburg angestellten Versuchen ~ 6000 kg/qcm, gegenüber 4200 kg/qcm Zugfestigkeit der aus gewöhnlichem Walzeisen gefertigten Wellen. Der Verdrehungswinkel wurde an einem 30 cm langen Wellenstück von $d = 4,43$ cm an der Streckgrenze zu $\psi = 6,86^\circ$, an der Bruchgrenze zu $\psi = 3$ U. + 288° ermittelt. Während die Widerstandsfähigkeit gewöhnlicher Wellen gegenüber den dynamischen Wirkungen bewegter Massen durch eingedrehte Lagerstellen in hohem Maße vermindert wird, können komprimierte Wellen, deren härteste Stellen, wie angestellte Zerreißversuche ergeben haben, nicht an der Oberfläche, sondern etwa in der Mitte zwischen dieser und der Wellenachse liegen, derartige Eindrehungen erhalten, ohne denselben mehr als im gewöhnlichen Verhältnisse zu schaden.

F. Kupplungen.

Die Kupplungen dienen zur Verbindung der einzelnen Wellen und lassen sich, den jeweiligen Zwecken entsprechend, einteilen in feste, bewegliche und lösbare oder Ausrückkupplungen.

a) Feste Kupplungen.

Zur festen Verbindung zweier Wellen wurden früher die Muffenkupplungen — cylindrische, über die Wellenenden geschobene und

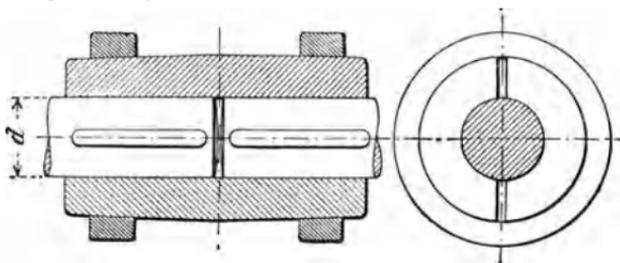


Fig. 148.

mit diesen durch Nasenkeile fest verbundene Hülsen häufig verwendet. Da ihre Anbringung und Lösung Schwierigkeiten verursachte, sind sie in der Neuzeit durch zweiteilige Kupplungen, die leicht eingebaut und wieder entfernt werden können, ersetzt worden.

Die hierher gehörige Hülsenkupplung, Fig. 148, besteht aus zwei an ihrem äußeren Umfange als Doppelkegel ausgebildeten Schalen,

die durch zwei entsprechend gebohrte, schmiedeiserne Ringe zusammengetrieben und damit auf die Wellenenden gepreßt werden. Zur Sicherung der Bewegungsübertragung dienen in Nuten der Wellenenden liegende Federn.

Man nimmt:

Mittlere Stärke der Schalenwandung = $0,3 d + 1 \text{ cm}$;

Hülsenlänge = $3 d + 2 \text{ cm}$ bis $4 d$;

Querschnitt eines Ringes = $\frac{1}{6} d^2$ bis $\frac{1}{4} d^2$;

Äußere Ansteigung der Schalen = $\frac{1}{25}$ bis $\frac{1}{20}$.

Die Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetmann in Duisburg liefert Kupplungen mit nur einerseits aufgeschnittener Hülse, die, in der Fig. 149 ersichtlichen Weise, durch

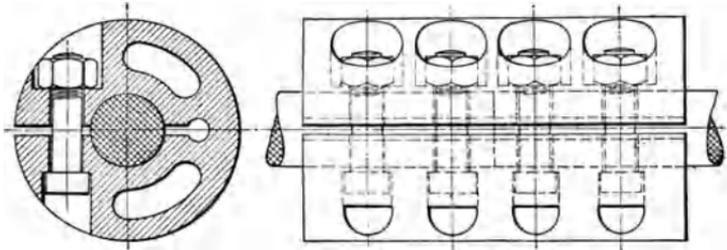


Fig. 149.

Schrauben auf die Wellenenden gepreßt wird, wobei ihr kräftig gehaltener Rücken die erforderliche Biegung zuläßt.

Die Abmessungen derartiger Kupplungen sind folgende.

Bohrung	Länge	Äußerer Durchmesser	Anzahl der Schrauben	Bohrung	Länge	Äußerer Durchmesser	Anzahl der Schrauben
mm	mm	mm		mm	mm	mm	
40	220	134	2	85	355	225	4
45	226	140	2	90	370	230	4
50	236	150	2	95	390	250	4
55	236	155	2	100	400	260	4
60	256	175	2	110	440	280	4
65	286	190	2	120	480	296	4
70	309	190	4	130	520	310	4
75	320	200	4	140	520	340	4
80	344	220	4	150	530	350	4

Fig 150 zeigt eine Schalenkupplung der Werkstätte für Maschinenbau vorm. Ducommun in Mülhausen i. E. mit Querteilung der beiden Hälften; dieselben werden durch Schrauben, deren Köpfe und Muttern in äußeren Vertiefungen der Schalen liegen, auf die Wellenenden geklemmt.

Abmessungen und Gewichte dieser Kupplung sind der folgenden Zusammenstellung zu entnehmen.

Bohrung mm	Länge mm	Äußerer Durch- messer mm	Anzahl der Schrauben	Durch- messer der Schrauben mm	Gewicht mit Bolzen kg
30	140	100	4	12	5,5
40	175	125	4	15	11
50	200	150	4	18	18
60	220	170	4	20	33
70	252	195	4	23	40
80	336	205	6	23	56
90	370	235	6	25	90
100	412	260	6	28	110
110	435	290	6	30	152
120	458	300	6	30	175
130	470	320	6	32	200
140	485	330	6	32	214
150	500	370	6	35	290
160	525	380	6	35	310
170	540	395	6	37	350

Bei den vorbesprochenen Hülsen- und Schalenkupplungen müssen die Durchmesser der Wellenenden möglichst genau übereinstimmen, damit eine centrische und sichere Verbindung der Welle erreicht wird.

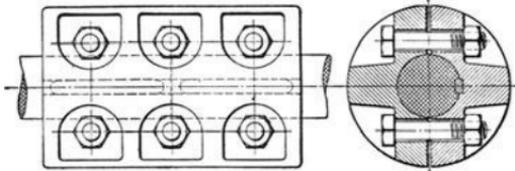


Fig. 150.

Bei der Doppelkegelkupplung nach Sellers, Fig. 151, können die Durchmesser der beiden Wellenenden etwas verschieden sein, ohne

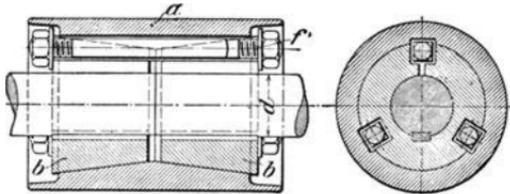


Fig. 151.

daß die Güte der Verbindung darunter leidet. Diese Kupplung besteht aus einem außen cylindrischen, innen doppelkegelförmig ausgedrehten

Körper *a*, in dessen Höhlung zwei entsprechend gestaltete aufgeschlitzte Kegel *b* mit cylindrischen Bohrungen genau eingepaßt sind. Durch Anziehen der in Nuten der Kegel *b* und des Hohlkörpers *a* geführten drei Schrauben *f* wird jeder Kegel sowohl gegen das zugehörige Wellenende, wie auch fest gegen den Körper *a* gepreßt; die hierdurch erzeugten Reibungskräfte kuppeln die Wellen. Zur Sicherung gegen Verdrehung sind noch zwei Federn eingelegt. Zwei diametrale Schaulöcher inmitten des Körpers *a* lassen die Lage des Wellenstoßes beim Aufbringen der Kupplung erkennen.

Die Hauptabmessungen und Gewichte der von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau ausgeführten derartigen Kupplungen gibt nachstehende Tabelle.

Bohrung	Länge	Äußerer Durchmesser	Gewicht	Bohrung	Länge	Äußerer Durchmesser	Gewicht
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg
30	150	100	6	100	360	260	90
40	170	120	10	110	380	280	112
50	210	140	17	120	410	300	140
60	240	165	27,5	130	445	325	162
70	265	190	38	140	470	350	220
80	300	212	53	150	500	390	287
90	320	235	68				

Zur Verbindung stärkerer Wellen ($d \geq 12$ cm) eignet sich die Scheibenkupplung, Fig. 152. Ihre beiden Hälften werden entweder auf die Wellenenden warm aufgezogen oder mittels der Wasser-

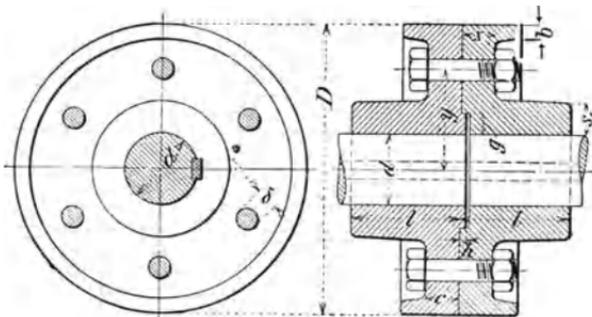


Fig. 152.

druckpresse befestigt, hierauf genau abgedreht. Zuweilen sind die Scheiben auch den Wellen angeschmiedet oder (bei gußeisernen Wellen) angegossen. Behufs centrischer Verbindung läßt man die Flanschen der durch Schrauben miteinander verbundenen Schebenhälften in der Fig. 152 ersichtlichen Weise ineinander greifen.

Man nimmt:

$$\text{Nabenstärke } s_1 = 0,4 d + 1 \text{ cm};$$

$$\text{Nabenlänge } l \geq \frac{5}{4} d;$$

$$\text{Stärke der Schrauben } \delta = \frac{d}{8} + 1 \text{ cm bis } \frac{d}{8} + 1,5 \text{ cm};$$

$$\text{Scheibenstärke } c = \frac{5}{4} \delta;$$

$$\text{Stärke des Schutzrandes } b = \frac{\delta}{4} + 0,5 \text{ cm};$$

$$\text{Ansatzstärke } g = \frac{s_1}{2};$$

$$\text{Ansatzhöhe } h = \frac{\delta}{3}.$$

Die Anzahl z der Schrauben (meist gerade gewählt) berechnet sich aus dem übertragenden Drehmoment M_d nach der Gleichung

$$\frac{M_d x}{y z} = W k_d = 0,2 \delta^3 z \cdot 300 = 60 \delta^3 z.$$

Hierin bedeutet noch y den Halbmesser des Schraubenlochkreises, x die Scheibenstärke c + Arbeitsleiste $\sim c + 0,5$ cm. (In Fig. 152 ist keine Arbeitsleiste angebracht, demnach $x = c$.) Die übrigen Abmessungen der Kupplung ergeben sich mit Rücksicht darauf, daß vorstehende Teile vermieden werden, ferner ein Anziehen der Schraubenmuttern möglich ist.

Nachstehende Tabelle gibt die Hauptabmessungen und Gewichte der von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau ausgeführten Scheibenkupplungen.

Bohrung d mm	Länge $2l$ mm	Durchmesser D mm	Durchmesser der Schrauben mm	Anzahl der Schrauben	Gewicht kg
50	175	225	16	4	21
55	175	225	16	4	22
60	200	260	20	4	33
65	200	260	20	4	34
70	225	300	23	4	46
75	225	300	23	4	47
80	250	330	26	4	60
85	250	330	26	4	62
90	275	345	26	4	74
95	275	345	26	4	76
100	300	360	26	6	90
105	300	360	26	6	93
110	325	385	26	6	110
115	325	385	26	6	114
120	350	420	29	6	130
125	350	420	29	6	135
130	375	435	29	6	155

Bohrung d mm	Länge $2l$ mm	Durch- messer D mm	Durch- messer der Schrauben mm	Anzahl der Schrauben	Gewicht kg
135	375	435	29	6	160
140	400	455	29	8	180
145	400	455	29	8	186
150	425	470	29	8	210
160	450	500	33	8	242
170	475	520	33	8	282
180	500	555	36	8	326
190	525	570	36	8	374
200	550	590	36	10	432

Die Scheibenkupplungen haben den Nachteil, daß eine Welle erst nach einer Verschiebung um die Ansatzhöhe h aus dem Stränge herausgenommen werden kann. Alle Lager, Räder und Scheiben, die auf den Wellen befestigt werden sollen, müssen daher zweiteilig ausgeführt werden.

Die von der Welter Elektrizitäts- und Hebezeugwerke-A.-G. in Köln-Zollstock gebaute sog. Centratorkupplung, Fig. 153,

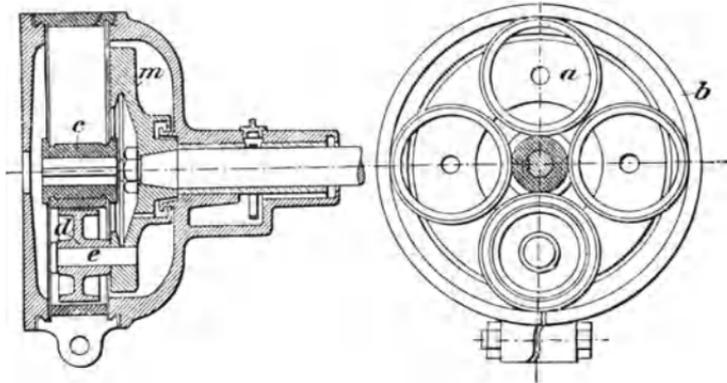


Fig. 153.

ermöglicht, ohne Riemen, Zahnräder u. s. w. die Bewegungen rasch laufender Wellen auf langsam laufende zu übertragen und umgekehrt. Das Wesen der in der Regel mit einem Elektromotor verbundenen Kupplung besteht darin, daß federnde Stahlringe a durch einen Klemmring b gegen eine auf der rasch laufenden Welle befestigte Rolle c centrisch gepreßt und von ihr in Umdrehung versetzt werden; diese wird unter Vermittlung von Leitrollen d , deren Bolzen e in einer auf das konische Ende der langsam laufenden Welle fest aufgezogenen

Mitnehmerscheibe m sitzen, auf die letztere bezw. auf die langsam laufende Welle selbst übertragen.

Die Centratorkupplung wird für die Übertragung beliebiger Arbeitsleistungen (von $\frac{1}{8}$ PS aufwärts) und für Geschwindigkeitsübersetzungen bis 1 : 12 oder umgekehrt geliefert.

b) Bewegliche Kupplungen.

Sie zerfallen in solche, welche in der Längsrichtung der Wellenachse, senkrecht zu dieser und ferner dem Achsenwinkel nach eine Bewegung gestatten.

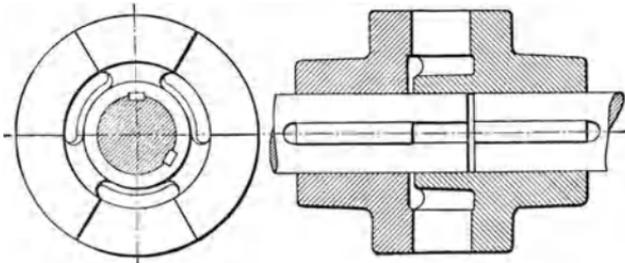


Fig. 154.

Fig. 154 zeigt eine längsbewegliche Kupplung, sog. Ausdehnungskupplung der Peniger Maschinenfabrik A.-G. in Penig, mittels welcher durch Temperaturwechsel hervorgerufene Längenänderungen eines Wellenstranges ausgleichbar sind. Sie besteht aus zwei auf die Wellenden gekeilten Hälften, die mit je drei genau gearbeiteten, sektorenförmigen Vorsprüngen (Klauen) ineinander greifen. Die Centrierung der Wellen erfolgt dadurch, daß das eine Wellenende in die verlängerte Nabe der auf dem anderen Wellenende befestigten Kupplungshälfte hineinreicht.

Bei den von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.G. in Dessau ausgeführten Dehnungskupplungen, Fig. 155, wird die

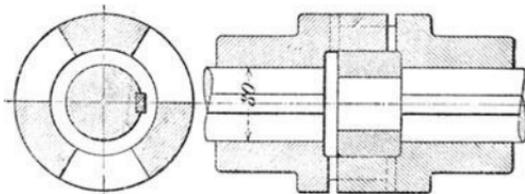


Fig. 155.

centrische Lage der Wellen durch einen im Innern der Kupplung liegenden gedrehten Ring gesichert. Die letztgenannte Firma liefert diese Kupplungen in folgenden Größen,

Bohrung d mm	Länge $2l$ mm	Durch- messer D mm	Größe Aus- dehnung mm	Gewicht kg
40	90	100	12	7
50	110	125	12	12,5
60	130	150	14	22
70	150	175	14	34
80	170	200	16	50
90	185	225	16	68
100	205	250	20	94
110	225	275	20	125
120	250	300	20	166

Ist ein Wellenstrang fest gelagert und befinden sich auf ihm Kegelräder, Reibungskupplungen, Stirnräder mit Pfeilzähnen u. s. w., mittels welcher ein zweiter Wellenstrang angetrieben wird, so ist der Einbau einer längsbeweglichen Kupplung unbedingt erforderlich; dies empfiehlt sich selbst dann, wenn bei längeren Wellensträngen eine Verschiebung der Wellenenden gestattet ist, damit die Laufflächen der Wellen (in den Lagern) möglichst in ihrer Stellung und in Sauberkeit erhalten bleiben. Befinden sich auf einem langen Wellenstrange mehrere solcher Antriebe, so sind zwei oder mehrere Dehnungskupplungen anzubringen.

Senkrecht zur Wellenachse gerichtete Bewegungen gestattet die Kreuzscheibekupplung von Oldham, Fig. 156. Zwischen den

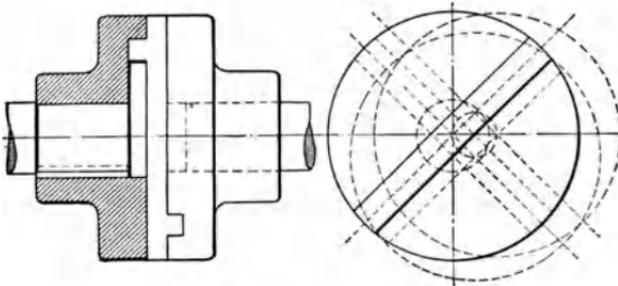


Fig. 156.

auf den Wellenenden befestigten Kupplungshälften liegt eine Scheibe mit zwei um 90° gegeneinander versetzten prismatischen Federn, die in entsprechende Nuten der ersteren eingreifen. Bei centrischer Lage der Wellen wirken die Federn und Nuten ohne gegenseitige Gleitung als Mitnehmer. Tritt eine parallele Verschiebung der einen Welle hinsichtlich der anderen ein, so führt die Zwischenscheibe unter dem Einflusse der Drehbewegungen beider Wellen eine resultierende Bewegung um eine parallele Achse aus, die in der Mitte zwischen den beiden ursprünglichen Wellenachsen liegt. Der Mittelpunkt der Zwischenscheibe

wird sonach bei einer Umdrehung der Wellen zwei Umdrehungen auf einem Kreise vom Durchmesser = dem Achsenabstande vollführen. Die Bewegungsübertragung geschieht gleichförmig. Die Kupplung findet u. a. zur Verbindung für sich gelagerter Vorgelegewellen mit den Walzenzapfen von Papierkaländern Verwendung.

Eine Kupplung, die kleine Längenschiebungen der Wellen und auch geringe Richtungsänderungen derselben zuläßt, ist die Sharpsche Klauenkupplung. Die eine Hälfte derselben greift mit zwei oder drei Vorsprüngen (Klauen) in entsprechende Vertiefungen der anderen Hälfte ein. Wird die eine Hälfte nicht fest, sondern verschiebbar auf dem zugehörigen Wellenende angeordnet, so erhält man eine lösbare

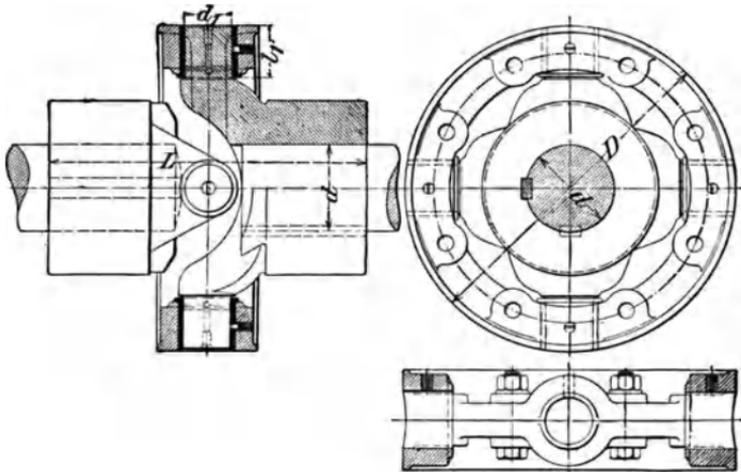


Fig. 157.

Kupplung, die aber wegen verschiedener Nachteile, anderen derartigen Kupplungen gegenüber, nur noch eine beschränkte Anwendung findet (vergl. S. 202).

Eine zuverlässige Verbindung zweier verschieden gerichteter Wellen läßt sich mittels der Kreuzgelenkkupplung (Universalgelenk), Fig. 157, erreichen und zwar selbst dann noch, wenn die Wellenachsen nicht genau in derselben Ebene liegen. In diesem Falle drehen sich nicht nur die Gelenkzapfen in ihren Lagern, sondern sie verschieben sich auch. Die auf den Wellenenden befestigten Gabeln sind mit den zugehörigen Zapfen und aus einem Stück gefertigt. Der die Zapfen bzw. deren Büchsen umschließende, das Mittelstück bildende Ring besteht aus zwei durch acht Schrauben zusammengehaltenen Teilen.

Die Bewegungsübertragung ist ungleichförmig und erfolgt bei einem Wellenwinkel α so, daß $1 : \cos \alpha$ und $\cos \alpha$ die äußersten Verhältnisse der Winkelgeschwindigkeiten sind. Die Ungleichförmigkeit in der Bewegung läßt sich vermeiden, wenn man eine Zwischenwelle c ,

Fig. 158, anordnet, die mit der treibenden und der getriebenen Welle durch je ein Universalgelenk verbunden ist und mit diesen beiden Wellen gleiche Winkel bildet.

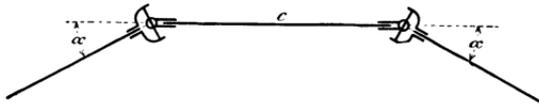


Fig. 158.

Für die Berechnung der Gelenkzapfen vom Durchmesser d_1 und der Länge l_1 gilt

$$\frac{1}{2} \frac{P}{\cos \alpha} \frac{l_1}{2} = 0,1 d_1^3 k_b,$$

worin $P = \frac{M_d}{R}$ die Umfangskraft in kg, M_d das Drehmoment in cmkg, k_b die zulässige Biegebeanspruchung in kg/qcm bedeuten.

Man nimmt

$$\frac{l_1}{d_1} \leq 1,25.$$

Hauptabmessungen und Gewichte der Fig. 157 ersichtlichen Kreuzgelenkkupplung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau sind aus folgender Zusammenstellung zu entnehmen.

Bohrung d mm	Länge L mm	Äußerer Durchmesser d mm	Gewicht kg	Bohrung d mm	Länge L mm	Äußerer Durchmesser D mm	Gewicht kg
40	160	160	7	110	430	430	146
50	200	200	15	120	475	480	215
60	230	240	24	130	475	480	220
70	270	280	36	140	530	600	450
80	310	305	52	150	530	600	460
90	350	350	79	160	600	800	720
100	390	390	98	170	600	800	740

Zu den beweglichen Kupplungen gehören auch die in neuerer Zeit zum unmittelbaren Antriebe von Dynamomaschinen durch Kraftmaschinen, ferner von Arbeitsmaschinen (Hebemaschinen, Pumpen u. dergl.) durch Elektromotoren verwendeten Kupplungen, bei denen zur Bewegungsübertragung von einer Kupplungshälfte auf die andere dienende elastische Bänder oder Scheiben eine geringe Längs- und Querbeweglichkeit der Wellenenden gegeneinander gestatten.

Soll eine derartige Kupplung noch den Übergang des Stromes von der elektrischen Maschine auf den übrigen Teil der Anlage verhindern, so sind die vorgenannten Bänder oder Scheiben aus einem isolierenden Material, wie Gummi, Leder oder dergleichen, herzustellen.

Eine hierher gehörige sog. elastische Isolationskupplung, Patent Zodel-Voith, der Firma J. M. Voith in Heidenheim zeigt Fig. 159.

Die Wellenenden tragen aufgekeilte Scheiben, deren cylindrische, konzentrisch ineinander greifende Ränder je gleichviel Schlitzte mit wulstartigen Kanten haben. Ein Leder- oder Baumwollriemen ist, nur

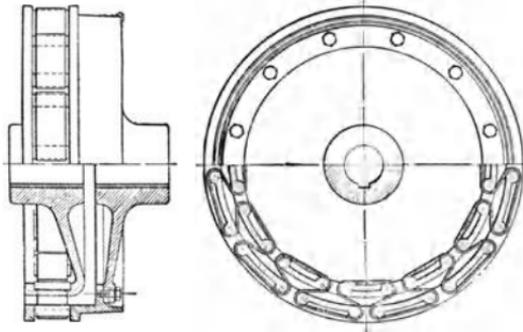


Fig. 159.

lose angezogen, nahtartig durch diese Schlitzte geschlungen und überträgt die Bewegung von einer Kupplungshälfte auf die andere. Nach Lösen von Verbindungsschrauben, mit denen der äußere Schlitzring an der einen Kupplungshälfte befestigt ist, läßt sich dieser in Richtung der Wellenachse verschieben, so daß jede Welle für sich ohne achsiale Verschiebung aus ihren Lagern gehoben werden kann. Die gangbaren Größen der Kupplung sind der folgenden Zusammenstellung zu entnehmen.

Nummer der Kupplung	$\frac{N}{n}$	Bohrung mm	Größter Durchmesser mm	Nabenlänge mm	Spielraum zwischen den Wellenenden mm	Abmessungen des Riemens			Ungefähres Gewicht kg
						Breite mm	Stärke mm	Länge mm	
0,7	0,00087	15	70	30	25	15	1	320	1,2
0,9	0,0017	20	90	30	25	15	1	400	1,8
1,2	0,003	20	120	40	20	20	2	900	3,8
1,5	0,007	25	150	50	18	25	2	950	7
2	0,01	30	200	50	20	25	2	1 450	13
3	0,03	40	300	75	20	40	3	2 450	28
4	0,075	50	400	90	20	50	4	3 450	55
5	0,15	60	500	115	20	50	4	4 300	85
6	0,46	90	600	160	30	75	6	5 350	170
8	1,12	120	800	220	30	100	7	6 950	345
10	2,13	140	1000	260	40	120	8	8 500	640
12	3,8	170	1200	300	40	120	8	11 100	900
14	5,25	200	1400	330	50	140	8	12 800	1300
16	8	230	1600	360	50	160	8	14 700	1750
18	10	250	1800	375	50	160	8	17 400	2350

Beispiel. Es sollen 330 PS mit 400 minutlichen Umdrehungen übertragen werden. Da $\frac{N}{n} = \frac{300}{400} = 0,825$, ist die Kupplung (Nr. 8), die $\frac{N}{n} = 1,12$ hat, zu wählen.

G. Polysius in Dessau ist unter D.R.P. Nr. 120 783 eine isolierende Kupplung geschützt worden, die aus zwei auf den Wellenenden befestigten, mit Zähnen versehenen Mitnehmerscheiben besteht. Zwischen die Zähne beider Scheiben werden abwechselnd Gummi- und Holzplatten eingeschoben, deren Herausfallen ein übergestreifter Ring verhindert.

(Weitere isolierende Kupplungen s. unter „Lasthebemaschinen“.)

c) Lösbare Kupplungen.

Lösbare Kupplungen finden Anwendung, um Teile eines Wellenstranges leicht außer Tätigkeit setzen zu können.

Das einfachste Mittel hierzu bietet die Fig. 160 ersichtliche Sharpsche Klauenkupplung. In der Regel erhalten die Kupplungshälften zur Erleichterung des Einrückens schräg geformte

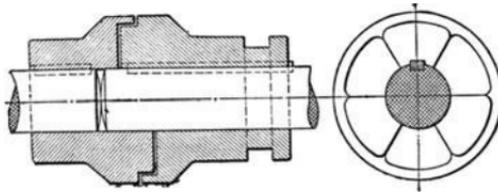


Fig. 160.

Zähne. Das Ein- und Ausrücken geschieht durch Hebel, die entweder direkt oder mittels Gleitbacken in eine Ringnut der beweglichen Kupplungshälfte eingreifen oder aber mit einem in dieser liegenden sog. Schleifringe verbunden sind.

Als Nachteile der Sharpschen Klauenkupplung sind anzuführen, daß die Feder (zuweilen sind es zwei Federn), mit der die verschiebbare Hälfte derselben auf der Welle befestigt ist, eine starke Beanspruchung durch Hinauskanten aus der Nut erfährt. Auch läßt sich ein Ausrücken während des Betriebes oder bei größeren Belastungen wegen der hierbei zu überwindenden bedeutenden Reibungswiderstände nur schwer oder gar nicht bewerkstelligen.

Diese Übelstände werden durch die Hildebrandtsche Zahnkupplung zu vermeiden gesucht. Sie besteht, in der von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau gewählten Ausführung, Fig. 161, aus zwei auf den Wellenenden festgekeilten Hälften — dem Kreuz *a* und Gehäuse *b* — mit je vier Lücken, in welche die Zähne *c* der auf dem Kreuz *a* verschiebbaren Muffe *d*₁ schließend eingreifen, so daß eine vollständige und geschlossene Bewegungsübertragung stattfindet. Die Kupplung hat sich in solchen Betrieben, wo das Ein- und Ausrücken nur selten geschieht, auch ersteres während des Stillstandes ausgeführt werden kann, gut bewährt. Ihre Hauptabmessungen und Gewichte sind nachstehend gegeben.

Bohrung	Ganze Länge	Äußerer Durchmesser	Länge des Wellenendes		Gewicht
			für die feste Scheibe	für das Kreuz	
d	L	D	m	n	
mm	mm	mm	mm	m	kg
50	280	300	105	170	56
60	300	330	110	185	71
70	330	365	125	200	92
80	380	425	142	230	139
90	380	425	142	230	135
100	450	500	167	275	218
110	515	575	193	314	324
120	515	575	193	314	317
130	590	650	220	360	450
140	670	750	250	410	676
150	670	750	250	410	664

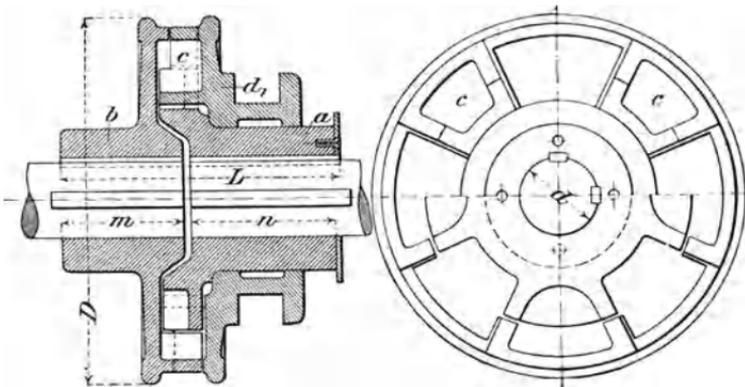


Fig. 161.

Sind einzelne Arbeitsmaschinen oder ganze Wellenstränge während des Betriebes ein- und auszurücken, so sind die Klauen- und Zahnkupplungen nicht mehr anwendbar, da sie zu Brüchen Veranlassung geben, sobald das Einrücken während des Betriebes stattfindet. Durch Anwendung lösbarer Reibungskupplungen wird dieser Nachteil beseitigt.

Die einfachste Reibungskupplung zeigt Fig. 162. Sie besteht aus einem auf der treibenden Welle befestigten Hohlkegel a , gegen den ein entsprechender, auf der getriebenen Welle verschiebbarer Kegel b gepreßt wird. Die hierdurch entstehende Reibung bewirkt die gegen-

seitige Mitnahme. Zur Übertragung des Drehmomentes M_d ist nach Gl. 14 (S. 134) ein Anpressungsdruck

$$Q = \frac{M_d \sin \alpha + \mu \cos \alpha}{R \mu}$$

erforderlich, worin noch μ den Reibungskoeffizient (für Gußeisen 0,1 bis 0,125), R den mittleren Kegelhalbmesser (1,5 d bis 3 d), α den halben Keilnutenwinkel ($\sim 15^\circ$) bedeuten.

Ein Übelstand dieser Kupplung liegt in der nachteiligen Rückwirkung des bei Übertragung größerer Kräfte ganz erheblich anwachsenden Anpressungsdruckes Q auf die getriebene Welle, ferner darin, daß zur Aufrechterhaltung der Verbindung beider Wellen eine fortwährende Druckäußerung des in der Ringnut der verschiebbaren Kupplungshälfte liegenden Schleifringes gegen die letztere stattfinden muß. Hierdurch werden starke Abnutzungen an den Berührungsflächen der in Betracht kommenden Teile, ein Heißlaufen derselben u. s. w. hervorgerufen.

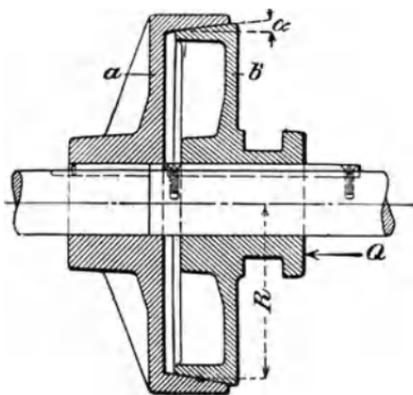


Fig. 162.

Die Vorteile, welche die Reibungskupplungen durch sanfte Einrückung bieten, und die Eigenschaft der Klauenkupplungen, selbsttätig geschlossen zu bleiben, führten zur Konstruktion einer Doppelkupplung,

bei der die nur während des Einrückens zur Verwendung kommende Reibung die allmähliche Mitnahme des anzukuppelnden Transmissions-teiles bis zur erforderlichen Geschwindigkeit bewirkt. Ist diese vorhanden, so bewegen sich die Klauen der beiden Kupplungshälften mit geringer relativer Geschwindigkeit gegeneinander, und die Einrückung kann dann stattfinden.

Fig. 163 zeigt eine derartige kombinierte Reibungs- und Klauenkupplung der Prager Maschinenbau-A.-G. in Prag auf einer durchgehenden Welle. Sie dient hier zur Verbindung der letzteren mit einer Riemenscheibe. Diese ist auf der einen Kupplungshälfte aufgekeilt, während die andere Kupplungshälfte verschiebbar ist. Die Einrückung geschieht mittels Handhebels, durch dessen Bewegung nach der einen Seite die Reibungskupplung in Eingriff gelangt; nach erfolgter Mitnahme wird der Hebel möglichst rasch in entgegengesetzter Richtung bewegt und hierbei die Reibung aufgehoben, nunmehr aber die Klauenkupplung in Eingriff gebracht.

Die Kupplung hat den Nachteil, daß sich der Zeitpunkt, in welchem der Beharrungszustand eintritt, d. h. beide Hälften derselben gleiche Umdrehungszahl haben, namentlich bei schnelllaufenden Wellen nicht genau beurteilen läßt und daher die Gefahr besteht bleibt, daß durch zu frühzeitigen Klauenvorschub starke Stoßwirkungen auftreten.

Bei den kombinierten Reibungs- und Klauenkupplungen von Missong, Lisiecki u. a. ist der Klauenschluß erst möglich, nachdem die getriebene Welle unter Wirksamkeit des Reibungsschlusses die gleiche oder nahezu die gleiche Umdrehungszahl besitzt wie die treibende Welle. Hierzu dienen angeordnete Sperrvorrichtungen, deren Lösung und damit die Ermöglichung der Klauenverschiebung der Fliehkraft von Sperrkörpern übertragen ist, die mit der getriebenen Welle umlaufen.

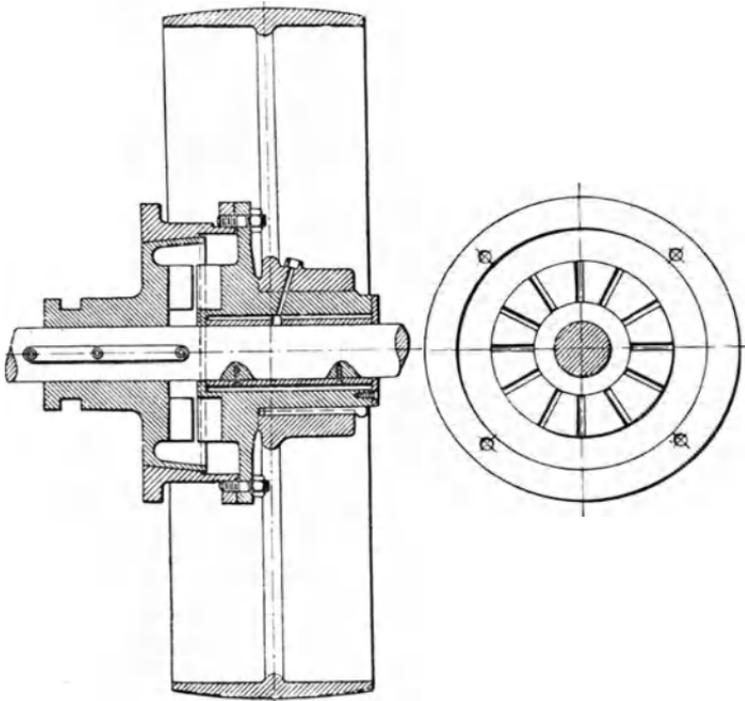


Fig. 163.

Bei den der Aktiengesellschaft für Metallindustrie, F. Butzke & Co. in Berlin unter D.R.G.M. Nr. 22932 geschützten kombinierten Reibungs- und Klauenkupplungen findet ein selbsttätiger Klauenschluß statt, sobald die Umlaufzahl der getriebenen Welle derjenigen der treibenden Welle nahezu gleichkommt.

An Stelle der Reibungskupplungen mit kegelförmigen finden solche mit cylindrischen Reibungsflächen in der Neuzeit häufigere Anwendung. Bei diesen erfolgt die Ein- und Ausrückung durch radial wirkende Kräfte, die sich gegenseitig im Gleichgewicht halten, womit die nachteilig wirkende Achsialkraft vermieden wird.

Eine derartige lösbare Reibungskupplung (Bauart *P*) von Lohmann & Stolterfoht in Witten a. d. Ruhr, die nur geringe Kraft zur Ein- und Ausrückung erfordert, zeigt Fig. 164.

Über den auf der treibenden Welle befestigten Reibungskörper *c* lose greifende Bremsbacken *b* sind durch Schienen *f* mit dem auf der getriebenen Welle befestigten zweiarmligen Mitnehmer *a*, sowie unter sich durch mit Rechts- und Linksgewinde versehene, mit den Hebeln *h* aus einem Stück gefertigte Schraubenspindeln *o* verbunden. An den Hebeln *h* angreifende Schubstangen *e* stehen mit der verschiebbaren Ausrückhülse *k* in Verbindung. Bei einer Bewegung derselben nach rechts und entsprechender Drehung der Schraubenspindeln werden die

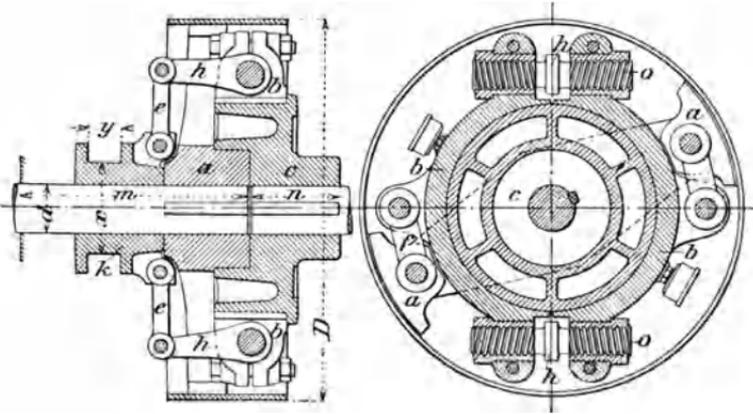


Fig. 164.

Backen *b* an den Körper *c* herangezogen; die hierdurch erzielte Reibung bewirkt infolge der geölten Reibungsflächen ein allmähliches und sicheres Mitnehmen der getriebenen Welle.

Die Muttern der Schraubenspindeln sind in den geschlitzten Lappen der Backen *b* gelagert und werden durch Klemmschrauben festgehalten.

Soll die Kupplung in Verbindung mit einer Riemenscheibe u. s. w. gebraucht werden, so wird diese auf dem entsprechend verlängerten Körper *c* befestigt.

Die Größen der Kupplung für verschiedene Leistungen (in PS) bei 100 minutlichen Umdrehungen ergeben sich aus der auf der folgenden Seite befindlichen Zusammenstellung.

Die von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau seit einer Reihe von Jahren ausgeführte Reibungskupplung, Bauart Dohmen-Leblanc, zeigt Fig. 165 (S. 208).

Auf der treibenden Welle *a* ist eine Scheibe *c*, auf der getriebenen Welle *b* ein Armkreuz *d* festgekeilt, welches letztere zur Führung von vier Gleitstücken *n* dient, die mittels federnder, hakenförmiger Druckstangen *o* (Kniehebel) mit der auf der getriebenen Welle verschiebbaren Hülse *m* verbunden sind. Durch Verschiebung derselben von rechts nach links werden die Gleitstücke nach außen gegen die hohlzylindrische

Wellen- durch- messer d mm	Übertragbare Leistung in PS bei 100 minut- lichen Um- drehungen ¹⁾	Größter Durch- messer D mm	Größe m der ge- triebenen Seite mm	Länge n der treiben- den Seite mm	Abmessungen der Ausrückmuffe	
					x	y
50	4	400	235	90	100	35
60	8	480	290	110	115	40
70	15	560	330	130	130	50
80	23	640	380	150	150	55
90	35	720	430	170	165	60
100	50	800	470	180	180	65
110	70	880	530	200	200	70
120	100	980	585	220	210	75
130	130	1080	635	240	220	80
140	160	1180	685	260	235	85
150	200	1280	730	280	250	90
160	250	1365	775	300	265	95
170	300	1450	820	320	280	100
180	370	1535	865	340	295	105
190	440	1620	910	360	310	110
200	500	1700	960	380	325	110

Fläche der Scheibe c gedrückt, so daß die dadurch entstehende Reibung die Kupplung der Wellen vermittelt. Bei der entgegengesetzten Verschiebung der Hülse m erfolgt die Ausrückung der Kupplung.

Die aus Stahl gefertigten federnden Druckstangen o werden beim Einrücken der Kupplung etwas über die Mittelebene hinausgeschoben, wodurch Selbstauslösung verhindert ist.

Die Größen und Gewichte der Kupplung sind in der nachstehenden Tabelle enthalten.

Bohrung d mm	Größter Durchmesser D mm	Strecke s mm	Strecke $t + u$ mm	Gewicht kg
50	450	80	210	68
60	550	90	235	90
70	860	135	305	200
80	670	150	315	220
90	880	165	350	310
100	1040	195	425	500
110	1290	200	458	670
120	1490	230	520	1000
130	1490	230	520	1100
140	1700	260	585	1550
150	1700	260	585	1600

¹⁾ Die Kraftübertragung steht annähernd in direktem Verhältnis zur Umdrehungszahl und ist bei 50 Umdrehungen in der Minute reichlich halb so groß, bei 200 Umdrehungen fast doppelt so groß als in der Zusammenstellung angegeben.

Für d ist nach Gl. 34 die übertragbare Leistung (in PS) zu bestimmen.

Die Kupplungen werden, je nachdem sie zur Verbindung zweier Wellen, zur zeitweiligen Kraftentnahme von einer beständig umlaufenden

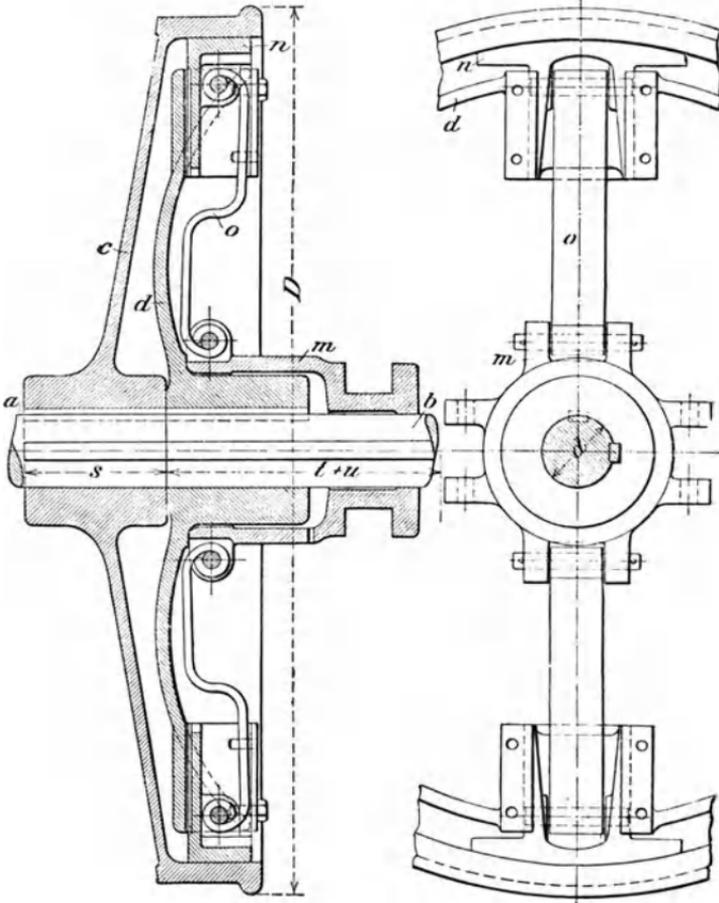


Fig. 165.

Welle oder für wechselnden Antrieb zweier Wellen Verwendung finden, in verschiedenen Anordnungen ausgeführt.

Bei Übertragung größerer Kräfte kommen statt der glatten Reibungsflächen geriffelte zur Verwendung, womit der erforderliche Anpressungsdruck sich nach dem auf S. 134 bemerkten vermindert.

Fig. 166 zeigt eine Dohmen-Leblancsche Kupplung mit geriffelten Reibungsflächen und mit Gewichten, die der Fliehkraft der Gleitstücke entgegenwirken. Die Fliehkraft kann, wenn z. B. das Armkreuz aus irgend welchem Grunde auf der treibenden Welle befestigt ist, bei größerer Geschwindigkeit derselben, derart anwachsen, daß ein unbeabsichtigtes Einrücken der Kupplung stattfindet. In solchen Fällen, wie auch bei wechselndem Antriebe der Wellen u. s. w. sind Gegengewichte anzuordnen.

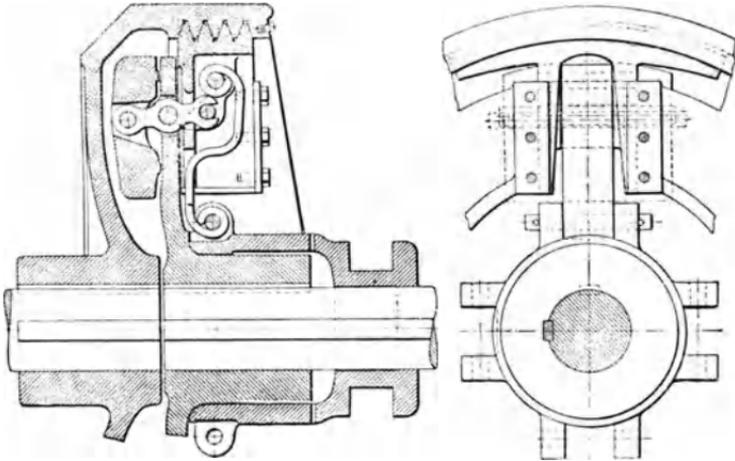


Fig. 166.

Die in Fig. 167 dargestellte Reibungskupplung, Bauart Hill, des Eisenwerkes Wülfel vor Hannover hat die Eigentümlichkeit, daß stets je zwei mit Holz gefütterte Klemmbacken s und t mit gleich großem Drucke gegen den inneren und äußeren Umfang des Reibungsringes r gepreßt werden. Infolgedessen wird dieser von radial wirkenden Kräften entlastet, so daß Biegebungsbeanspruchungen des Ringes in Wegfall kommen. Da ferner die Reibung der Hillschen Kupplung das Doppelte derjenigen einer Kupplung mit einseitigem Drucke beträgt, erfordert sie zum Einrücken einen nur halb so großen Anpressungsdruck als jene. Um das Einrücken zu bewirken, wird bei entsprechender Verschiebung des Schleifringes g der doppelarmige Hebel e um einen in der äußeren Backe t gelagerten Zapfen o gedreht, wobei das andere Ende des Hebels e mit der um n drehbaren Rolle i gegen den Bolzen p der inneren Backe s drückt. Hierdurch werden beide Backen einander genähert und, da die Backe dem Hebel e als Stützpunkt dient, mit gleicher Kraft auf den Reibungsring r gepreßt. Beim Ausrücken entfernt sich die Rolle i von dem Bolzen p , und die Backen werden durch eine Spiralfeder f auseinandergetrieben. Damit sie einen Halt gegen radiale

Verschiebungen haben, sind sie durch einen um den verstellbaren Bolzen m drehbaren Lenker d miteinander verbunden. Die zum Festklemmen des Bolzens m in einem ovalen Loche des Kupplungsarmes dienende Mutter q hat eine schräge Auflagefläche, womit Lockerungen des Bolzens durch die Fliehkraft der Backen verhütet werden. Zum Ein- und Nachstellen der Kupplung dient die Schraube k mit Stell-schraube l .

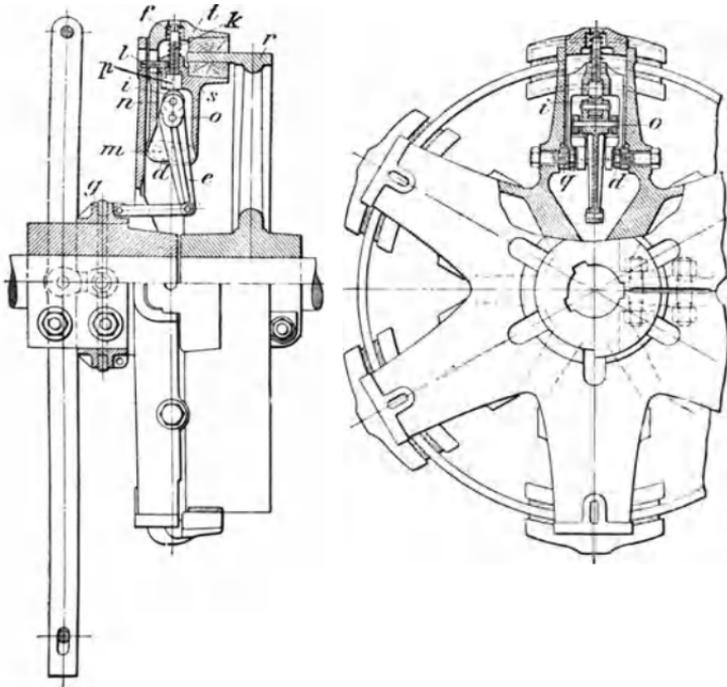


Fig. 167.

Die Hill-Kupplungen werden mit geteiltem oder mit ungeteiltem Reibungsring und Armkreuz ausgeführt.

Die Abmessungen, sowie die Höchstwerte der übertragbaren Leistungen N (in PS) bei verschiedenen Umdrehungen und die Gewichte der Hillschen Kupplung (Kreuz- und Reibungsring ungeteilt) ergeben sich aus der auf S. 211 befindlichen Zusammenstellung.

Das „Eisenwerk Wülfel“ empfiehlt Reibungskupplungen in Verbindung mit einer Riemenscheibe für solche Fälle, in denen die Ausrückung zwar beliebig oft, aber stets nur auf kürzere Zeit erfolgt.

Nummer	Anzahl der Arme	Größter Durchmesser	Durchmesser des Reibungsringes		Höchstwert der übertragbaren Leistung (in PS) bei minutlichen Umdrehungen													Ungefährtes Gewicht der Kuppelung einschließlich schließlich Schleifring kg
			innen mm	außen mm														
					50	60	70	80	90	100	120	140	160	180	200	250	300	
6	2	610	490	510	.	.	.	6	7	8	10	11	13	14	15	17	19	79
7	3	610	490	510	.	7	8	9	11	13	15	17	19	19	23	27	30	88
8	3	725	599	625	9	10	12	14	16	18	21	25	28	32	40	44	48	148
9	4	865	713	745	14	17	20	23	26	28	34	40	46	50	65	75	80	260
10	4	980	800	835	21	25	30	34	38	42	50	60	65	75	85	100	110	350
11	4	1090	902	940	30	36	44	50	55	60	75	85	95	100	110	130	150	500
12	4	1255	1036	1080	44	50	60	70	80	90	100	120	140	160	170	190	200	730
13	4	1420	1168	1220	75	90	100	120	130	150	180	200	225	250	300	350	.	1025
14	6	1420	1168	1220	110	130	150	170	200	225	250	300	325	375	475	.	.	1255
15	6	1620	1344	1400	160	190	225	250	275	300	375	425	475	525	550	625	.	1835
16	6	1810	1510	1570	200	250	300	325	375	425	500	600	650	700	700	.	.	2440

14 *

Einigen Anhalt für die Verwendbarkeit gibt die nachstehende Tabelle.

Anzahl der minutlichen Umdrehungen	Die Riemenscheibe befindet sich an der		
	treibenden und im Betriebe leicht zugänglichen Welle	treibenden, aber im Betriebe schwer zugänglichen Welle	getriebenen Welle
	zulässige Breite b des einfachen Riemens in mm		
100	350	300	300
150	300	250	250
200	250	200	200
250	200	.	.

Ist die Anzahl der minutlichen Umdrehungen oder die Riemenbreite größer, als vorstehend angegeben, oder dauert die Ausrückung stets längere Zeit, so ist die Riemenscheibe an einer für sich gelagerten und mit dem Reibungsring verbundenen hohlen Welle anzubringen, welche die zu kuppelnde volle Welle umschließt. (Eine derartige Anordnung in Verbindung mit einer sog. Hermann-Kupplung der Firma Zacharias & Steinert in Magdeburg-N. s. Fig. 168 b.)

Die neuerdings von der Firma Zacharias & Steinert in Magdeburg-N. unter der Bezeichnung „Hermann-Kupplung“ in den Handel gebrachte Reibungskupplung ist in Fig. 168 a (S. 214) dargestellt.

Sie besitzt, wie die vorbesprochene Hillsche Kupplung, je nach der Größe der zu übertragenden Kraft, zwei bis sechs mit Holz gefütterte Klemmbackenpaare. Jede äußere Klemmbacke steht durch eine Zugstange mit Gewinde am unteren Ende, über welches ein mit dem Gabelhebel der zugehörigen inneren Klemmbacke beweglich verbundenes Scharnier greift, mit dieser in Verbindung. Mittels des beweglichen Scharniers lassen sich die Klemmbacken ein- und nachstellen. Der zu ihrer gleichmäßigen Anpressung auf den Reibungsring erforderliche Druck kommt unmittelbar zur Wirkung; dieser Umstand gestattet eine verhältnismäßig leichte Ausführung der Klemmbacken, sowie eine starke Druckanwendung und Ausnutzung des Druckes. Da die zur Verhinderung achsialer Verschiebungen durch je zwei Federn gehaltenen inneren Bremsbacken sich in der Mitnehmerscheibe unabhängig von dieser radial bewegen bzw. einstellen können, wird auch bei nicht ganz genau parallel liegenden Wellen ein ruhiger (nicht würgender) Gang derselben in den Lagern erzielt.

Fig. 168 b (S. 215) zeigt die Hermann-Kupplung in Verbindung mit einem auf einer Hohlwelle m befestigten Reibungsringe n .

Aus der auf S. 213 oben befindlichen Zusammenstellung sind die Abmessungen und Gewichte der Hermann-Kupplung (Reibungsring und Mitnehmerscheibe ungeteilt) zu entnehmen.

Während bei den vorbesprochenen Reibungskupplungen die zur Kraftübertragung erforderliche Reibung bei jedesmaligem Einrücken von

Nummer	Zulässige Bohrung mm	Anzahl der Klembackenpaare	Äußerer Durchmesser der Kupplung mm	Äußerer Durchmesser des Reibungsringes mm	Kranzstärke des Reibungsringes mm	Nabenlänge des Reibungsringes mm	Nabenlänge der Mitnehmer-scheibe mm	Verschiebung der Ausrückmuffe mm	Ungefähres Gewicht der Kupplung, einschließlich Schleifring kg
1	30—50	2	520	400	12	80	200	40	70
2	40—60	3	580	450	12	90	210	45	95
3	50—70	3	650	500	15	100	240	50	125
4	60—80	3	750	575	15	110	260	55	170
5	70—90	3	865	685	17	125	290	65	235
6	80—105	4	925	725	17	135	310	70	320
7	90—120	4	1025	800	20	150	345	80	400
8	100—130	4	1100	875	20	160	360	80	485
9	110—140	4	1200	950	22	175	375	85	600
10	120—150	4	1300	1025	22	190	390	90	725
11	130—160	6	1400	1100	25	200	410	95	900
12	140—175	6	1500	1175	25	215	425	100	1025

neuem erzeugt werden muß, ist dies bei der Reibungskupplung (Bauart *A*) von Lohmann & Stolterfoht — eine Verbindung von Klinken- und Reibungskupplung — nicht erforderlich.

Wie Fig. 169 (S. 216) erkennen läßt, ist auf der treibenden Welle das mit Sperrzähnen versehene Klinkenzahnrad *c*, auf der getriebenen Welle der mit Reibungsflächen ausgestattete Hohlkegel *a* festgekeilt¹⁾. *b* ist ein loser Reibungskegel, der bewegliche Klinken *g* trägt und durch eine Stirnscheibe *d*, mittels Spannschrauben gegen *a* gepreßt wird, sodaß die hierdurch erzielte Reibung genau der zu übertragenden Kraft entspricht. Zur Regelung des Anpressungsdruckes, sowie zur Ausgleichung der kleinen Formänderungen infolge der Erwärmung und Abnutzung im Betriebe sind Gummischeiben unter die Unterlegscheiben der Muttern für die Spannschrauben gelegt. Die Reibungskupplung bleibt sonach dauernd geschlossen. Das Ein- und Ausrücken geschieht mittels der Klinken *g*.

Durch Spiralfedern auf den vierkantigen Köpfen ihrer Drehbolzen werden die Klinken gegen die Sperrzähne des Rades *c* gedrückt und von diesen mitgenommen, damit auch *b* und, infolge der Reibung in den Kegelflächen, der Hohlkegel *a* mit der zu treibenden Welle. Um die Kupplung auszurücken, wird die Hülse *k* nach rechts bewegt, so daß die auf den Klinkenbolzen sitzenden Ausrückarme *i*, indem sie in spiralförmig nach außen verlaufende Schlitz der an der Drehung ge-

¹⁾ Bei Kupplungen, die nur den Antrieb von Reservomotoren vermitteln, ist *a* treibend zu nehmen. Ebenso kann in den Fällen, wo das treibende Wellenende zu kurz ist oder die Kupplung mit einer die Welle antreibenden Riemenscheibe verbunden wird, die Anordnung umgekehrt sein.

hinderten Hülse k zu liegen kommen, die Ausklinkung und damit die Lösung der Kupplung bewirken.

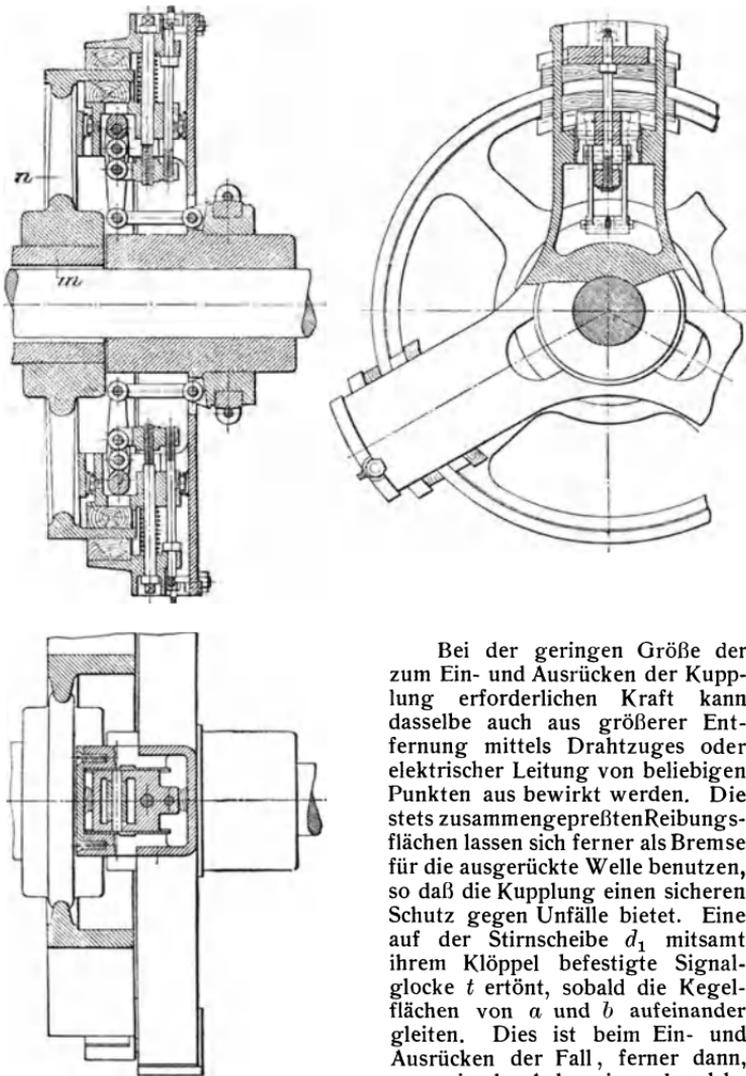


Fig. 168a.

Bei der geringen Größe der zum Ein- und Ausrücken der Kupplung erforderlichen Kraft kann dasselbe auch aus größerer Entfernung mittels Drahtzuges oder elektrischer Leitung von beliebigen Punkten aus bewirkt werden. Die stets zusammengepreßten Reibungsflächen lassen sich ferner als Bremse für die ausgerückte Welle benutzen, so daß die Kupplung einen sicheren Schutz gegen Unfälle bietet. Eine auf der Stirnscheibe d_1 mitsamt ihrem Klöppel befestigte Signalglocke t ertönt, sobald die Kegelflächen von a und b aufeinander gleiten. Dies ist beim Ein- und Ausrücken der Fall, ferner dann, wenn in der Anlage irgend welche unbeabsichtigten Widerstände auftreten.

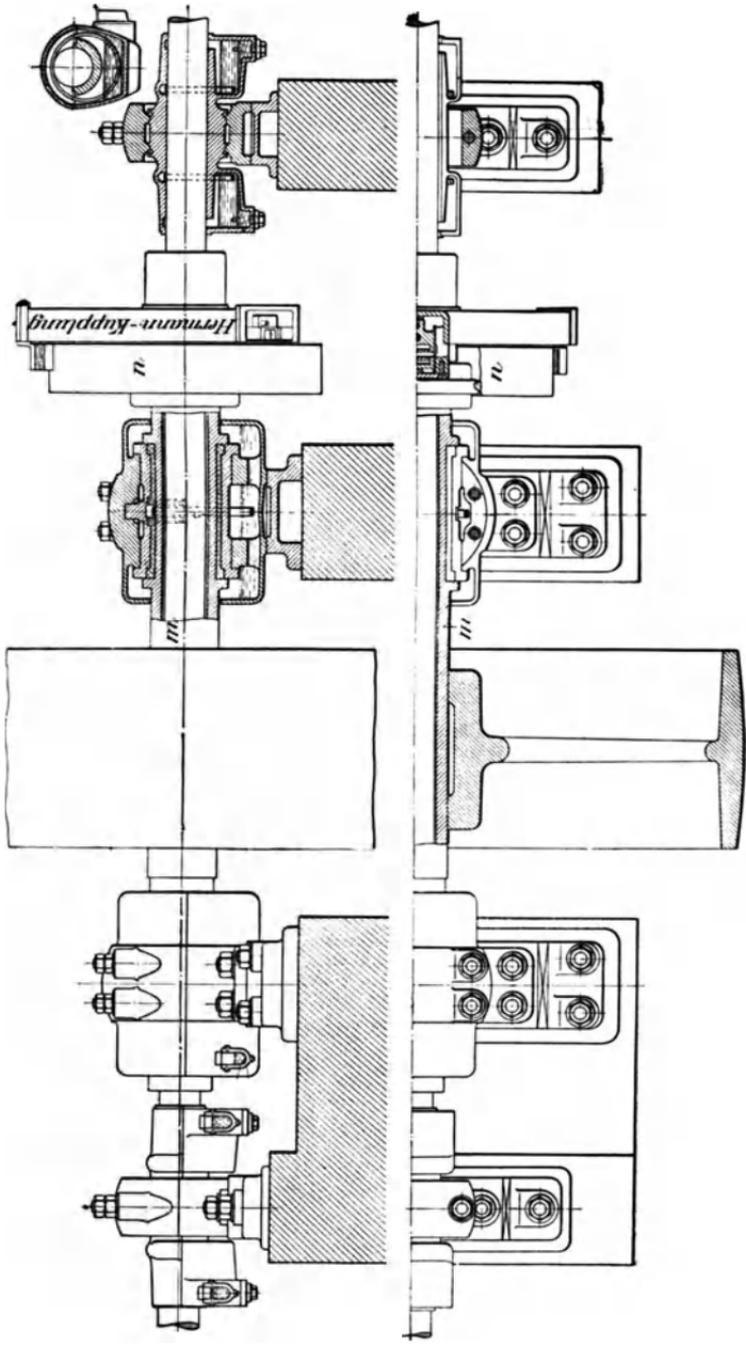


Fig. 168b.

Lohmann & Stolterfoht liefern diese Kupplung in folgenden Größen.

Wellendurchmesser d mm	Leistung in PS bei 100 minütlichen Umdrehungen ¹⁾	Größter Durchmesser D mm	Ganze Länge der Kupplung mm	Ungefähres Gewicht kg
40	1,5	290	295	35
40	3	310	325	45
40	4	340	355	55
50	6	390	395	70
60	8	410	450	95
70	15	470	515	130
80	23	505	580	175
90	35	580	625	240
100	50	625	680	305
110	70	700	735	400
120	100	745	790	500
130	130	790	830	600
140	160	850	895	750
150	200	900	955	890
175	300	1040	1080	1400
200	450	1200	1250	1950

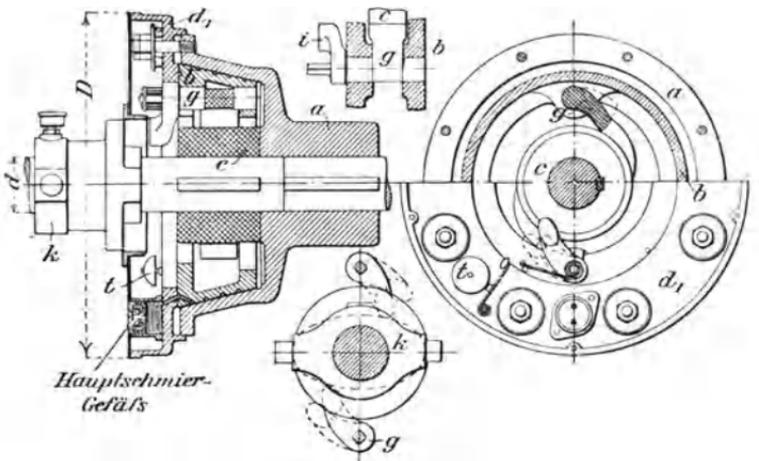


Fig. 169.

¹⁾ Anmerkung siehe S. 207.

Die Firma macht noch darauf aufmerksam, daß für die richtige Wahl der Kupplungsgröße weniger die im Mittel zu übertragende Leistung (in PS), als vielmehr die Häufigkeit der Benutzung, die Größe der eingerückten Muffen und sonstige Betriebsverhältnisse zu berücksichtigen sind¹⁾.

Eine eigenartige Ausrückkupplung der Maschinenfabrik G. Luther, A.-G., in Braunschweig verdient ebenfalls Erwähnung. Sie besteht, wie Fig. 170 ersichtlich, aus zwei Hälften *a* und *c*, die fest bzw. verschiebbar auf den betreffenden Wellenenden sitzen. Erstere trägt Segmente mit radialen Mitnehmerzähnen, zwischen welche beim Einrücken

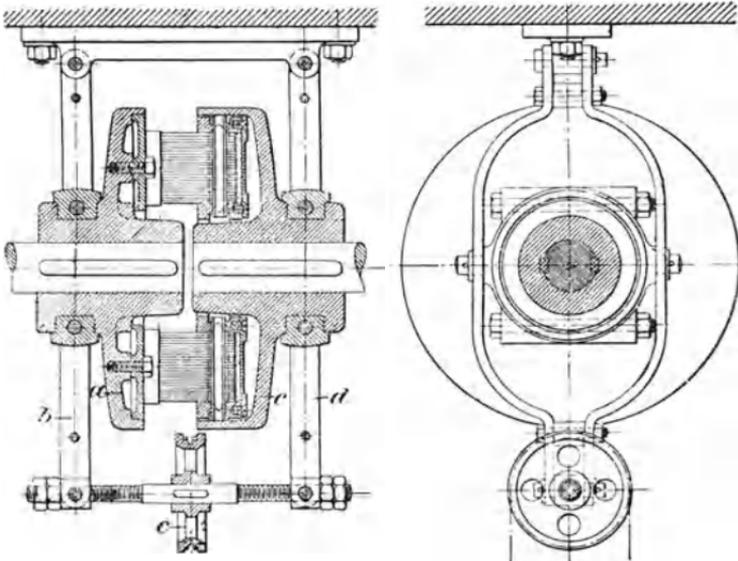


Fig. 170.

der Kupplung entsprechend angeordnete Stahldrahtbürsten der verschiebbaren Kupplungshälfte *c* greifen, wodurch die Mitnahme erfolgt. Im ausgerückten Zustande stehen die Bürsten 4 bis 5 mm von den Mitnehmerzähnen ab. Da die Ein- bzw. Ausrückung nur im Betriebe zu erfolgen hat, so gleiten die gut zu öhlenden Bürsten, unter entsprechender Durchbiegung, so lange über die Mitnehmerzähne hinweg, bis die volle Eintrittstiefe der Bürsten (6 bis 10 mm) und damit der Schluß der Kupplung erreicht ist.

Die Hauptabmessungen und Gewichte dieser Bürstenkupplung gibt folgende Zusammenstellung.

¹⁾ In Bezug hierauf vergl. Ad. Ernst: Ausrückbare Kupplungen für Wellen und Räderwerke, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1889, S. 481.

Nummer der Kupplung	Leistung in PS bei 100 minut- lichen Um- drehungen ¹⁾)	Äußerer	Ganze	Spielraum	Ungefähres Gewicht
		Durch- messer	Länge	zwischen den Wellen- enden	
		mm	mm	mm	kg
Q ₃₅	4	350	335	15	85
Q ₄₅	8	450	372	15	132
Q ₅₅	14	550	398	15	190
Q ₆₅	25	650	421	15	260
Q ₇₅	35	750	450	15	350
Q ₈₅	54	850	478	15	500
Q ₉₅	70	950	509	15	650
Q ₁₀₅	95	1050	534	15	830
Q ₁₁₅	118	1150	534	15	1000
Q ₁₂₅	155	1250	577	15	1300
Q ₁₄₀	200	1400	611	15	1600
Q ₁₆₀	270	1600	.	.	.
Q ₁₈₀	350	1800	.	.	.
Q ₂₀₀	460	2000	.	.	.

Die zum Ein- und Ausrücken der lösbaren Kupplungen dienenden Hebel lassen sich für kleinere Kupplungen — bei genügender Länge des Hebels (etwa 2,5 m von Mitte Welle gerechnet) — von Hand bewegen.

Für größere Kupplungen oder bei beschränktem Raume auch für kleinere Kupplungen kommen Ausrücker mit Zahnstangen oder solche mit Schraubenspindeln in Anwendung.

Fig. 171 zeigt einen Zahnstangenausrücker für eine mit Riemenscheibe verbundene Hillsche Reibungskupplung Nr. 10 des Eisenwerks Wülffel vor Hannover. Bei diesem wird mittels Kettenrad (Handrad) durch Räderübersetzung eine mit dem Ausrückhebel gelenkig verbundene Zahnstange hin und her bewegt.

Bei der Fig. 170 ersichtlichen, zu einer Bürstenskupplung der Maschinenfabrik G. Luther, A.-G. in Braunschweig gehörigen Ausrückvorrichtung erfolgt die Bewegung des Ausrückhebels *d* durch Schraubenstellung mittels eines Kettenrades *e*. Zur Lagerung der Schraubenspindel ist noch ein zweiter Hebel *b* angeordnet. Soll dieser in Wegfall kommen, so ist die Schraubenspindel in einem besonderen Bockchen zu lagern.

Da die Ausrückvorrichtungen mit Zahnstangen nicht wie jene mit Schraubenspindeln selbstsperrend sind, bieten sie den Vorteil, daß der Schleifring nach erfolgtem Einrücken der Kupplung von dem hierzu erforderlichen Drucke sofort entlastet wird.

Wenn mehrere Motoren gleichzeitig auf denselben Wellenstrang treibend wirken, so vermittelt man die Bewegungsübertragung durch Kraftmaschinenkupplungen, die sich, je nach der Geschwindig-

¹⁾ Anmerkung siehe S. 207.

keit der einzelnen Motoren, selbsttätig ein- oder ausrücken. Handelt es sich z. B. um die Verbindung des Antriebes eines Wasserrades oder einer

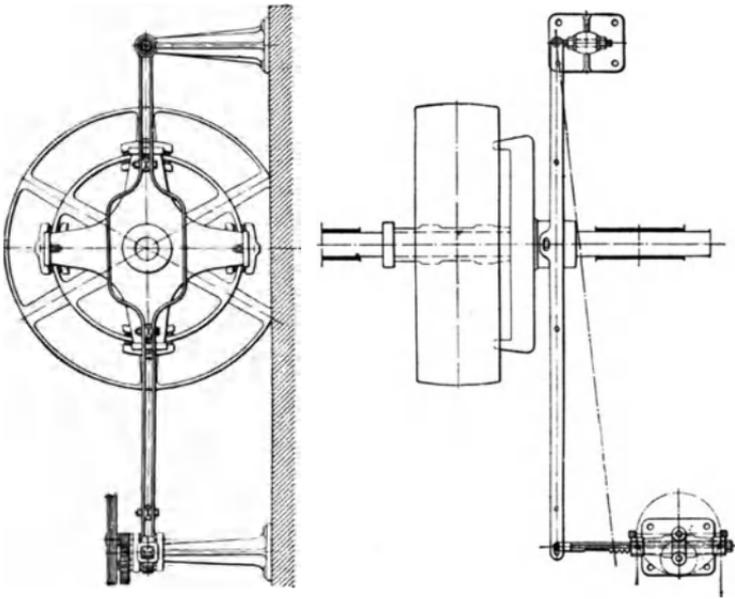


Fig. 171.

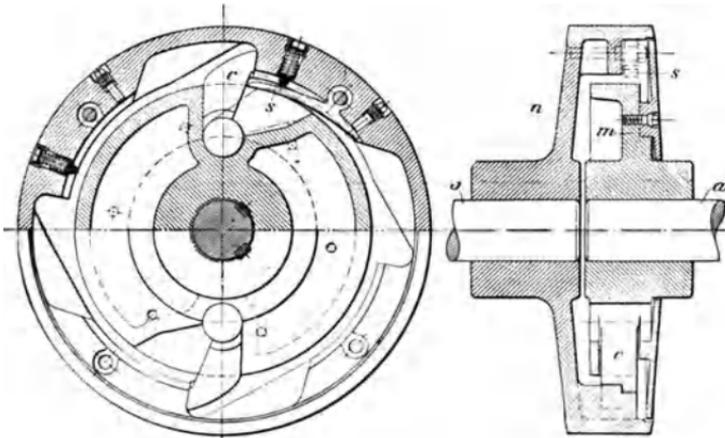


Fig. 172.

Turbine mit einer Dampfmaschine, so ist diese, wenn sie nur zeitweise in Betrieb kommen soll, durch eine Kraftmaschinenkupplung mit dem Wellenstränge zu verbinden.

Eine häufige Anwendung findet in solchen Fällen die Uhlhornsche Klinkenkupplung mit einseitig wirkendem Gesperre.

Fig. 172 zeigt diese Kupplung in der Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau.

Die auf der zum Hilfsmotor (Dampfmaschine) gehörigen Welle a befestigte innere Kupplungshälfte m überträgt die Umfangskraft durch zwei in Lücken der äußeren Kupplungshälfte n eingreifende Mitnehmer c auf die vom Hauptmotor (Wasserrad oder Turbine) angetriebene Welle b . Die Kupplung rückt selbsttätig ein, sobald bei Ingangsetzung des Hilfsmotors dieser die Geschwindigkeit des Hauptmotors erreicht und hierdurch die Mitnehmer, an doppelarmige Sperrfedern s anstoßend, in die Zahnücken der äußeren Kupplungshälfte n eindringen. Die Ausrückung erfolgt, sobald die äußere Kupplungshälfte voreilt. Die Mitnehmer c kommen dann in Lücken der inneren Kupplungshälfte zu liegen (in Fig. 172 durch punktierte Linien angedeutet), so daß die Sperrfedern s über sie hinweggleiten.

G. Lager.

Lager sind Maschinenteile die zur Führung der Trag- und Spurzapfen dienen. Hiernach unterscheidet man Trag- und Spur- oder Stützlager.

a) Traglager.

Fig. 173 zeigt ein Traglager gewöhnlicher Bauart. Die Länge l und der innere Durchmesser d der aus Rotguß oder aus Gußeisen mit einem eingegossenen Futter aus Weißmetall gefertigten Lagerschalen sind durch die Größe des aufzunehmenden Zapfens bestimmt. Die Stärke s_1 der Schale ist von dem Material, dem Zapfendruck, der zu erwartenden Abnutzung u. s. w. abhängig.

Man nimmt für Rotgußschalen

$$s_1 = \frac{d}{16} + 0,5 \text{ cm.}$$

Zur Sicherung achsialer Verschiebungen erhält die Schale seitliche Ränder; zur Verhinderung einer Drehung ist sie mit einem stiftartigen Ansatz (Zapfen) versehen, der in einer entsprechenden Bohrung des Lagerdeckels liegt. Häufig werden an Stelle des angegossenen Zapfens ein oder zwei kurze Dübel in die Oberschale fest eingeschlagen und in diese die Ölröhren geschraubt (s. Fig. 191); zuweilen verhüten letztere allein oder aber ein in den Lagerkörper geschlagener Stift, der in die Unterschale greift, die Drehung der Schale (s. Fig. 192).

Der in den Lagerkörper eingepaßte Deckel ist gegen achsiale Verschiebungen dadurch gesichert, daß die obere Schale mit ihren Rändern über den Lagerkörper greift. Abnutzungen der Lagerschale werden durch leichtes Nachziehen der Deckelschrauben ausgeglichen; um ein selbsttätiges Lösen der letzteren zu verhüten, sind Gegenmuttern an-

geordnet. Der Gewindedurchmesser δ der Deckelschrauben bestimmt sich aus dem Zapfendruck $P = k l d$ (Gl. 29, S. 181) zu

$$\frac{P}{2} = \frac{k l d}{2} = \frac{1}{4} \pi \delta^2 k_z,$$

worin $k_z = 480 \text{ kg/qcm}$ gesetzt werden kann.

Ist der Zapfendruck abwärts gerichtet, so können die Schrauben entsprechend schwächer gehalten werden.

Je nach der Größe des Flächendruckes k (s. S. 181) erhält man schwere oder leichte Lager; für gewöhnliche Triebwerkklager mit $l = 1,5 d$ genügt $k = 20$ bis 25 kg/qcm .

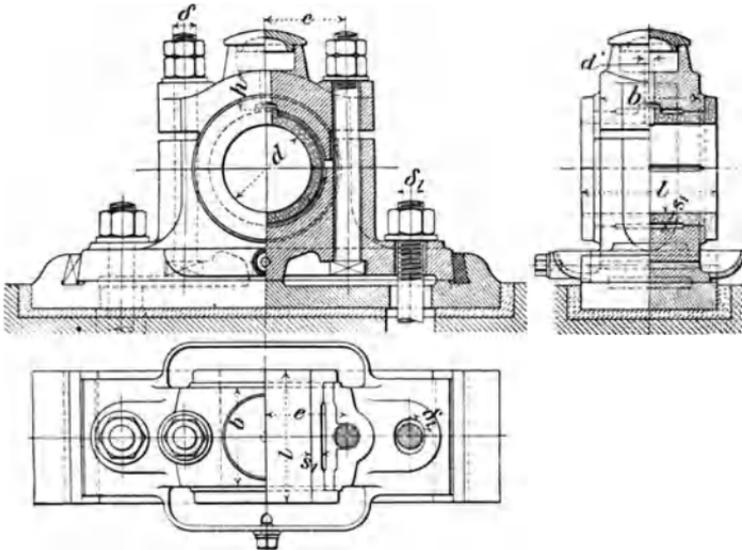


Fig. 173.

Die Deckelstärke h folgt aus der Gleichung der Biegefestigkeit

$$\frac{P}{2} \left(l - \frac{d}{4} \right) = \frac{1}{6} (b - d') h^2 k_b,$$

worin $k_b = 360 \text{ kg/qcm}$ einzusetzen ist; ändert jedoch P seine Stärke und Richtung sehr, so ist k_b entsprechend kleiner zu wählen.

Der mittlere Flächendruck zwischen Sohlplatte und dem auf Sandstein oder Klinkermauerwerk ruhenden Zementunterguß soll höchstens 10 kg/qcm betragen

Den Gewindedurchmesser der Fundamentanker nimmt man

$$\delta_1 = \frac{9}{8} \delta.$$

Um die Fundamentanker gegen seitliche Beanspruchungen zu schützen, erhält die Sohlplatte sog. Keilnasen, zwischen welche und den Lagerfuß Keile eingeschlagen werden.

Die Sohlplatte und die Arbeitsleisten auf der unteren Fläche des Lagers fallen fort, wenn dasselbe auf einem Holzbalken oder dergl. unmittelbar befestigt wird.

Rücksichten auf den verfügbaren Raum veranlassen zuweilen die Anbringung des Fig. 174 in Verbindung mit einem Hängebock dargestellten Rumpflagers; dasselbe unterscheidet sich von dem vorbesprochenen Traglager durch Weglassen der Lagerfüße. Die Befestigung des Rumpflagers auf seiner Unterlage erfolgt durch die Deckelschrauben, die zu dem Zwecke je mit einem in dem Lagerkörper eingelassenen Zwischenkopf versehen sind.

Für schwere Antriebswellen ($d \geq 10$ cm) eignet sich das Fig. 175 ersichtliche Lager mit Rotguß- oder Weißmetallschalen.

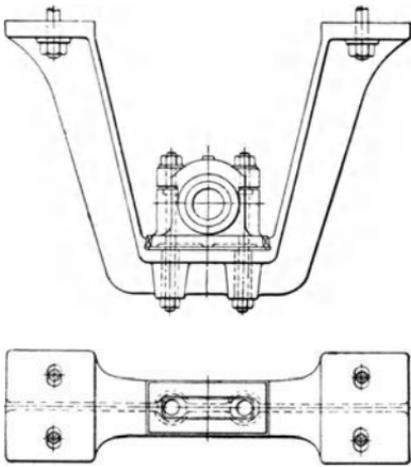


Fig. 174.

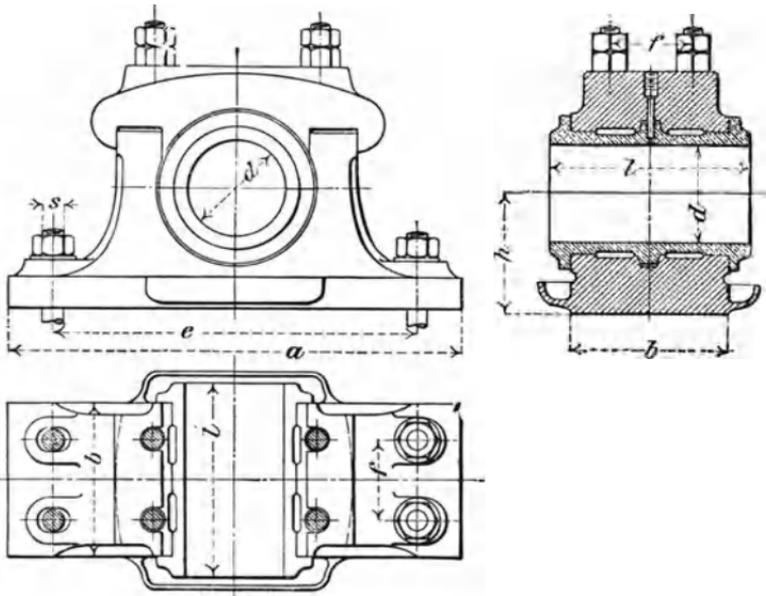


Fig. 175.

Hauptabmessungen und Gewichte dieser Lager — nach der Ausführung der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau — sind in der folgenden Zusammenstellung enthalten.

Wellen- durch- messer <i>d</i>	Schalen- länge <i>l</i>	Lager- höhe <i>h</i>	Fußplatte		Schrauben			Ge- wicht kg
			<i>a</i>	<i>b</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>s</i>	
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
100	200	130	450	170	360	90	23	75
110	220	130	450	170	360	90	23	80
120	240	150	540	190	430	100	26	105
130	260	150	540	190	430	100	26	110
140	280	180	650	240	530	120	33	190
150	300	180	650	240	530	120	33	195
160	320	180	650	240	530	120	33	200
170	340	210	780	280	640	150	39	330
180	360	210	780	280	640	150	39	340
190	380	240	890	320	720	170	43	470
200	400	240	890	320	720	170	43	480
210	420	280	1000	360	810	200	46	620
220	440	280	1000	360	810	200	46	635
230	460	320	1120	400	900	230	53	870
240	480	320	1120	400	900	230	53	900

Sollen die Lagerschalen etwaigen Durchbiegungen der Welle folgen können, so sind sie beweglich anzuordnen.

Fig. 176 zeigt ein Sellerssches Traglager mit beweglichen Schalen. Letztere, aus Gußeisen gefertigt, sind um kugelförmige Zapfen drehbar, die in der Lagermitte den gemeinsamen Mittelpunkt haben und mit dem Deckel und Lagerkörper ein Kugelgelenk bilden. Durch die jetzt selbsttätige Einstellung der Schalen in die Wellenrichtung wird eine gleichmäßige Verteilung des Zapfendruckes über das lange Lager ($l \sim 4d$) ermöglicht. Der Flächendruck fällt infolgedessen klein aus, was eine gute und billige Schmierung, geringe Abnutzung und gute Wärmeentziehung zur Folge hat. Zur Schmierung dient in der Regel ein in den Lagerdeckel eingesetzter Selbstöler oder dergl.; außerdem sind die seitlichen Näpfe der Oberschale mit Talg oder einem anderen steifen Fett gefüllt, das bei einem Warmlaufen der Welle flüssig und damit wirksam wird. Die Tropfschalen am Fuße des Lagers fangen das ablaufende Öl auf.

In Fällen, wo seitliche Drucke zu erwarten sind, empfiehlt die Berlin-Anhaltische Maschinenbau-A.-G. in Dessau das Fig. 177 ersichtliche Sellerssche Lager mit noch zwei seitlichen Kugelflächen. Die Hauptabmessungen und Gewichte dieser sog. Vierkugellager sind in der auf S. 224 oben befindlichen Zusammenstellung enthalten.

Für Räume, in denen abtropfendes oder abgeschleudertes Öl zu Übelständen Veranlassung geben könnte, sowie für Wellen mit hohen Umdrehungszahlen, ferner für Betriebe, in denen man sich von der

Wellendurchmesser d mm	Schalenlänge l mm	Lagerhöhe h mm	Fußplatte		Schrauben		Gewicht kg
			b mm	c mm	e mm	s mm	
25	100	48	160	65	115	13	4
30	120	55	190	75	140	13	6
40	160	70	220	90	166	13	9
50	200	82	260	105	200	16	14
60	240	95	310	125	230	20	22
70	280	110	350	140	260	23	36
80	320	110	350	140	260	23	39
90	360	125	400	165	300	26	59
100	400	140	450	190	340	29	85
110	440	140	450	190	340	29	91
120	480	160	516	220	396	33	115
130	520	160	516	220	396	33	124
140	560	180	580	250	460	36	150
150	600	180	580	250	460	36	160

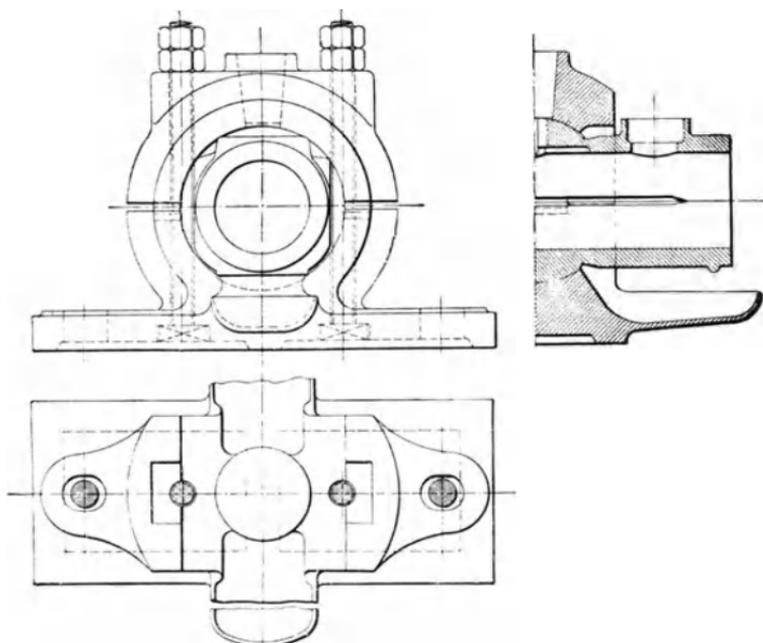


Fig. 176.

Zuverlässigkeit der Wartung unabhängig machen will u. s. w., eignen sich Lager mit Ringschmierung. Bei diesen Lagern kommen Schmiergefäße und Tropfschalen in Wegfall. Die Schmierung erfolgt selbsttätig durch einen oder zwei Ringe, die lose auf der Welle hängen und derselben bei ihrer Umdrehung das erforderliche Schmiermaterial zuführen.

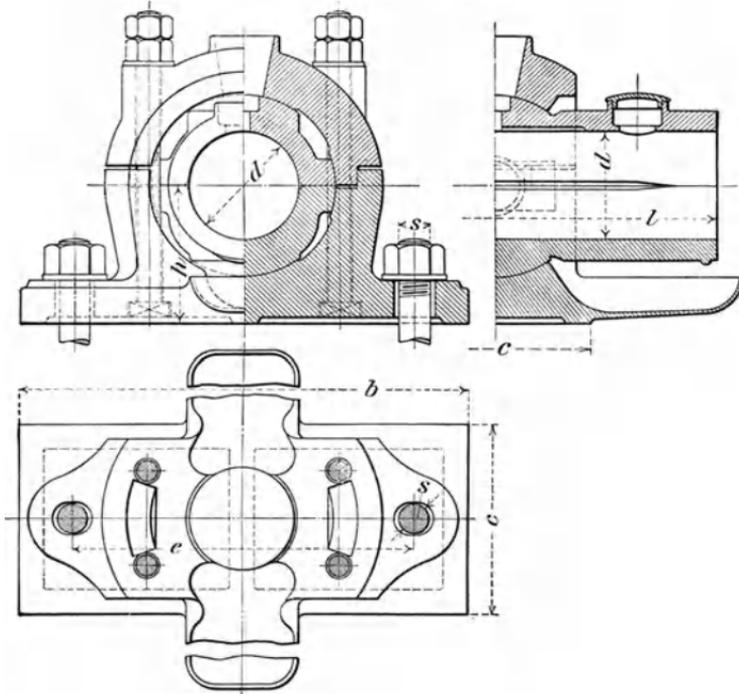


Fig. 177.

Fig. 178 zeigt ein Ringschmierlager der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau. Dieses sog. Dessauer Sparlager ist ein geteiltes Lager mit Kugelbewegung, dessen Unterschale von einem Behälter für das Schmieröl umschlossen wird. Zwei in dem Lager auf der Welle lose hängende Ringe tauchen unten in das Öl des Behälters ein und besorgen bei ihrer durch die Reibung bewirkten Drehung die Schmierung. Durch Schmiernuten wird das Öl auf die ganze Länge der Lauffläche gleichmäßig verteilt und gelangt in den Behälter zurück, aus dem es von neuem mitgenommen wird.

Zufolge der eigenartigen Formgebung der Schalen ist das Lager selbstdichtend; besondere Dichtungsmittel, Abstreich- und Abscheuder- vorrichtungen sind nicht vorhanden. Das Lager wird in folgenden Hauptgrößen geliefert.

Freytag, Hilfsbuch.

Wellen- durch- messer d	Schalen- länge l	Lager- höhe h	Fußplatte		Schrauben		Ge- wicht kg
			b	c	e	s	
			mm	mm	mm	mm	
30	150	80	190	75	140	13	8
40	200	90	220	90	166	13	12
50	240	100	260	105	200	16	18
60	280	110	310	125	230	20	27
70	330	130	350	140	260	23	45
80	330	130	350	140	260	23	47
90	390	150	400	165	300	26	70
100	460	180	450	190	340	29	105
110	460	180	450	190	340	29	109
120	520	200	516	220	396	33	157
130	520	200	516	220	396	33	161

Für schwere Antriebswellen ($d = 5$ bis 22 cm) werden von der Firma Ringschmierlager mit herausnehmbaren Weißmetallschalen geliefert, deren Länge im Mittel $\sim 2,4 d$ beträgt.

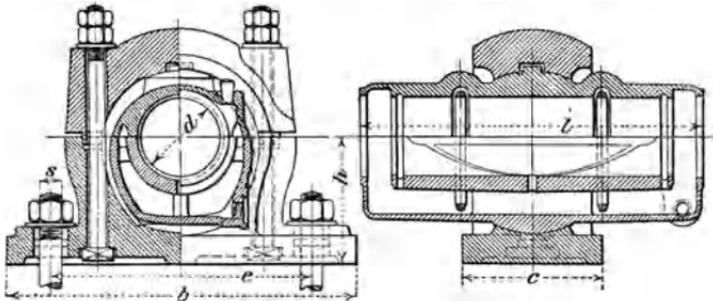


Fig. 178.

Zacharias & Steinert in Magdeburg-N. bauen Ringschmierlager mit getrennten Ölkammern an den Enden, die je durch zwei seitliche Kanäle miteinander in Verbindung stehen. Derartige Lager mit Kugelbewegung dienen in Fig. 168 b zur Führung der mittels Hermann-Kupplung mit einer Hohlwelle verbundenen vollen Welle. Die bis auf eine gewisse Höhe mit Wasser angefüllten Ölkammern bilden in ihren unteren Teilen Schlammfächer, deren Inhalt — vom Öl abgesonderter Schmutz — nach Lösen einer Kopfschraube abgelassen werden kann. Zur Erkennung des Ölstandes ist jede Kammer mit einem Schauglas versehen.

An Stelle der losen Schmierringe, die zuweilen unregelmäßig laufen, verwendet das Eisenwerk Wülfel einen zweiteiligen Öhring, der inmitten des Lagers durch eine starke Blattfeder oder mehrere Spiralfedern derart auf die Welle festgeklammert wird, daß diese in der Längsrichtung verschiebbar bleibt.

Fig. 179 stellt ein derartiges Lager mit Kugelbewegung dar. Der Ölring fördert in ununterbrochenem Strome das Öl aus dem unteren Behälter der Lagerschalen in den oberen Behälter, von wo aus es auf die ganze Länge der Lauffläche verteilt wird.

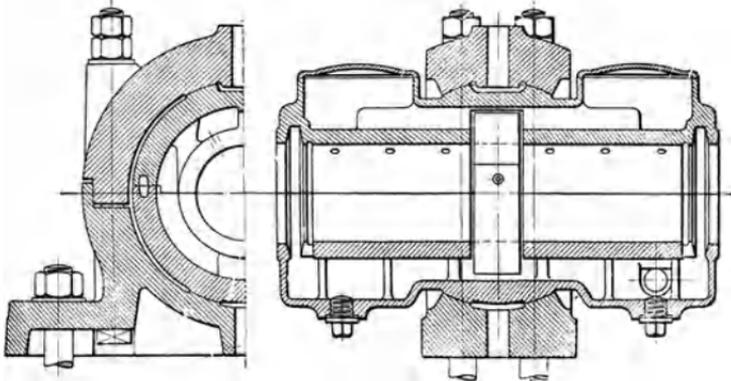


Fig. 179.

Durch Abheben der Deckel der Ölbehälter wird der Ölumlauft sichtbar und läßt sich jederzeit kontrollieren.

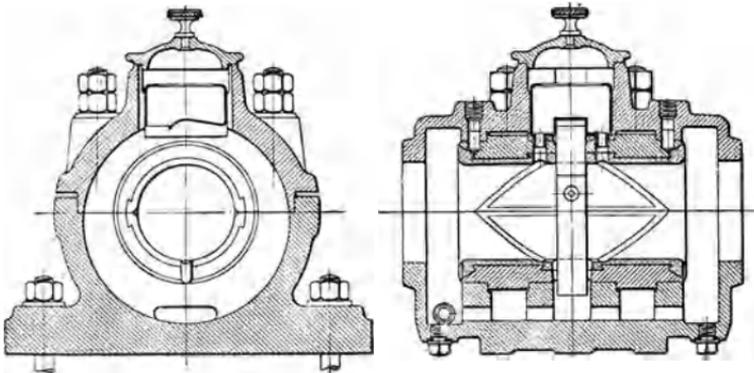


Fig. 180.

Fig. 180 zeigt ein Weißmetallager derselben Firma mit Ringschmierung und herausnehmbaren Lagerschalen. In dem oberen Ölbehälter ist ein Blechgefäß mit einer Zunge angeordnet, welche das am äußeren Umfange des Ringes haftende Öl abstreicht. Um Ölverluste zu vermeiden, sind Überläufe vorgesehen, durch welche das Öl in den unteren Behälter zurückfließt.

Können die Lager auf einer Mauer, auf einem Holzbalken oder dergl. keine unmittelbare Abstützung finden, so sind Lagerstühle

(Lagerböcke) anzuordnen, oder es ist das Lager als sog. Bocklager auszubilden.

Fig. 181 zeigt einen Lagerbock, wie er häufig ausgeführt wird.

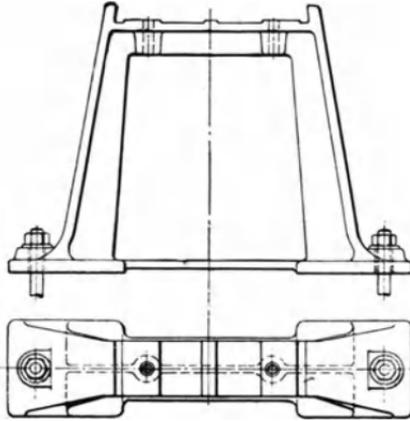


Fig. 181.

Die Mittelpunkte der vorbesprochenen Lager lassen sich nur in wagerechter Richtung — durch Verschieben des Lagers auf seiner Unterlage — verstellen.

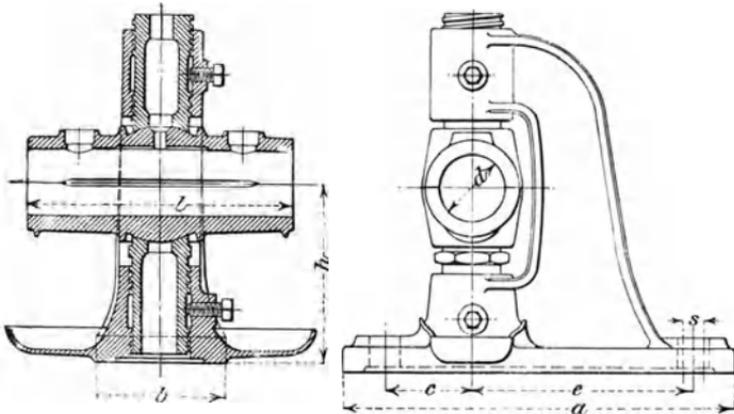


Fig. 182.

Fig. 182 zeigt ein Traglager mit Kugelbewegung, welches außer in wagerechter auch in lotrechter Richtung verstellbar ist. Hierbei liegen die Lagerschalen zwischen Spindeln, deren Enden den Kugelsegmenten der Schalen entsprechend ausgebildet sind.

Die nachstehenden Abmessungen dieser Lager sind dem Preisbuche der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. entnommen.

Wellen- durch- messer d mm	Schalen- länge l mm	Lager- höhe h mm	Fußplatte		Schrauben			Ge- wicht kg
			a mm	b mm	c mm	e mm	s mm	
40	160	130	270	90	60	150	13	14
50	200	145	315	105	70	175	16	19
60	240	175	380	125	85	215	20	30
70	280	210	445	140	100	255	23	46
80	320	210	445	140	100	255	23	52
90	360	240	510	165	115	295	26	74
100	400	270	570	190	130	340	29	102
110	440	270	570	190	130	340	29	114

Ist das Lager an einer senkrechten Wand, an einer Säule oder dergl. zu befestigen, so verwendet man Wand- bzw. Säulen-Konsol-

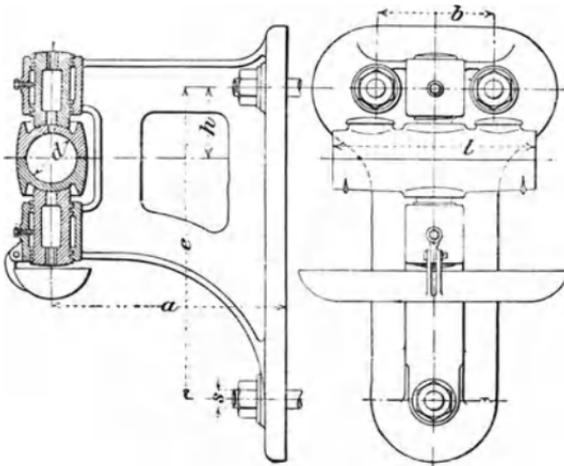


Fig. 183.

lager oder aber Wand- bzw. Säulenkonsole mit Stehlager der vorbesprochenen Bauart.

Ein offenes Wand-Konsollager zeigt Fig. 183. Es ist mit drei Ankerschrauben an der Wand (Mauer) befestigt. Die Lager haben Kugelbewegung und sind in lotrechter Richtung verstellbar.

Die Abmessungen und Gewichte solcher Lager sind in nachstehender Zusammenstellung enthalten.

Wellendurchmesser d mm	Schalenlänge l mm	Ausladung a mm	Anker				Gewicht kg
			h mm	e mm	b mm	s mm	
40	160	250	80	310	110	16	16,5
45	180	250	80	310	110	16	17,5
50	200	275	88	380	140	20	22
50	200	450	88	450	140	20	31
55	220	275	88	380	140	20	26
55	220	450	88	450	140	20	33
60	240	300	105	435	160	23	33
60	240	450	105	450	160	26	45
65	260	300	105	435	160	23	43
65	260	450	105	450	160	26	50
70	280	450	130	510	180	29	58
75	300	450	130	510	180	29	62
80	320	450	130	510	180	29	66
85	340	450	160	560	200	33	85
90	360	450	160	560	200	33	90
95	380	450	160	560	200	33	95
100	400	450	180	620	230	36	118
105	420	450	180	620	230	36	123
110	440	450	180	620	230	36	128

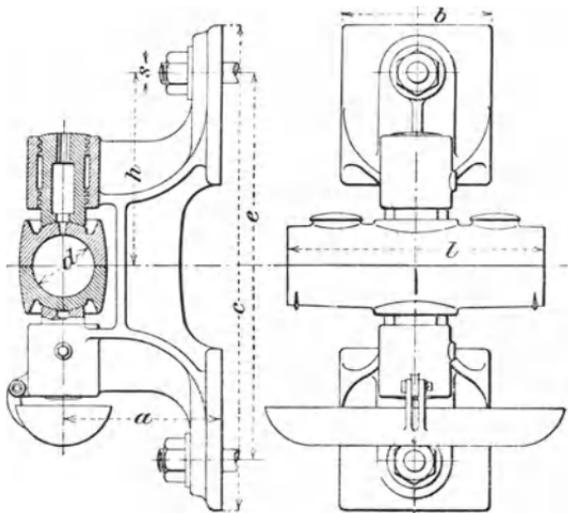


Fig. 184.

Das Fig. 184 ersichtliche Konsollager ist mit zwei Schraubenbolzen an einer Säule oder dergl. befestigt. Die in lotrechter Richtung verstellbaren Lagerschalen haben ebenfalls Kugelbewegung.

Die Lager werden in folgenden Größen geliefert.

Wellen- durch- messer d	Schalen- länge l	Aus- ladung a	Höhe $h = \frac{e}{2}$	Befestigungs- platte		Schrauben		Ge- wicht kg
				c	b	e	s	
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	
40	160	150	160	400	130	320	20	15
45	180	150	160	400	130	320	20	16
50	200	150	180	460	135	360	23	22
55	220	150	180	460	135	360	23	24
60	240	150	210	520	150	420	26	32
65	260	150	210	520	150	420	26	34
70	280	150	240	600	160	480	26	48
75	300	150	240	600	160	480	26	51
80	320	150	240	600	160	480	26	55
85	340	180	270	670	170	540	29	66
90	360	180	270	670	170	540	29	72
95	380	180	270	670	170	540	29	76
100	400	180	300	750	180	600	33	80
105	420	180	300	750	180	600	33	87
110	440	180	300	750	180	600	33	95

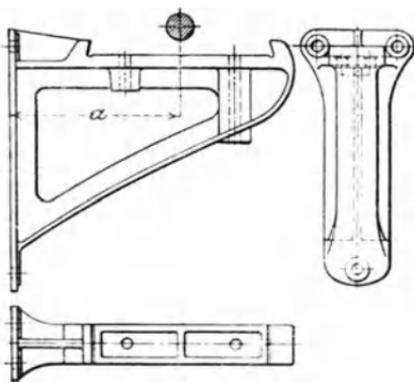


Fig. 185.

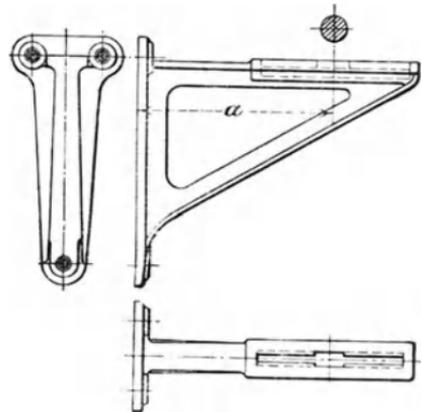


Fig. 186.

In Fig. 185 und 186 sind Wandkonsole zum Tragen je eines Stelhlagers dargestellt. Die Ausladung a richtet sich zumeist nach den Abmessungen der auf der tragenden Welle sitzenden Riemenscheiben, Räder u. dergl.

Die Säulenkonsole mit zwei übereinander liegenden Befestigungsschrauben zeigen dieselbe Bauart; zuweilen werden derartige Konsole mittels zweiteiliger Schellen an der zugehörigen Säule befestigt. Wand- und Säulenkonsole werden auch als Hohlgußkörper ausgeführt.

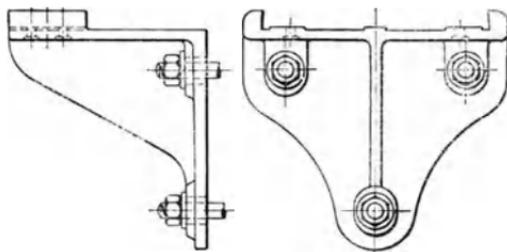


Fig. 187.

Winkelkonsole, Fig. 187, finden Anwendung, wenn die Welle kurz vor der Wand endigt.

Hat die Befestigung des Lagers an einer Decke zu erfolgen, so sind Hängelager oder Hängeböcke mit Stehlager erforderlich.

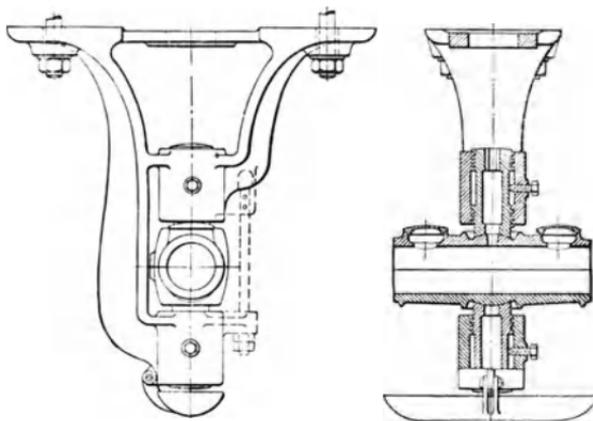


Fig. 188.

Fig. 188 zeigt ein offenes, Fig. 189 ein geschlossenes Hängelager, beide mit Kugelbewegung und lotrechter Verstellung der Lagerschalen.

Die offenen Hängelager können auch mit Stangenschluß ausgeführt werden (Fig. 188 in punktierten Linien angegeben).

Einen Hängebock für Stehlager (Rumpflager) läßt Fig. 174 (S. 222) erkennen.

Kommt das Lager in eine Mauer zu stehen, so wird es in einem Mauerkasten (Wandkasten), Fig. 190, befestigt, der durch Ein-

mauern, erforderlichenfalls noch durch Verankerung in feste Verbindung mit der Mauer zu bringen ist.

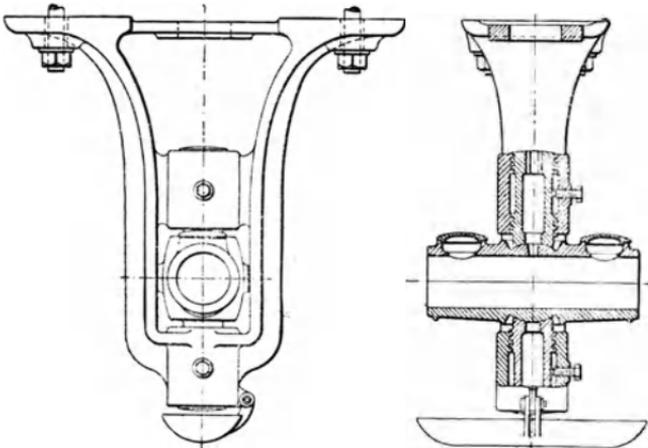


Fig. 189.

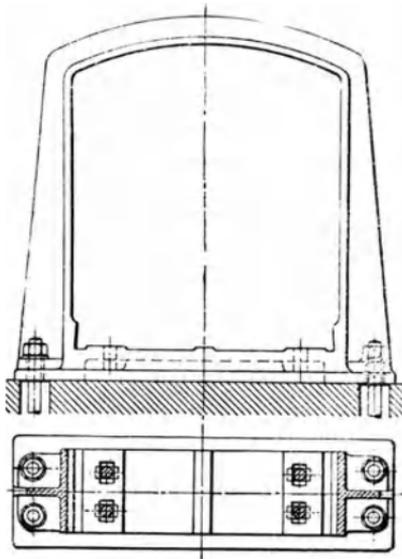


Fig. 190.

Ein mit der Grundplatte einer stehenden Verbunddampfmaschine von 320 bzw. 510 mm Cylinderdurchmesser und 500 mm Hub der

Bernburger Maschinenfabrik A.-G. in Bernburg aus einem Stück gegossenes Kurbelwellenlager zeigt Fig. 191.

Die Drehung der mit Weißmetall ausgegossenen gußeisernen Lagerschalen wird durch einen in die Oberschale fest eingeschlagenen Dübel, der in den Lagerdeckel greift, und in den auch das Ölrohr geschraubt ist, verhindert. Die vierkantigen Köpfe der Deckelschrauben liegen in entsprechenden Aussparungen der Grundplatte.

Das Nachziehen der Lagerschalen erfolgt bei den vorbesprochenen Lagerkonstruktionen durch die lotrecht zur Schalenfuge,

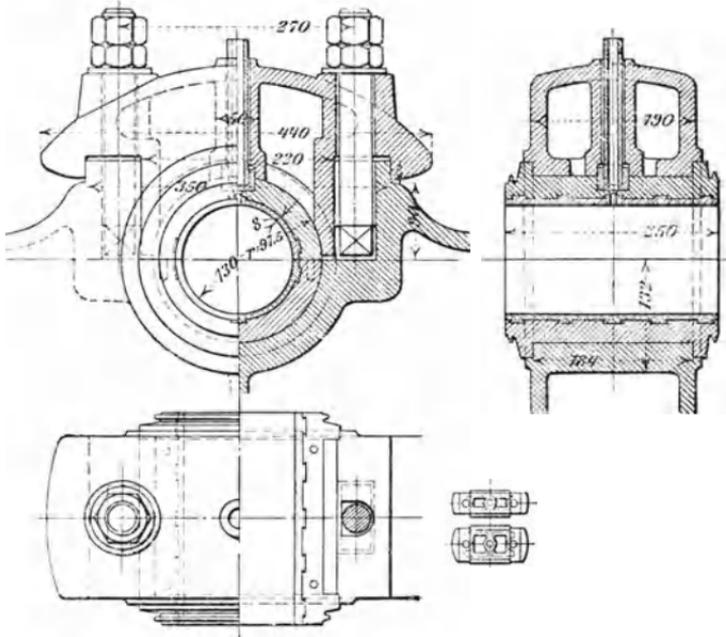


Fig. 191.

zumeist in Richtung des größten Zapfendruckes, liegenden Deckelschrauben. Wechselt der Zapfendruck, wie es z. B. bei den Kurbelwellenlagern liegender Dampfmaschinen der Fall ist, in wagerechter Richtung, so müssen die Lagerschalen in dieser nachstellbar gemacht werden. Dies bedingt eine Drei- oder Vierteilung der Lagerschale. Die Nachstellung der Seitenschalen erfolgt durch Keile oder durch Stellschrauben. Sehr häufig wird bei Kurbelwellenlagern auch die Unterschale — insbesondere bei schweren Schwungrädern — stark belastet, doch verzichtet man in der Regel auf die Nachstellbarkeit derselben und begnügt sich mit der seitlichen und der Ausgleichung lotrechter Abnutzungen durch Anziehen der Deckelschrauben.

In Fig. 192 ist das Kurbelwellenlager einer liegenden Dampfmaschine mit vierteiliger, gußeiserner und mit Weißmetall ausgegossener

Lagerschale in Verbindung mit dem Maschinenrahmen nach Ausführung der Sächsischen Maschinenfabrik in Chemnitz dargestellt. Die beiden Seitenschalen werden durch Keile (einseitiger Anzug 1:8) nachgestellt, zu deren Verschiebung vom Deckel unabhängige Stell-schrauben dienen, die ihre Stützpunkte in je einer durch Flanschen-verschraubung im Rahmen befestigten Rotgußmutter haben. Die Sicherung erfolgt durch je eine Mutter mit untergeschobenem Preß-

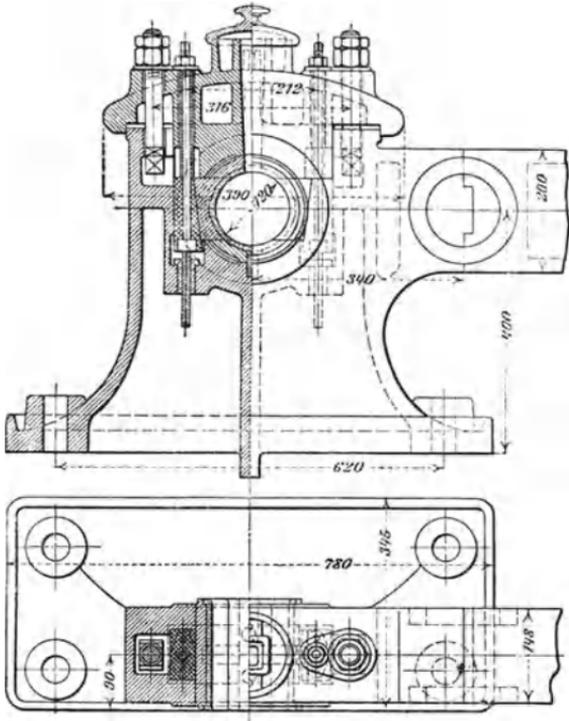


Fig. 192.

rohr. Der Deckel kann ohne Änderung der Keilstellungen abgenommen werden. Behufs Schmierung wird die mittlere große Deckelöffnung mit Talg oder einem steifen Fett gefüllt; außerdem sind zwei seitliche Ölrohre vorhanden.

Ein ähnliches, zu einer schweren Walzenzugmaschine von 1000 mm Cylinderdurchmesser und 1400 mm Hub gehöriges Lager mit vierteiliger Schale von 400 mm Bohrung und 650 mm Länge zeigt Fig. 193. Es ist hier nur ein Anzugkeil angeordnet, der mittels einer schmiedeeisernen Druckplatte auf die ganze Länge der Schale wirkt. Zum Entfernen der Schalen ist nur nötig, die Welle so hoch zu heben, daß man mittels

eingeschraubter Ösen die Unterschale über die zwei in den Lagerkörper eingeschlagenen Stifte heben und herausdrehen kann; ebenso einfach ist das Einsetzen neuer Schalen.

Die Schmierung geschieht für gewöhnlich mit steifem Fett, das durch belastete Kolben aus Gasrohr in vier durch Aussparungen an

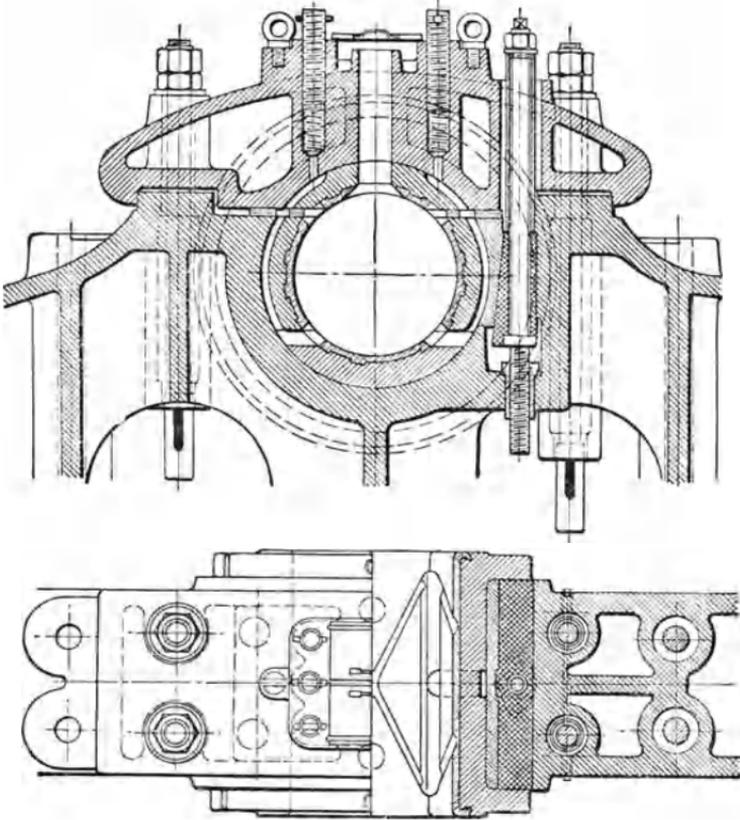


Fig. 193.

den Teilstellen der Schalen gebildete Kammern gedrückt wird. Durch die mittlere große Deckelöffnung kann Speck eingebracht werden; seitliche Löcher dienen beim Einlaufen neuer Schalen der Ölzufuhr.

Fig. 194 zeigt ein Kurbelwellenlager mit ebenfalls vierteiliger Schale von 200 mm Bohrung und 340 mm Länge. Die Nachstellung erfolgt nur auf einer Seite des Lagers mittels Druckschrauben,

deren aus Rotguß gefertigte Muttern durch Schraubenstifte gegen Drehung gesichert sind.

Zuweilen werden auf jeder Lagerseite Druckschrauben angeordnet.

Erfolgt die Stützung eines Tragzapfens durch Kugeln, so wird das Lager als Kugellager bezeichnet.

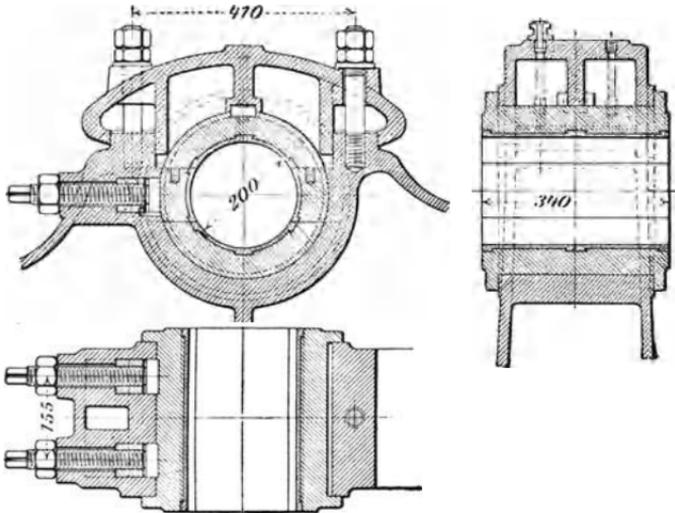


Fig. 194.

Bezeichnet P_0 die von einer Kugel vom Durchmesser δ (in cm) zu übertragende Kraft in kg, so gilt

$$I_0^{\text{r}} = c \delta^2, \dots \dots \dots \mathbf{35}$$

worin c einen vom Material und von der Gestalt der Kugelaufflächen abhängigen Koeffizienten (in kg/qcm) bedeutet. Derselbe kann bei Kugellagern für dauernden Betrieb nach *Striebeck*¹⁾ gesetzt werden:

$c = 30$ bis 50 für gehärtete Stahlkugeln zwischen Ringen mit ebenen, kegelförmigen und cylindrischen Laufflächen aus gleichem Material. (Der kleinere Wert gilt für den Fall, daß an den meistbelasteten Druckstellen neben der rollenden die gleitende Reibung auftritt, der größere Wert, wenn die Kugeln nur rollen.)

$c = 100$ für gehärtete Stahlkugeln in Stahlrinnen, deren Krümmungshalbmesser $= \frac{2}{3} \delta$ ist.

Bei vorzüglicher Ausführung können diese Werte um 50% überschritten werden.

¹⁾ Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1901, S. 73.

Als Laufringe für schwere Traglager haben sich bei den von Striebeck angestellten Versuchen die in Fig. 195 dargestellten Ringe mit hohlzylindrischen Rinnen am besten bewährt



Fig. 195.

Die Gesamtbelastung P , welche auf einen Laufring mit i Kugeln entfällt, überträgt sich nach Fig. 196 nicht gleichmäßig auf alle Kugeln. Es ist vielmehr

$$P = P_0 + 2 P_1 \cos \gamma + 2 P_2 \cos 2 \gamma + \dots + 2 P_n \cos n \gamma,$$

wo

$$n \gamma < 90^\circ$$

und in der Regel

$$\gamma = \frac{360}{i}, \text{ also } n \leq \frac{i}{4}.$$

Für $i = 10$ bis 20 kann als größte Belastung einer Kugel gesetzt werden

$$P_0 = \frac{5}{i} P;$$

hiernach ist für $i = 10 \quad 15 \quad 20$

$$\text{der entsprechende Wert } P_0 = \frac{P}{2} \quad \frac{P}{3} \quad \frac{P}{4}$$

in die Gl. 35 einzuführen.

Bei den Striebeck'schen Versuchen hat sich gezeigt, daß die Kugellager hinsichtlich der Größe des Reibungswiderstandes sehr beständig sind; die mehr oder minder große Zähigkeit des Schmiermaterials übt keinen erheblichen Einfluß auf die Reibung aus. Als weitere Vorzüge der Kugellager gegenüber den Gleitlagern sind die folgenden anzuführen:

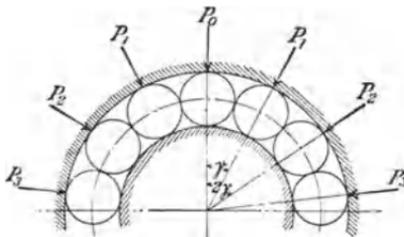


Fig. 196.

„Die Notwendigkeit des Einlaufens, die schwer belasteten und auch den für große Geschwindigkeiten bestimmten Gleitlagern nicht selten verhängnisvoll wird, entfällt bei gut gearbeiteten Kugellagern. Sie sind kurz und auch für große Geschwindigkeiten und beträchtliche Belastungen, wofür Gleitlager zur Vermeidung des Anfressens und wegen der Wärmeabführung häufig unerwünscht lang werden

müssen, in denselben Abmessungen wie für geringe Geschwindigkeiten anwendbar. Staub und Verunreinigungen des Öles lassen sich leichter von den Laufflächen fernhalten und sind nicht so nachteilig wie bei Gleitlagern. Die einreihigen Kugellager gestatten der Welle mäßige Pendelbewegungen; sie sind also unempfindlich gegen geringe Verbiegungen der Welle und kleine Aufstellungsfehler.“

Diese guten Eigenschaften besitzen aber nur solche Lager, deren Kugeln und Laufringe genau hergestellt sind, und die hinsichtlich der Gleichmäßigkeit, Härte und Zähigkeit gewissen Anforderungen ent-

sprechen, die nach den bisherigen Erfahrungen nur von wenigen Sonderfabriken erfüllt werden können¹⁾.

Fig. 197 und 198 zeigen zwei normale Kugellager der Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken in Berlin für Wellen von je 50 mm Durchmesser, die als Stahllager wie auch als Förderwagenlager verwendet werden. Bei Anwendung als Förderwagenlager dient das Lager Fig. 197 für außenliegende, dasjenige Fig. 198 für innenliegende Räder. Zu jedem Lauf ringsystem gehören ein innerer und ein äußerer Lauf ring *a* bzw. *b* mit dazwischenliegenden Kugeln. Zum Einfüllen der letzteren ist der äußere Lauf ring mit einem Schloß *c* und einer Schraube *e* (Fig. 197) bzw. mit einer Schraube *f* und entsprechender Nut (Fig. 198) versehen. Die Einfüllöffnung muß sich stets an einer unbelasteten Stelle des Lagers befinden.

Der innere Lauf ring ist bei dem Fig. 198 ersichtlichen Lager mittels einer Spannhülse *d*, die aus zwei kegelförmig ineinander greifenden Büchsen mit Spannmutter besteht, fest mit der ungehärteten Welle verbunden; bei dem Lager Fig. 197 ist der innere Lauf ring gut passend über das vorher an der Oberfläche abgehärtete Wellenende geschoben.

Wenn auch die Lauf ringsysteme die im Betriebe auftretenden axialen Beanspruchungen ohne weiteres aufnehmen, so muß bei An-

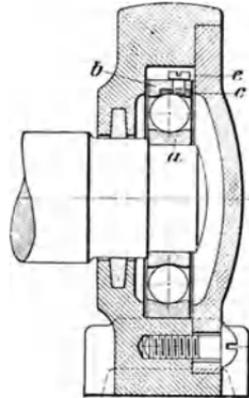


Fig. 197.

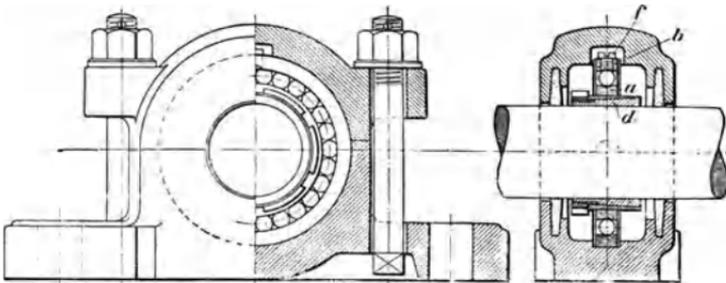


Fig. 198.

wendung mehrerer Lauf ringsysteme auf einer Welle dafür gesorgt werden, daß ein Klemmen derselben in den Gehäusen — durch Ungenauigkeiten bei der Montage und Wärmedehnungen (bei längeren Wellensträngen) — nicht stattfinden kann. Sollen die Wellen in axialer

¹⁾ Siehe auch F. Heerwagen: Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1901, S. 1701.

Richtung festgehalten werden, so hat dies daher nur durch ein Lauf-ringsystem zu geschehen, während die anderen seitlich Luft erhalten müssen.

Die Schmierung geschieht, je nach dem Verwendungszweck der Lager, mit konsistentem Fett, Vaseline oder dickflüssigem Öl. Zur Abdichtung dienen Filzringe.

Für schwere Straßenfahrzeuge verwendet die genannte Firma das Fig. 199 ersichtliche Achskugellager. Die Stahlgußnabe besteht aus zwei miteinander verschraubten und durch Sicherung festgestellten Teilen mit Staubkapseln aus Stahlguß an den Enden; zur Lagerung der Achsschenkel dienen je zwei Lauf-ringsysteme der vorbesprochenen Bauart. Auf leichtes Abziehen der Nabe — nach Ent-

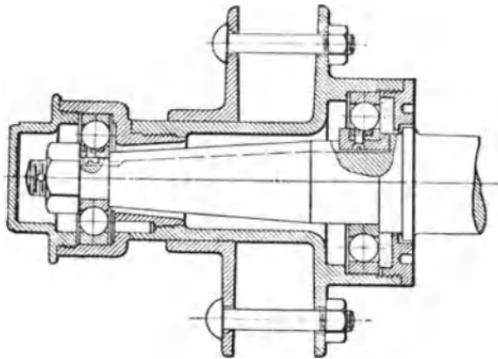


Fig. 199.

fernung der vorderen Staubkapsel, des Splintes und der Achsmutter, — ist Rücksicht genommen; hierbei bleiben die Kugellager innerhalb der Nabe.

Die Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken liefern gehärtete Gußstahlkugeln aus bestem Sonder-Werkzeugstahl in Größen von $\frac{1}{8}$ bis 4" engl. bzw. 3,17 bis 101,60 mm Durchmesser und zwar Kugeln von $\frac{1}{8}$ bis 1" engl. Durchmesser für zulässige Belastungen von 15 bis 960 kg. Diesen Belastungen entspricht in Gl. 35 ein Wert $c \sim 150$ kg/qcm. Die genannte Firma garantiert für tadellose Härtung, genaueste Rundung, größte Zähigkeit und vollkommene Gleichheit der Kugeln.

Meyer & Co. in Düsseldorf liefern gehärtete Stahlkugeln aus komprimiertem Sonder-Werkzeugstahl, auf eigenen Maschinen gefraist, glashart gehärtet, sodann geschliffen und poliert, für Kugellager in Kranen, Bohr- und Fraismaschinen, Drehbänken u. s. w. von $\frac{1}{8}$ bis 2" engl. bzw. 3,17 bis 50,8 mm Durchmesser, ferner solche von 60 bis 150 mm Durchmesser. Die zulässigen Belastungen werden für Kugeln von $\frac{1}{8}$ bis 1" Durchmesser zu 70 bis 5000 kg (nach Mitteilung der Fabrik etwa $\frac{1}{8}$ der Bruchbelastung), angegeben; dem entspricht in Gl. 35 ein Wert $c \sim 700$ kg/qcm, der gegenüber den von Stribeck ermittelten Werten (s. S. 237) außerordentlich hoch erscheint!

Meyer & Co. bezeichnen als sehr wichtig, daß die Oberflächen der Kugeln wie des Lagers auch unter einem starken Vergrößerungsglase sich vollständig frei von kleinen Flecken oder Löchern zeigen. Ebenso wie die Kugeln sollten auch die Lager aus dem härtesten Material hergestellt und auf eine Tiefe gleich dem Kugelhalbmesser gehärtet werden.

Fig. 200 zeigt ein Traglager nach Ausführung der letztgenannten Firma.

Die Kugeln laufen auf kegelförmigen Flächen einer Anzahl von Ringen, die, behufs Ausgleichung eintretender Abnutzungen, mittels äußerer Stellscheiben *a* einander genähert werden können. Der Umfang einer auf die Welle gezogenen gehärteten Stahlbüchse bildet die innere Lauffläche der Kugeln.

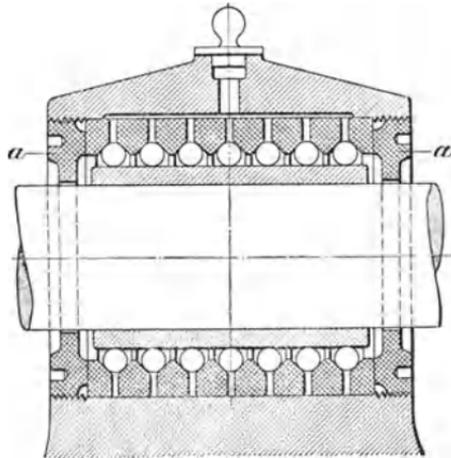


Fig. 200.

Als Auflager für schwere Dachbinder, Brückenträger — auch im Maschinenbau, z. B. zur Stützung der Laufachsen von Lokomotiv-Schiebebühnen — finden Rollenger Verwendung.

Bezeichnet

P_0 die durch eine Rolle zu übertragende Kraft in kg,
 δ deren Durchmesser, bei Kegelform deren mittleren Durchmesser in cm,

l die tragende Länge der Rolle in cm,

c einen Koeffizienten in kg/qcm,

so pflegt nach C. v. Bach für cylindrische und kegelförmige Rollen gesetzt zu werden

$$P_0 = c \delta l.$$

Man nimmt für Material von genügender Härte und unter Voraussetzung möglichst gleichmäßiger Verteilung von P_0 über die ganze Länge l der Rolle

c bis 25 bei gußeisernen Rollen auf ebenen Platten aus gleichem Material, und zwar ist c um so geringer in die Rechnung einzuführen, je größer die Rollenlänge ist;

c bis 60 bei gehärteten Stahlrollen auf ebenen Platten aus Stahl (Stahlguß)¹⁾.

Man findet

$$\frac{l}{\delta} < 5.$$

¹⁾ Versuche, die im Auftrage des Vereins deutscher Ingenieure zur Ermittlung genauerer Werte für den Koeffizienten c angestellt wurden, sind noch nicht als abgeschlossen zu betrachten.

Sind mehrere Rollen vorhanden, so ist zunächst zu prüfen, ob eine gleichmäßige oder ungleichmäßige Übertragung der Gesamtbelastung P des Lagers auf die einzelnen Rollen desselben stattfindet. Im letzteren Falle ist wie bei Kugellagern zu verfahren (s. d.).

Bei den zur Bestimmung des Gewichtes körperlicher Gegenstände dienenden Wagen kommen Schneidenlager in Anwendung. Der Winkel der auf das Lager drückenden Schneiden — aus glashartem, nicht (oder nur bis zur strohgelben Farbe) angelassenem Stahl bestehend — kann bei hohem Drucke und kleinem Ausschlage $\alpha = 120^\circ$, bei feineren Wagen bis $\alpha = 45^\circ$ gewählt werden. Im ersteren Falle ist das eigentliche Lager eine Ebene, im zweiten eine Kerbe (Winkelfläche), deren Ebenen einen Winkel von etwa 105° bilden.

Der zulässige Druck für 1 mm Schneidenlänge soll bei großem Ausschlage 5 bis 20 kg, bei kleinem Ausschlage 50 bis 100 kg betragen; Drücke von 100 bis 200 kg/mm erscheinen hier bedenklich. Mit dem Drucke wächst die nötige Abrundung der Schneidenkante, wodurch die Empfindlichkeit der Wage abnimmt.

Drücke bis 300 kg für 1 mm Schneidenlänge, wie sie sich bei den Schneiden großer Festigkeitsmaschinen (bei einer Abrundung der Kante mit etwa 0,75 mm Durchmesser) finden, sind nicht zu empfehlen¹⁾.

b) Spur- oder Stützlager (Kammlager).

Ein einfaches Spurlager für gewöhnliche Triebwerkswellen zeigt Fig. 201. Die aus geeignetem Material (Stahl, Gußeisen, Bronze) hergestellte Spurplatte erhält, um den Bewegungsschwankungen des Zapfens selbsttätig folgen zu können, eine gewölbte Auflagefläche; ihre Drehung wird durch einen eingelassenen Stift ver-

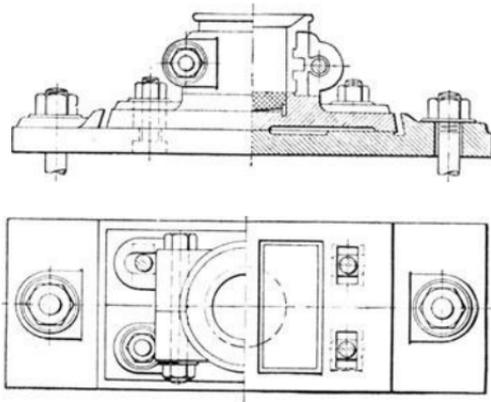


Fig. 201.

eisen, Bronze) hergestellte Spurplatte erhält, um den Bewegungsschwankungen des Zapfens selbsttätig folgen zu können, eine gewölbte Auflagefläche; ihre Drehung wird durch einen eingelassenen Stift ver-

¹⁾ Vergl. des Ingenieurs Taschenbuch „Hütte“, 18. Aufl., S. 629 (Abteilung I).

hütet. Behufs Aufnahme von Schmiermaterial ist die aus Bronze gefertigte Führungsbüchse im oberen Teile entsprechend erweitert. Um sie mitsamt der Spurplatte — ohne Entfernung der Welle — aus dem

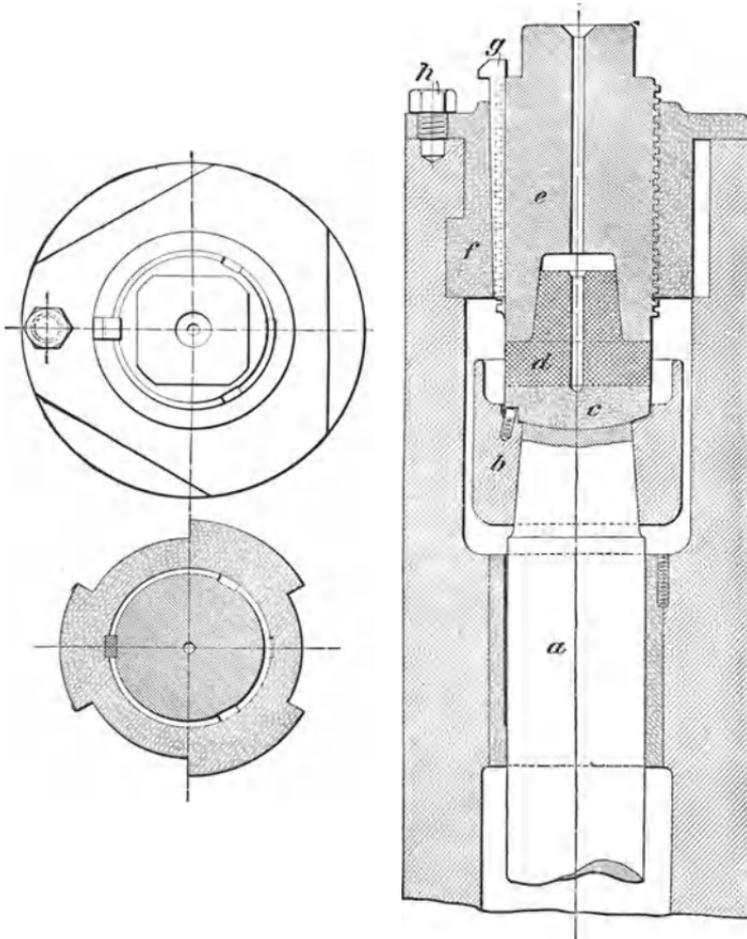


Fig. 202.

Lagerkörper herausnehmen zu können, ist sie zweiteilig angefertigt und auch der Lagerkörper aus zwei Hälften hergestellt, die durch Schraubenbolzen miteinander verbunden werden.

Im Turbinenbau finden Spurlager zur Stützung des Überwasserzapfens Verwendung. Je nachdem derselbe mit dem zugehörigen

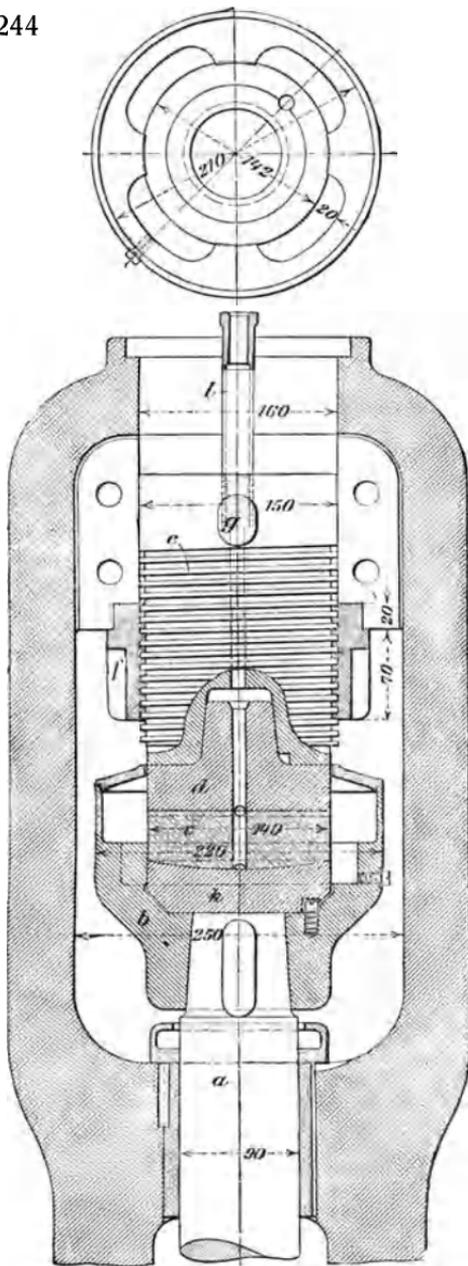


Fig. 203.

Spurlager in einer Erweiterung der hohlen Turbinenwelle (sog. Laterne) untergebracht oder am oberen Ende der letzteren angeordnet ist, wird er als Mittelzapfen oder als Oberzapfen bezeichnet.

Fig. 202 zeigt das Turbinen-Spurlager eines Oberzapfens von 80 mm Durchmesser mit Bajonettverschluß nach Ausführung der Maschinenfabrik Germania (vorm. J. S. Schwalbe & Sohn) in Chemnitz. Die schmiedeeiserne Standsäule *a* trägt die von einer gußeisernen Schmierpfanne *b* umgebene, am Drehen gehinderte Linse *c* aus Phosphorbronze, auf welche sich der aus Stahl (Hartguß) gefertigte Zapfen *d* stützt. Über den kegelförmigen Ansatz des letzteren greift ein am äußeren Umfange mit Gewinde (7 Gänge auf 2" engl.) versehener schmiedeeiserner Halter *e*, dessen Muttergewinde sich in der Rotgußbüchse *f* befindet; dieselbe wird von oben in die hohle Turbinenwelle eingesetzt, nachdem um 60° gedreht, so daß ihre Vorsprünge unter entsprechende Ansätze der ersteren zu liegen kommen. Durch Drehung des Zapfenhalters *e*, dessen oberer Teil ein Vierkant bildet, läßt sich, da er durch den Keil *g* mit der Büchse *f* verbunden und diese durch

eine Kopfschraube h an der Drehung verhindert ist, eine Hebung und Senkung der hohlen Turbinenwelle bewirken. Behufs Zuführung von Schmiermaterial sind Halter e und Zapfen d mit centralen Bohrungen versehen.

Das in Fig. 203 dargestellte Turbinenlager eines Mittelzapfens von 140 mm Durchmesser der genannten Firma unterscheidet sich von dem vorbesprochenen Lager zunächst dadurch, daß zwischen die drehbar angeordnete Linse c und Standsäule a noch eine am Drehen verhinderte Spurpfanne k aus Stahl (Hartguß) in den Öltopf b eingelegt ist. Es sind sonach zwei Gleitflächen vorhanden, die, je nachdem der Widerstand auf der einen oder anderen derselben aus irgend einem Grunde zu- bzw. abnimmt, wechselweise in Tätigkeit treten. Damit wird unter Umständen einem Heißlaufen und Festfressen des Zapfens d vorgebeugt. Behufs Hebung und Senkung der hohlen Turbinenwelle wird die aus Schweißeisen gefertigte Mutter f gedreht, der mit einem Außengewinde (3 Gänge auf 1" engl.) versehene Zapfenhalter e aber mittels Feder g an der Drehung verhindert. Die Ölzuführung erfolgt durch centrale Bohrungen des Halters e , Zapfens d und der Linse c mittels Ölröhrchens l von einem Schmierbehälter aus.

An Stelle eines ebenen ist bei dem Fig. 204 ersichtlichen Stützlager einer ohne Hohlwelle ausgeführten Turbine ein ringförmiger Spurzapfen d aus Stahl zur Anwendung ge-

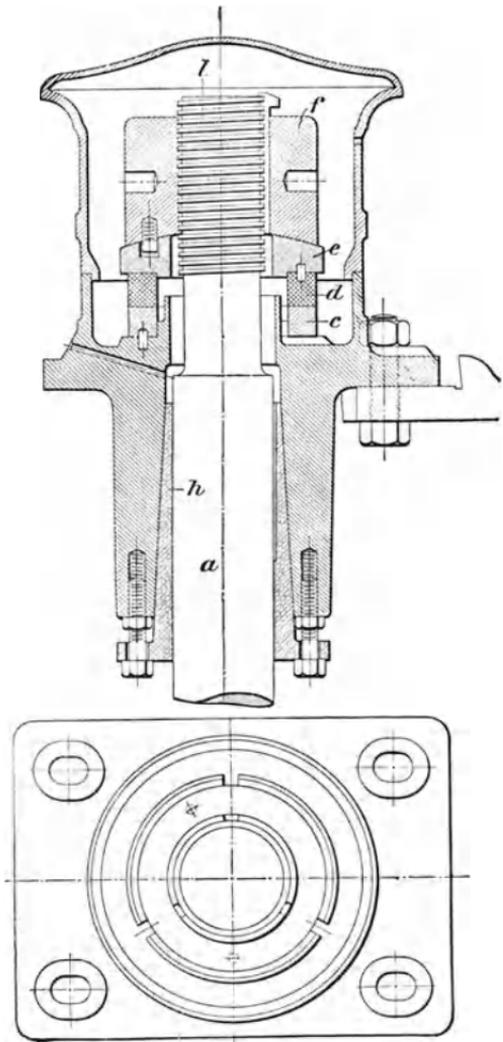


Fig. 204.

kommen. Derselbe stützt sich einerseits auf den aus Hartmetall gefertigten, am Drehen verhinderten Laufring *c*, andererseits auf die durch zwei Mitnehmerstifte mit der gußeisernen Mutter *f* verbundene Kugelhaube *e* aus Schmiedeeisen.

Die aus Stahl gefertigte, am oberen Teile mit Gewinde ($2\frac{1}{2}$ Gänge auf 1" engl.) versehene Turbinenwelle *a* führt sich in einer zweiseitigen Rotgußbüchse *h* mit ovalem Flansch; ihre Einstellung erfolgt durch Drehung der Mutter *f*. Sämtliche Teile sind von einem Staubdeckel umgeben.

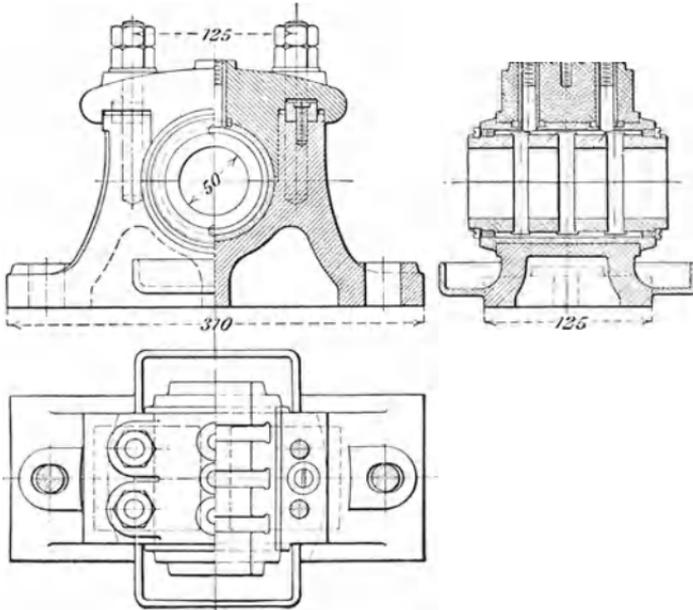


Fig. 205.

Stützlager für durchgehende Wellen mit Kammzapfen werden als Kammlager bezeichnet; sie finden vorzugsweise in der Marine Verwendung. Bei Schneckengetrieben sind sie in der Neuzeit durch Kugellager verdrängt worden.

Fig. 205 zeigt ein Kammlager der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau mit Rotgußschalen. Der in der Achsenrichtung wirkende Druck wird durch zwei kräftige Dübel, die in Bohrungen des Deckels und des Lagerkörpers eingreifen, von dem ersteren auf den letzteren übertragen. Bei größeren Kammlagern wird an Stelle der mit der nötigen Anzahl von Ringnuten versehenen Lager- schale für jeden einzelnen Ring des Kammzapfens ein besonderer Rot- gußring in den Lagerkörper bezw. den Deckel eingeschlagen.

Stützkugellager werden von den Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken in Berlin je nach der Umdrehungszahl und dem Verwendungszweck in verschiedenen Arten ausgeführt.

Für langsame Umdrehungszahlen — bis zu etwa 300 in der Minute — werden beide Laufringe mit rillenförmigen Bahnen versehen, vorausgesetzt, daß Tragdrücke lotrecht zur Welle überhaupt nicht vorhanden sind.

Fig. 206 zeigt ein solches zu einem Kranhaken gehöriges Stützkugellager.

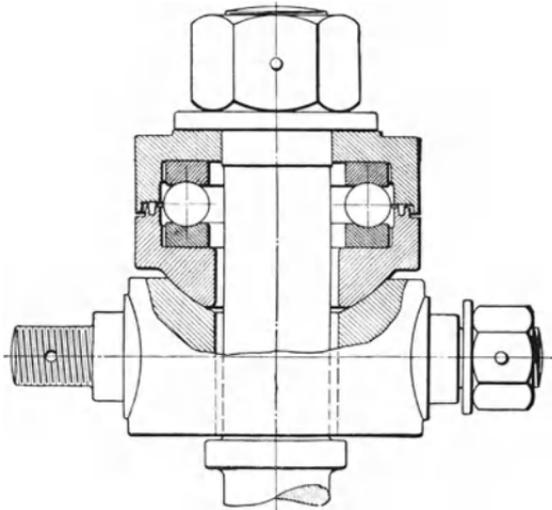


Fig. 206.

Sind Tragdrücke ebenfalls aufzunehmen, so sind hierfür besondere Kugellager anzuordnen, die — gleichwie die normalen Lauf-ringsysteme der Firma (Fig. 197 und 198) — keine Abnutzung erleiden.

Fig. 207 läßt das zu einer Drehbankspindel gehörige Kugellager mit zwei Laufringsystemen für die auftretenden Trag- und Stützdrücke erkennen.

Wird der Tragdruck durch Gleitlager aufgenommen, dann wird der Abnutzung dadurch Rechnung getragen, daß die Laufbahn des sich drehenden Ringes gerade ausgeführt wird. Diese Konstruktion muß auch dann angewendet werden, wenn es sich um Umdrehungen von über 300 bis etwa 1500 in der Minute handelt.

Bei dem in Fig. 208 dargestellten Kranlager wird der wagen-rechte Druck von 17 000 kg und der Stützdruck von 7500 kg durch je ein Kugellager aufgenommen; die eine Laufbahn des Stütz-lagers ist gerade, die andere rillenförmig ausgeführt, ferner der stillstehende Lauf-ring, um ein gleichmäßiges Tragen aller Kugeln zu sichern, mit einer kugel-förmigen Auflagefläche versehen.

Bei Umdrehungszahlen über 1500 in der Minute gibt man den Kugeln der Stützlager in radialer Richtung etwas Spiel, so daß der

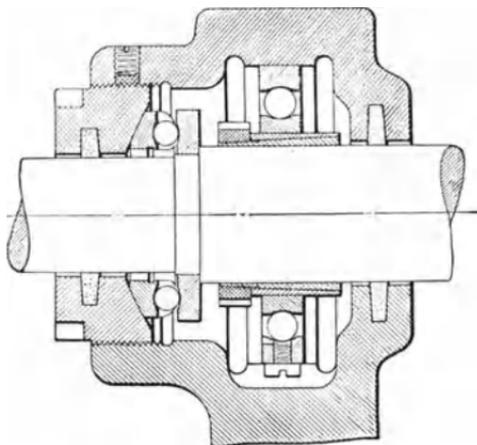


Fig. 207.

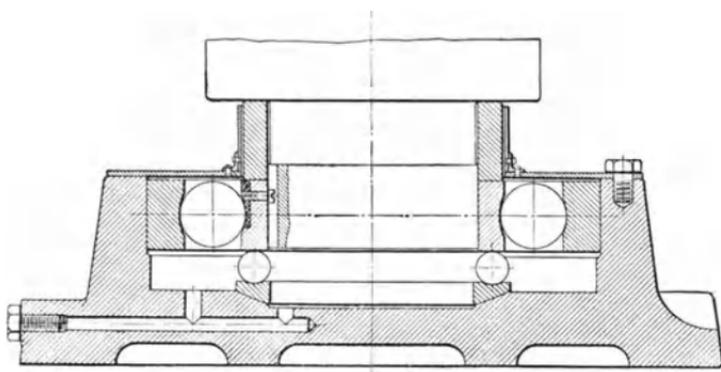


Fig. 208.

innere Laufring gegen den äußeren in achsialer Richtung etwas durchschlägt. Außerdem erhalten die zur Verwendung kommenden Stützkugellager eine Kugel weniger als das normale Lauftringsystem.

III. Maschinenteile der geradlinigen Bewegung.

Hierunter gehören diejenigen Maschinenteile, welche, in einem Cylinder eingeschlossen, den Zweck haben, von Flüssigkeiten oder Gasen Kraft und Bewegungen unmittelbar aufzunehmen oder auf diese

zu übertragen — Kolben, solche Maschinenteile, welche Kraft und Bewegung der ersteren weiter fortpflanzen, bezw. solche, welche durch äußere Kräfte auf jene einwirken — Kolbenstangen, und schließlich diejenigen Maschinenteile, welche die Abdichtung der durch den Cylinder tretenden Kolbenstangen nach außen hin bewirken — Stopfbüchsen.

A. Kolben.

Der in den Cylindern von Dampfmaschinen, Pumpen, Gebläsen u. s. w. hin und her gehende Kolben muß sich so dicht, als dies ohne zu große Erhöhung des Reibungswiderstandes geschehen kann, an die Cylinderwandungen anlegen. Dieser dichte Abschluß wird durch die Liderung bewirkt, die entweder am Cylinder oder am Kolben anzubringen ist. Im ersteren Falle wird der Kolben als Taucher- oder Plungerkolben, im zweiten als Scheibenkolben bezeichnet. Beide Kolbenarten können geschlossen oder, wenn die zu fördernde Flüssigkeit durch den Kolbenkörper treten soll — wie es bei den Hubpumpen der Fall ist —, durchbrochen gebildet werden.

a) Taucherkolben.

Je nach dem Zweck und der Größe zeigen die insbesondere bei Pumpen in Anwendung kommenden Taucherkolben die mannigfachsten Ausführungsformen; sie werden gewöhnlich aus Gußeisen (kleinere Kolben wohl auch aus Schmiedeeisen) gefertigt und von etwa 100 mm an hohl gegossen. Zur Vermeidung des Rostens werden Taucherkolben angewendet, die mit einem etwa 3 mm starken Kupferrohr ohne Löt-naht überzogen sind. Hohle Kolben werden vielfach an einer oder an beiden Seiten offen hergestellt und durch besondere eingekittete oder angeschraubte Bodenstücke geschlossen (Fig. 209 und 210). Hohle Kolben von großem Durchmesser erhalten innere

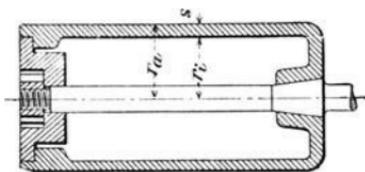


Fig. 209.

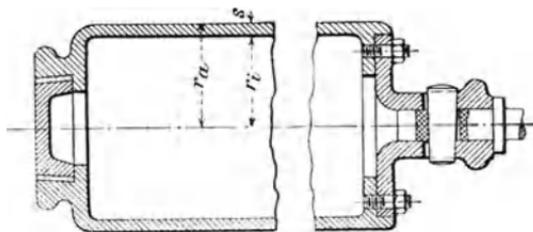


Fig. 210.

Versteifungsrippen. Dasselbe geschieht auch bei hohlen Kolben aus Bronze, wenn sie wegen des teureren Materials verhältnismäßig geringe

Wandstärke erhalten. Letztere ist nach C. v. Bach für den äußeren Überdruck p_a (in kg/qcm) mittels der auf S. 55 gegebenen Gleichung

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k}{k - 1,7 p_a}}$$

zu berechnen; hierin bedeutet noch

r_a den äußeren Halbmesser des Kolbens in cm, r_i den inneren Halbmesser des Kolbens in cm, $s = r_a - r_i$ die Wandstärke in cm, k die zulässige Druckspannung des Materials in kg/qcm.

Es kann für

Gußeisen, Bronze, Schmiedeeisen $k = 600$ kg/qcm,
Stahlguß $k = 900$ „

genommen werden.

Der Möglichkeit des Kernverlegens ist durch Hinzufügung eines Betrages von etwa 2 bis 5 mm — je nach dem Durchmesser — Rechnung zu tragen.

Für geringe Wandstärken gilt hinreichend genau

$$s = r_a \frac{p_a}{k}$$

Die angegossenen Böden der Taucherkolben werden zur Erhöhung ihrer Festigkeit gewölbt; ihre Wandstärke ist dann etwas größer als s zu nehmen.

Wenn möglich, werden bei wagerechter Anordnung die Taucherkolben so leicht gehalten, daß sie in der Flüssigkeit schwimmen; ein einseitiger Verschleiß der Stopfbüchse durch Reibung (infolge Eigengewichtswirkung des Kolbens) ist dann nahezu vermieden.

Greift die bei Pumpen mit Kurbelantrieb erforderliche Treibstange unter Wegfall der Kolbenstange unmittelbar an dem Kolben an, so wird dieser mit einem entweder am Ende oder, um an Baulänge zu sparen, im Inneren des dann offen gestalteten Kolbens befestigten Gelenk versehen (Fig. 211). Zweckmäßiger gestaltet sich diese Verbindung in der Fig. 212 ersichtlichen Weise mittels eines Kugelgelenkes.

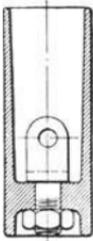


Fig. 211.

Die Abdichtung der glatt abgedrehten Taucherkolben erfolgt bei hohem Druck, reinem Wasser und bei Kolbengeschwindigkeiten < 1 m/sek durch Ledermanschetten, die in besonderen Preßformen hergestellt werden.

Fig. 213 zeigt die Abdichtung des Kolbens eines stehenden Preßcylinders durch zwei Ledermanschetten, von denen die obere beim Saugen, die untere beim Drücken in Wirksamkeit tritt.

Bei Wasserdruckpressen finden Ledermanschetten der in Fig. 214 dargestellten Form Anwendung. Die Abdichtung hat hier nur gegen inneren Überdruck zu erfolgen. In beiden Fällen wirken die ent-

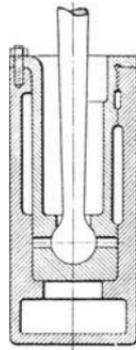


Fig. 212.

sprechend ausgeführten Manschetten als selbsttätige (hydrostatische) Dichtungen.

Besonders für stärkere Taucherkolben haben sich statt der Lederdichtungen mit Talg sorgfältig eingefettete, rechteckig geflochtene Baumwollen-Packungen gut bewährt; sie ergeben bei Drücken von 4 atm aufwärts eine weit geringere Reibung als selbsttätige Dichtungen. Zuweilen ist es genügend, nur einen Metallring zur Führung und Dichtung anzuordnen, so z. B. wenn der Taucherkolben in zwei unmittelbar aneinander stoßenden, nur durch eine Wand getrennten Cylindern arbeitet.

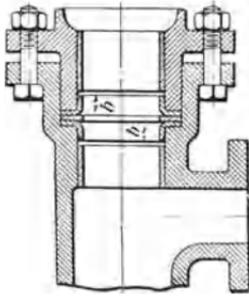


Fig. 213.

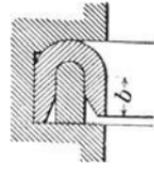


Fig. 214.

Die sog. Labyrinthdichtung, wobei der Cylinder mehrere Rinnen erhält, wird von C. v. Bach als ein verfehltes Dichtungsmittel für Taucherkolben bezeichnet.

Der Reibungswiderstand (in kg), der sich der Bewegung eines mit Lederstulp gedichteten Taucherkolbens bei der Pressung p entgegensetzt, beträgt nach Gollner (vergl. Technische Blätter 1884, S. 104)

$$R = R_0 + \pi D b p \mu^1);$$

hierin bedeutet

R_0 die Reibung des Leerganges (für $p = 0$),

D den Durchmesser des Kolbens in cm,

b die Höhe der reibenden Stulpfläche in cm,

μ den Koeffizienten der gleitenden Reibung zwischen Kolbenfläche und Leder.

b kann 1,2 bis 2,0 cm gesetzt werden, bei einer Lederstärke $s = 4$ bis 6 mm. Für sehr kleine Kolben empfiehlt sich $b = 0,4$ bis 0,5 cm und $s \sim 1,5$ mm zu wählen. R_0 ist zu schätzen oder unmittelbar zu bestimmen.

Der Wert μ hängt von dem Material der Reibungsflächen, deren Glättezustand und der etwa vorhandenen Schmierung ab und ist somit genau nicht zu bestimmen. Bei glatten Oberflächen und guter Fettung des Leders kann für $p = 20$ bis 140 atm etwa $\mu = 0,07$ bis 0,08 gesetzt werden (Leder auf Gußeisen vorausgesetzt). Dieser Wert erhöht sich bei ungünstiger Anlage (rauer Kolben, schmutziges Wasser u. s. w.) bis auf etwa 0,20.

Für Metalledichtung ist $\mu \sim 0,1$ zu setzen.

Die Reibung von Liderungen, die nur durch ihre eigene Elastizität dichten, wie die Hanf- und Baumwollendichtung, hängt von dem Drucke ab, mit dem die Liderung gepreßt wird.

¹⁾ Siehe hierüber: C. v. Bach, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1886, S. 155.

Auch hier fehlen genauere Angaben. Nach Morin ist der Reibungswiderstand für derartige Dichtungen

$$R = \pi D \mu'$$

zu setzen. Es kann genommen werden

für Hanf auf Messing $\mu' = 0,007$;

„ „ „ Gußeisen $\mu' = 0,015$.

Bei hohen Drücken und bei Anwendung sehr großer Taucherkolben erscheint es angebracht, die den Kolben fassende Stange gegen die ersteren abzudichten. Dies kann durch eine unter der Kolbenstangemutter angeordnete Ledermanschette bewirkt werden (vergl. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1892, S. 479). In Fig. 215 ist die Stange

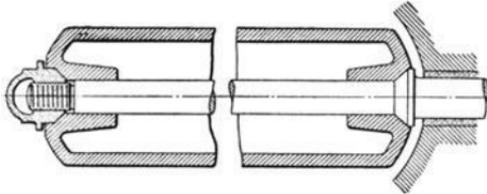


Fig. 215.

zu dem Zwecke einerseits mit einem kegelförmigen, in eine entsprechende Bohrung des Kolbenkörpers eingeschlifenen Ansatz, andererseits mit einem Gewinde versehen, über welches eine geschlossene, in den Kolbenkörper ebenfalls sauber eingeschlifene Rotgußmutter greift, deren Sicherung gegen unbeabsichtigtes Lösen durch Körnerschläge in die angegossene Scheibe derselben bewirkt wird.

b) Scheibenkolben.

Zur Abdichtung der gleichfalls in der Regel aus Gußeisen angefertigten Scheibenkolben findet Holz, Hanf oder ein ähnlicher Stoff, Leder und Metall Verwendung. Für die Wandstärke des Kolbenkörpers ist der auf diesem lastende Druck maßgebend.

1. Kolben mit Holzliderung.

Derartige Kolben kommen bei nassen Luftpumpen von Kondensationsmaschinen zur Verwendung, und zwar in Form von einzelnen Scheiben oder aber von einzelnen zu einem Ringe vereinigten Stücken aus Eichen-, Pappel- oder Ahornholz, die durch Kautschukringe oder Stahlfedern gegen die Cylinderwandung gedrückt werden.

2. Kolben mit Hanfliderung.

Hanf oder ähnliche Stoffe eignen sich für kaltes und warmes Wasser als Dichtungsmaterial; gewöhnlich wird nur für letzteres Hanf angewendet, da für kaltes Wasser die Lederdichtung ihrer Einfachheit wegen vorzuziehen ist. Zur Hanfdichtung ist ein gedrehtes Hanfseil zu verwenden, das durch einen besonderen Deckel nachgepreßt werden kann.

Für die mittlere Liderungshöhe h und die Liderungsdicke s genügen nach C. v. Bach die Werte

$$h = 4 \sqrt{D},$$

$$s = \sqrt{D},$$

wenn D den Cylinderdurchmesser bezeichnet (Maße in mm).

Fig. 216 stellt den durchbrochenen Scheibenkolben (sog. Ventilkolben) einer einfachwirkenden, stehend angeordneten Kondensatorpumpe mit Gummiklappenventil und mittels Deckels nachziehbarer Hanfliderung dar.

Leinwand und Filz wird zuweilen als Streifen um den Kolbenkörper gewickelt, erstere auch in einzelnen, aus geteertem Segeltuch ausgeschnittenen Ringen um denselben gelegt und durch einen ringförmigen Deckel mittels Schrauben oder Keil zusammengepreßt. Harte Kautschukringe haben sich für sandiges Wasser gut bewährt.

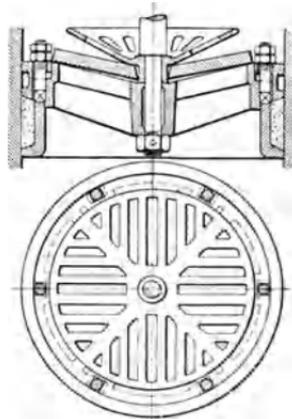


Fig. 216.

3. Kolben mit Lederliderung.

Lederdichtungen aus geraden oder gebogenen Stulpen oder aus 3 bis 5 mm dicken Lederringen bestehend, eignen sich insbesondere für Pumpen, die reines Wasser fördern, dessen Temperatur etwa 30° C nicht überschreitet.

Bei der erstgenannten Art (Fig. 217) wird der aus einem einzigen Stück Leder mit nicht auftragender Naht angefertigte Stulp durch einen Ring von Schmiedeeisen oder Kupfer gegen den Kolbenkörper mittels Keilung gepreßt. Die Höhe der Liderung kann, je nach dem Durchmesser, 8 bis 15 mm, die Stärke des Leders 3 bis 5 mm betragen. Abdichtung erfolgt nur bei einer Bewegung im Sinne des Fig. 217 ersichtlichen Pfeiles.

Eine Liderung mit zwei gebogenen Stulpen zeigt Fig. 218.

Die Höhe h der Abdichtungsfläche beträgt für jeden Stulp, je nach dem Durchmesser, 12 bis 20 mm, die Lederstärke 3 bis 6 mm.

Selten werden mehrere zusammengepreßte, 10 bis 30 mm breite Lederringe verwendet, die sich mit der

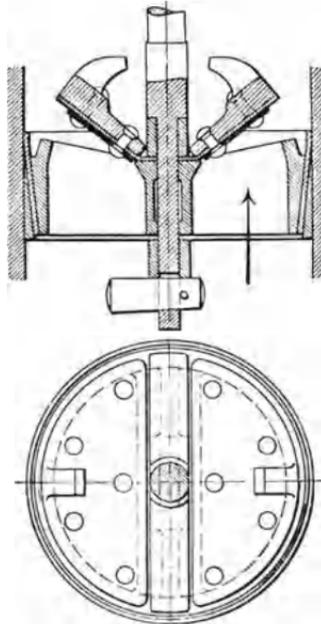


Fig. 217.

Schnittfläche gegen die Cylinderwandung legen. Solche Scheiben werden bei dem in Fig. 218 dargestellten Kolben in ein- oder mehrfacher Lage auch statt der eisernen Zwischenplatte angewendet. Es ist zweckmäßig, derartige Dichtungsringe schwach konisch zu formen, um ein besseres Anpressen derselben an die Cylinderwandung zu erhalten.

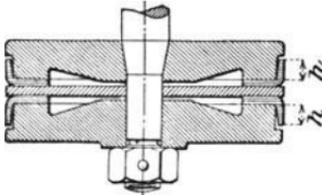


Fig. 218.

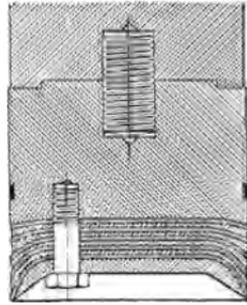


Fig. 219.

Für Pressungen bis 5600 atm hat sich die in Fig. 219 dargestellte Dichtung bewährt. Sie besteht aus Lagen von gutem, an den Rändern zugeschärftem Leder, die mit harten Metallscheiben abwechseln, deren Ränder ebenfalls scharf zugeschnitten sind. Diese verschiedenen Lagen werden durch ein Bodenstück und drei Schrauben zusammengehalten.

4. Kolben mit Metallliderung.

Hier sind eingeschliffene Kolben aus Bronze, in ebensolchen Cylindern laufend, für Pumpen, besonders Feuerspritzen, Kondensatorpumpen u. dergl. und Kolben mit Liderungsringen zu unterscheiden.

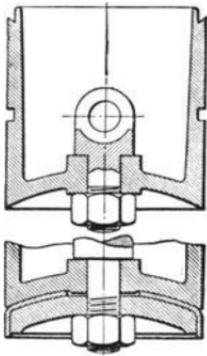


Fig. 220.

α) Eingeschliffene Kolben.

Fig. 220 zeigt einen eingeschliffenen Kolben, wie er bei einfachwirkenden Pumpen von Handfeuerspritzen Anwendung findet. Die in der Mitte desselben befindliche Rinne dient zur Aufnahme von Schmiere oder Schmutz. Die Stirnbegrenzungsflächen sollen unter einem spitzen Winkel an die Cylinderwandung anschließen und damit verhüten, daß an diesem befindlicher Schmutz u. s. w. zwischen die dichtenden Flächen gelangt. Wenn der Kolben nach einigen Jahren undicht wird, kann nachträglich, wie Fig. 220 erkennen läßt, ein Lederstulp eingesetzt werden.

β) Kolben mit Liderungsringen.

Derartige Kolben werden aus Gußeisen, zur Verringerung ihres Eigengewichtes auch aus geschmiedetem Material oder aus zähem Stahlguß hergestellt. Die meist aus Gußeisen gefertigten Ringe müssen behufs Abdichtung sich mit einer gewissen Pressung an die Cylinder-

wandung legen und ferner mit ihren Stirnflächen gut an die entsprechenden Kolbenflächen anschließen. Zu dem Zwecke sind sie in radialer und für sorgfältige Ausführungen auch in achsialer Richtung beweglich anzuordnen. Damit sich die Ringe durch ihre eigene Elastizität an die Cylinderwandung anlegen (Selbstspanner), werden sie zunächst auf einen äußeren Durchmesser abgedreht, der den

Cylinderdurchmesser D um die Größe $\frac{a}{\pi} + y$

überschreitet. y ist hierbei eine Zugabe (etwa 3 bis 8 mm, je nach der Größe des Cylinderdurchmessers), die erforderlich wird, um ein nochmaliges Abdrehen des Ringes vornehmen zu können; a kann etwa $0,1 D$ genommen

werden. Hierauf werden die Ringe gespalten und, nachdem in der Fig. 221 angedeuteten Weise zwei Ringstücke von der Länge a herausgeschnitten sind, mittels eines Spannrings zusammengezogen, schließlich nochmals und zwar auf den Cylinderdurchmesser abgedreht. Die Deckung des Spaltes geschieht durch Überblattung oder, wenn der Ring, wie es zuweilen vorkommt, schräg aufgeschnitten wird (s. Fig. 222), durch eine besondere Verschlussplatte (Zunge). Die Spalten mehrerer Ringe werden gegeneinander versetzt. Je nachdem die Ringe über die Stirnflächen des Kolbens in die Nuten desselben gebracht oder aber nach Abnahme eines besonderen Deckels auf den Kolben aufgeschoben werden, erhalten sie nach C. v. Bach eine Wandstärke

$$s < \frac{D}{30} \text{ bis } \frac{D}{25} \text{ bzw. } s = \frac{D}{20},$$

die in beiden Fällen an den freien Enden bis auf $0,7 s$ abnimmt.

Die Höhe der schwächeren Ringe kann $h = 2 s$, diejenige der stärkeren $h = s$ bis $1,5 s$ (die kleineren Werte für stehende, die größeren für liegende Maschinen) betragen.

Einen offenen, aus Stahlguß hergestellten Kolben (sog. schwedischen Kolben) zeigt Fig. 222. Die Verschlussplatten der in zwei Nuten des Kolbenkörpers liegenden, je an einer Stelle getrennten gußeisernen Ringe sind aus Messing gefertigt und, wie Fig. 222 erkennen läßt, nur an dem einen Ende jedes Ringes befestigt.

Fig. 223 stellt einen geschlossenen Kolben der Société anonyme Maison Beer in Jemeppe bei Lüttich mit drei federnden Ringen samt der zugehörigen, nach hinten verlängerten Stange dar. Letztere ist in den Kolben eingeschraubt und mit zwei Bohrungen für den Eintritt des Frischdampfes bzw. den Austritt des Kondenswassers versehen. Durch die hierdurch bewirkte Kolbenheizung sollen die Innenkondensationen des Dampfes im Cylinder herabgemindert werden.

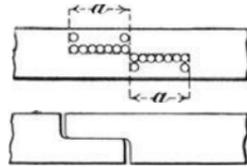


Fig. 221.

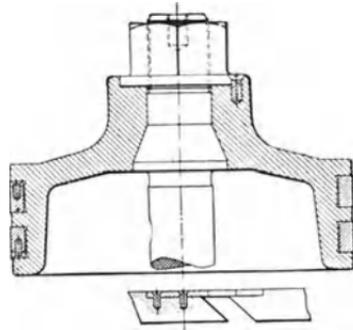


Fig. 222.

Bei dem in Fig. 224 dargestellten geteilten Kolben werden die beiden gußeisernen Dichtungsringe durch einen hintergelegten gemein-

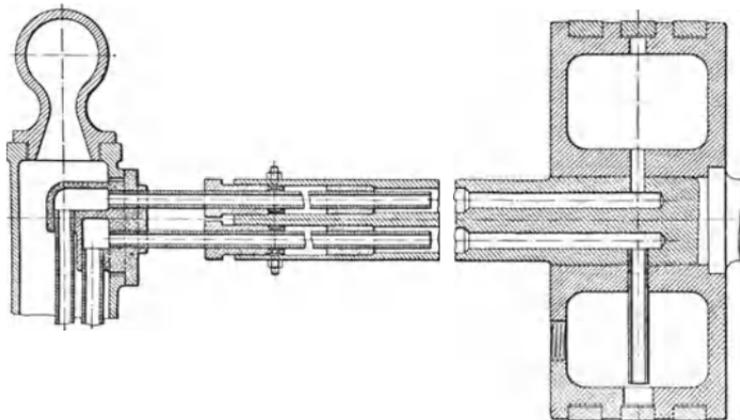


Fig. 223.

samen stählernen Federring nach außen gepreßt. Die zur Befestigung des Deckels dienenden Schrauben mit Bronzemuttern sind gegen selbsttätiges Lösen durch einen über ihre vierkantigen Köpfe gelegten Ring gesichert, der selbst wieder mittels kleiner Schrauben in einer Ringnut des Deckels gehalten wird.

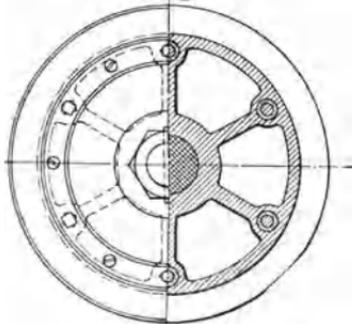
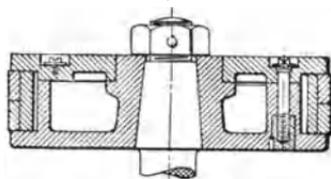


Fig. 224.

gespannten und ungespannten Zustande dar. Die Spannung der Doppelkegelfeder und der Dichtungsringe erfolgt durch Anziehen der Deckelschrauben.

Bei geteilten Kolben von 150 bis etwa 400 mm Durchmesser wird vielfach die Befestigungsschraube für die Kolbenstange auch gleichzeitig zur Verbindung der beiden ungefähr gleichgestalteten Kolbenhälften benutzt.

Fig. 225 zeigt einen derartigen Kolben ohne Deckelschrauben mit zwei Dichtungsringen und hintergelegtem Spanning.

Häufig werden in neuerer Zeit die Dichtungsringe durch entsprechend geformte Federn nicht nur an die Cylinderwandung, sondern auch mit ihren Stirnflächen gegen die betreffenden Kolbenflächen gedrückt.

Fig. 226 stellt einen solchen Kolben der Rheinischen Maschinenfabrik Windhoff & Co. im

Nach dem Patent von J. Cooper und Th. Pattinson (D.R.P. Nr. 59 326) werden die mit kegelförmigen Flanschen versehenen beiden Dichtungsringe durch eine eingelegte, entsprechend geformte Schraubenfeder in radialer und achsialer Richtung nach außen gedrückt.

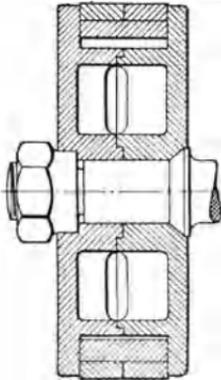


Fig. 225.

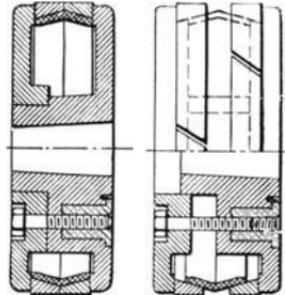


Fig. 226.

Bei der Kolbendichtung von W. Buckley (Fig. 227) wirkt ein Spannung von ovalem Querschnitte gegen einen größeren, mit kegelförmigem Flansch versehenen Dichtungsring, sowie gegen einen schmalen Deckelring in der gleichen Weise.

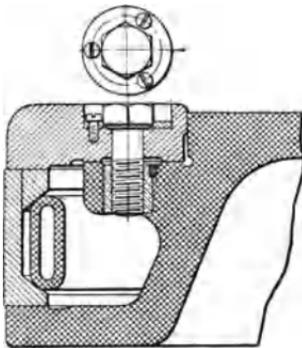


Fig. 227.

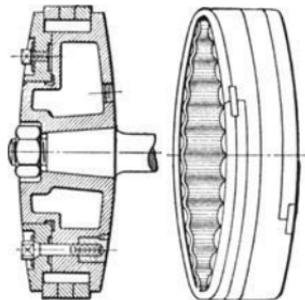


Fig. 228.

Beachtung verdient auch die Kolbendichtung von A. Zirn (D.R.P. Nr. 20 033). Bei dieser werden die nach innen abgeschrägten Lappen der Dichtungsringe durch Keilstücke mittels wellenförmiger Feder sowohl gegen die Cylinderwandung, als auch mit ihren Stirnflächen gegen die betreffenden Flächen des Kolbens gedrückt.

Einen geschlossenen Kolben mit Spiralliderungsringen und gewelltem Centrierring der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetmann in Duisburg zeigt Fig. 228. Der

gleichmäßig starke Liderungsring wird auf der Drehbank aus einem im Durchmesser 4 bis 5 Procent größeren Hohlcyliner durch schraubenförmiges Aufschneiden und entsprechendes Ausschneiden an den Enden des Schraubenganges hergestellt, sodann in achsialer und radialer Richtung zusammengedrückt, auf den Cylinderdurchmesser in gleicher Dicke und mit parallelen Stirnflächen ahgedreht. Zur Abdichtung der Stöße dienen innere Überplattungen mit einem Kupferblech. Der zwischen Spirale und Kolbenkörper gelegte Centrierring verhütet das Zusammendrücken der ersteren beim Übertritt in die Cylindererweiterung, sowie das Ausschleifen der Stopfbüchsen und Grundringe.

Eine Entlastung der Stopfbüchsen und Grundringe wird durch unmittelbar von der Cylinderwandung getragene Kolben erzielt. Hierbei ist darauf zu achten, daß die Pressung in der Berührungsfläche

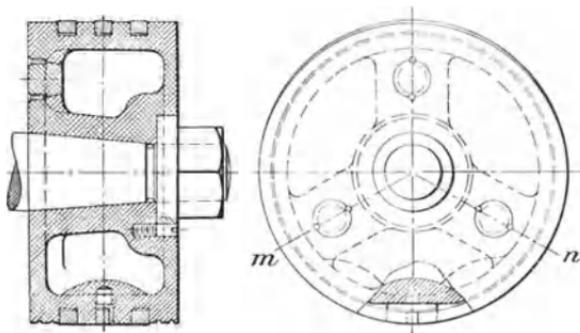


Fig. 229.

zwischen Kolben und Cylinderwandung — herrührend von dem Gewichte des ersteren und des betreffenden Teiles der Kolbenstange — möglichst gering ausfällt.

C. v Bach empfiehlt, diese Pressung nicht größer zu nehmen, als man in der Berührungsfläche zwischen Kreuzkopf und Gleitbahn (Tragfläche) für zulässig erachtet (s. d.), d. h. es sei der Flächenruck

$$k = \frac{G_k + \frac{5}{8} G_s}{\text{Tragfläche im Cylinder}} < 3 \text{ kg/qcm,}$$

worin

G_k das Gewicht des Kolbens,

G_s dasjenige der Kolbenstange

bedeuten.

Fig. 229 zeigt einen tragenden Kolben von 750 mm Durchmesser nach Ausführung der Dresdener Maschinenfabrik und Schiffswerft A.-G. in Dresden. Derselbe wird zunächst auf den Cylinderdurchmesser abgedreht, darauf in der Richtung von unten nach oben um 0,5 mm aus dem Mittel verschoben und nochmals so abgedreht, daß oben 1 mm Span genommen wird, während der Kolben unten von m bis n unberührt bleibt. Der Kolben liegt dann von m bis n vollkommen im Cylinder auf. Damit die Dichtungsringe ihre Lage beibehalten, ist der senkrechte Schenkel des über den schrägen Schlitz eines jeden Ringes gelegten winkelförmigen Schlosses in dem

letzteren etwas eingelassen und mit einem kleinen Zapfen versehen, der in eine Bohrung des an dieser Stelle verstärkten Kolbenkörpers eingreift. Die Lage der Schösser im unteren Teile des Kolbens ist aus der Abbildung zu entnehmen.

Einen ähnlichen mit 4 Dichtungsringen versehenen Kolben von 770 mm Durchmesser der Ascherslebener Maschinenbau-A.-G. in Aschersleben zeigt Fig. 230.

B. Kolbenstangen.

Die Befestigung der gewöhnlich aus Flußstahl angefertigten Kolbenstange mit dem Kolbenkörper erfolgt am häufigsten mittels kegelförmiger Flächen der ersteren, die auf entsprechende Flächen des letzteren aufgeschliffen und durch eine Mutter (zuweilen auch durch einen Keil) gegen diese angepreßt werden. Die Muttern sind gegen selbsttätiges Lösen zu sichern.

Bei Dampfhämmern ist mit Rücksicht auf die hier auftretenden starken Erschütterungen eine besonders zweckmäßige Muttersicherung erforderlich. Hierzu dient in der Fig. 231 dargestellten Verbindung ein warm aufgezogener Schrupfring r , der die aufgeschnittene Mutter m auf die Kolbenstange zwängt; außerdem ist noch ein mittels Splintes gesicherter Keil vorhanden. Der Kolben ist auf den kegelförmigen Teil der Stange warm aufgezogen. Häufig finden sich bei Dampfhämmern Kolben und Kolbenstange aus einem Stück geschmiedet.

Die Kolbenstangen werden in der Regel auf Knickung beansprucht. Hierfür gilt (vergl. S. 45)

$$P = \frac{\pi^2 J E}{\mathcal{E} l^2},$$

worin

- P die in der Längsachse der Kolbenstange wirkende Kraft in kg,
- J das Trägheitsmoment des Stangenquerschnittes in cm^4 ,
- l die Stangenlänge (gemessen von der Mittelebene des Kolbens bis zur Achse des Kreuzkopfzapfens) in cm,
- E den Elastizitätsmodul des Materials in kg/qcm ,
- \mathcal{E} den Sicherheitsgrad gegen Knicken

bedeuten.

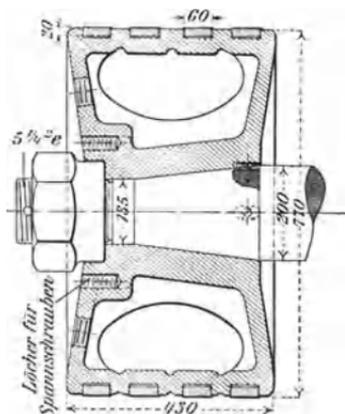


Fig. 230.

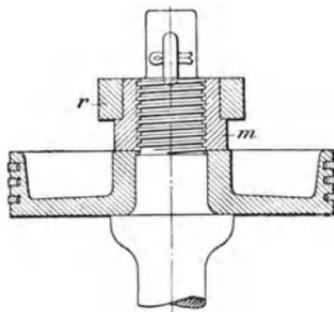


Fig. 231.

Bezeichnet d den Durchmesser der vollen Stange (in cm), d_1 den inneren, d_2 den äußeren Durchmesser der hohlen Stange, so wird

$$P \sim \frac{E}{2 \mathcal{E}} \frac{d^4}{l^2} \text{ bzw. } P \sim \frac{E}{2 \mathcal{E}} \frac{d_2^4 - d_1^4}{l^2}.$$

Für **stehende** Maschinen darf gesetzt werden

$\mathcal{E} = 8$ bis 11 , wenn die Belastung zwischen P und Null schwankt,

$\mathcal{E} = 15$ „ 22 , „ „ „ „ „ „ $+ P$ „ $- P$ „ „ .

Kolbenstangen, die beim Wechsel der Kraftrichtung erhebliche Stoßwirkungen aufzunehmen haben, sind unter Einführung eines entsprechend höheren Wertes für \mathcal{E} zu berechnen.

Bei **liegenden** Maschinen tritt eine Biegungsbeanspruchung durch das Eigengewicht des Kolbens und der Stange hinzu. Für kleine und mittlere Maschinen mit leichten Kolben ist durch die vorstehenden Formeln mit $\mathcal{E} = 11$ bzw. 22 dieser Einfluß genügend berücksichtigt.

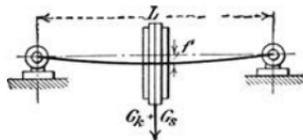


Fig. 232.

Bei großen Maschinen und solchen mit schweren Kolben muß die beiderseits durchgehende Pleuellstange (Fig. 232) als Träger auf Biegung berechnet werden.

Bezeichnet

L die Länge der Stange zwischen der Achse des Pleuellkopfes und der des Pleuellschuhes (Schlitten) in cm,

G_k das in der Mitte der Stange wirkende Pleuellgewicht in kg,

G_s das Stangengewicht in kg,

J das Trägheitsmoment des Stangenquerschnittes in cm^4 ,

so ist die Durchbiegung in der Mitte der Stange (in cm)

$$f = \frac{L^3}{48} \frac{G_k + \frac{5}{8} G_s}{E J};$$

dieselbe darf die noch zulässig erachtete Größe $1,0$ bis $1,5$ mm nicht überschreiten.

Der Durchmesser des Pleuellkörpers ist dann um etwa das Drei- bis Vierfache der zugelassenen Durchbiegung kleiner zu wählen als der Pleuellringdurchmesser.

Pleuellbolben aus Stahlguß und hohle Pleuellstangen tragen durch ihr geringes Eigengewicht und das reichliche J zur Verminderung von f bei.

Soll die Durchbiegung der Pleuellstange verhindert werden, so sind tragende Pleuellbolben anzuordnen (vergl. S. 258). Bei diesen erzeugt die an Pleuellbolben und Stange excentrisch angreifende Reibung erhebliche Formänderungen der Stange und Klemmung des Pleuellbolbens, weshalb auch hier reichlicher Pleuellbolbenquerschnitt zu empfehlen ist.

C. Stopfbüchsen.

Die Stopfbüchsen gewöhnlicher Bauart (Fig. 233) bestehen aus dem Gehäuse mit auswechselbarem, meist aus Bronze gefertigtem Grundringe g , dem Packungsmaterial und der mittels Schrauben stellbaren Brille b . Als Packungsmaterial finden vorzugsweise Hanf, außerdem

Baumwollenschnur, mit Talg durchtränkt oder mit Talk (Federweiß) schlüpfrig gemacht, ferner Leder, Asbest und Metallringe Verwendung. In neuerer Zeit sind packungslose Stopfbüchsen aufgetaucht, die sich vorzüglich bewährt haben.

Unter Bezugnahme auf Fig. 233 kann etwa gewählt werden

$$\begin{aligned} s &= 0,65 \sqrt{d} \text{ bis } 0,8 \sqrt{d}; \\ d_1 &= d + 2s; \quad h \sim d_1; \\ h_1 &\sim d \text{ bzw. } h_1 \sim 0,5d \\ &\text{(Maße in cm),} \end{aligned}$$

je nachdem es sich um die Abdichtung waagerechter oder senkrechter Stangen handelt. Im ersteren Falle dient der Grundring zumeist auch als Führungsbüchse. Gegenüber Wasser kann h etwas kleiner, gegenüber gasförmigen Flüssigkeiten (Dampf, Luft u. s. w.) etwas größer genommen werden. Je höher die Packung, um so dauerhafter ist sie im Betriebe, und um so geringer ist die Reibungsarbeit.

Bezeichnet

i die Anzahl
 δ den äußeren Durchmesser (in cm) } der Stopfbüchsen-schrauben,
 p den Flüssigkeitsüberdruck in kg/qcm, so folgt i aus

$$\frac{\pi}{4} (d_1^2 - d^2) 3p = 120 \delta^2 i \text{ bis } 135 \delta^2 i;$$

hierin ist nach C. v. Bach p mindestens = 3 zu setzen und ferner $\delta \geq 1,3$ cm ($1/2''$ engl.) anzunehmen.

Für die Stopfbüchsen von Druckwassermaschinen ist statt $3p$ der Wert $1,25p$ und statt des Koeffizienten 120 bis 135 der Wert 216 bis 270 in die obige Gleichung einzusetzen.

In der Regel werden drei, bei kleinem Stangendurchmesser (z. B. bei den Stopfbüchsen der Schieberstangen von Dampfmaschinen) auch nur zwei Schrauben angewendet; im ersteren Falle wird der Brillenflansch — Stärke desselben bei Gußeisen etwa $5/4 \delta$ — kreisförmig, im letzteren elliptisch gestaltet.

Da, wo die Größe der auszuübenden Kraft es erfordert — bei Stopfbüchsen größerer Pumpen mit Taucherkolben und für bedeutende Förderhöhen, bei Stopfbüchsen von Akkumulatoren u. s. w. —, sind unter Umständen mehr als drei Schrauben anzubringen.

Ein gleichmäßiges Anziehen der Stopfbüchsenbrille wird am besten mit einer einzigen Mutter, zuweilen auch mittels einer einzigen Schraube erreicht.

Fig. 234 und 235 zeigen mittels Überwurfmutter nachziehbare Stopfbüchsen mit Hanfpackung, wie sie zur Abdichtung von Ventilschrauben, Schieberstangen u. s. w. Verwendung finden; in Fig. 236 ist eine mittels Überfallmutter nachziehbare Stopfbüchse mit Lederdichtung dargestellt.

Bei größerem Durchmesser der abzudichtenden Stangen pflegt man, um das gleichmäßige Anziehen zu sichern, die Muttern der Stopf-

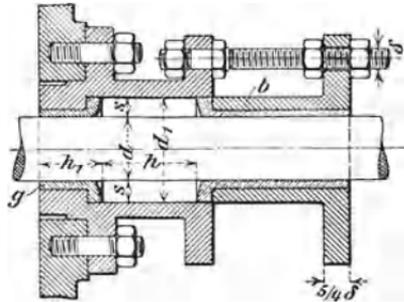


Fig. 233.

büchschrauben in der Fig. 237 ersichtlichen Weise durch ein Rädergetriebe miteinander zu verbinden. Zuweilen erhalten die Muttern Zahnkränze (Fig. 238), in die auf gemeinsamer Spindel sitzende Schnecken eingreifen. Bei einer derartigen Anzeihvorrichtung sind zwei Stopfbüchschrauben vollkommen genügend.

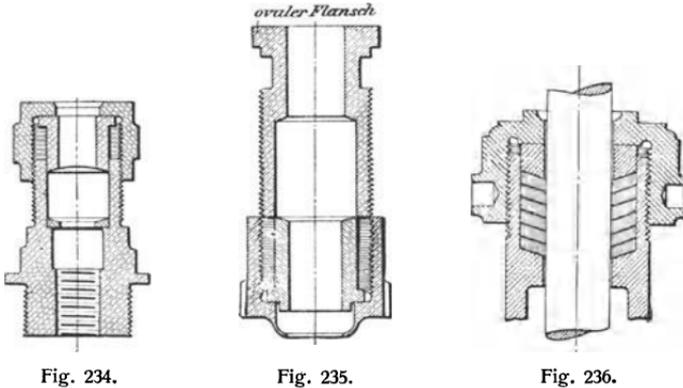


Fig. 234.

Fig. 235.

Fig. 236.

Die Zuführung von Schmiermaterial nach der Stopfbüchse erfolgt vorteilhaft in der Weise, daß man, wie z. B. in Fig. 239, den Packungsraum durch eine eingelegte Büchse mit ringförmigen Aussparungen, die

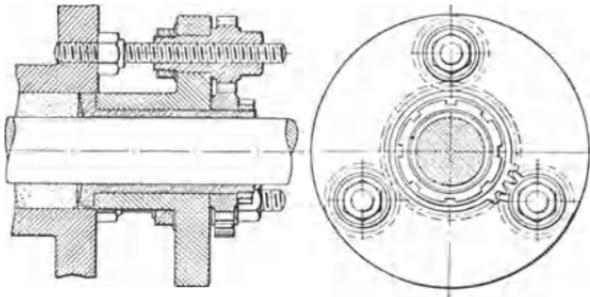


Fig. 237.

durch Schmierlöcher miteinander in Verbindung stehen, in zwei Abteilungen trennt. Derartige Stopfbüchsen sind, da die mit Öl (zuweilen auch mit Wasser) angefüllte Büchse den Durchtritt von Luft in den Cylinder hindert, auch an Luftpumpen und Kondensatoren in Gebrauch.

Bei Dampfmaschinen, die mit hohem Druck oder überhitztem Dampf arbeiten, werden Stopfbüchsen mit Metallpackung verwendet, die eine ununterbrochene, sorgfältige Schmierung erfordern.

Eine solche Büchse mit Gminderscher Metallpackung (D.R.P. Nr. 51 831) zeigt Fig. 240. Dieselbe besteht aus einer Anzahl zweiteiliger Ringe aus Weißmetall mit kegelförmigen Stirnflächen, die durch

Anziehen der Stopfbüchsenmuttern gegen die Stange bzw. gegen die Wand des Packungsraumes gedrückt werden. Behufs sicherer Abdichtung sind die cylindrischen Innen- und Außenflächen der Ringe mit Nuten versehen. In der Regel werden vier Ringlagen — je aus vier halben Ringen bestehend — in die Büchse so eingelegt, daß ihre Stoßstellen gegenseitig versetzt liegen. Zwischen Brille und Metallpackung wird ein Ring von gewöhnlicher Schnur oder Kabelpackung gelegt.

Die von Howaldt in Kiel angegebene Metallpackung (Fig. 241) besteht ebenfalls aus Metallringen mit kegelförmigen Stirnflächen, die, je durch einen Schnitt in zwei Teile zerlegt, in der aus der Abbildung ersichtlichen Weise in die Büchse eingelegt sind. Zum Herausnehmen und Einsetzen der einzelnen Ringhälften sind Löcher mit Gewinde vorgesehen. Damit die Metallpackungen etwaigen Durchbiegungen oder seitlichen Abweichungen der Kolbenstange zu folgen vermögen, sind sie in gewissem Grade beweglich anzuordnen.

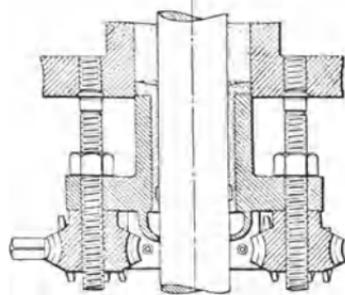
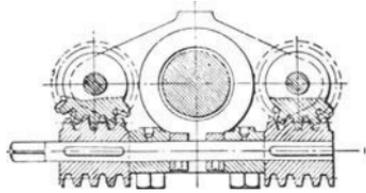


Fig. 238.

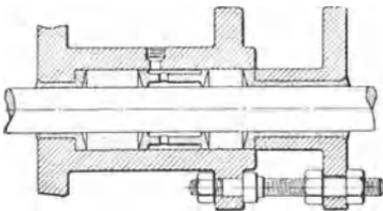


Fig. 239.

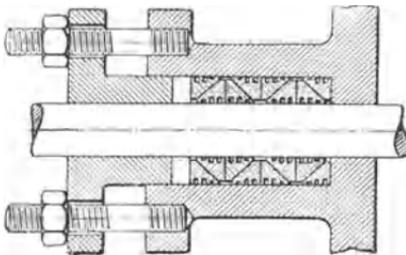
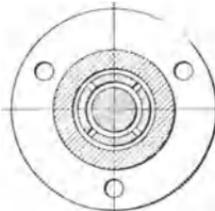


Fig. 240.

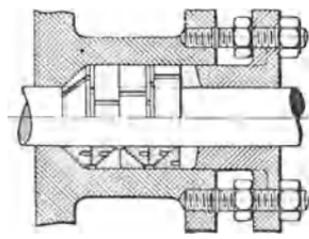


Fig. 241.

Die mit einer solchen nachgiebigen Packung ausgerüstete Stopfbüchse der United States Metallic Packing Co. zeigt Fig. 242. Der gewöhnliche Packungsraum dient zur Aufnahme einer kräftigen Feder *f*, die bestimmt ist, mittels der Büchse *b* die aus Weißmetall bestehenden Dichtungsringe *c* fest zusammenzudrücken und dadurch den dichten Schluß an der Stange zu bewirken. Gleichzeitig wird auch durch den Druck dieser Feder der Kugelring *g* gegen die Brille *k* abgedichtet. Die Schmiervorrichtung wird ringförmig um die obere Stopfbüchsen-schraube herumgeführt. Die Brille *k* ist am Stopfbüchsenflansch durch zwei Kupferringe abgedichtet. Eine Nachstellung dieser beweglichen Stopfbüchse ist zufolge der Federwirkung nicht erforderlich. Die im Dampfraume liegende Feder wird jedoch an Spannkraft sehr bald verlieren und häufig ausgewechselt werden müssen.

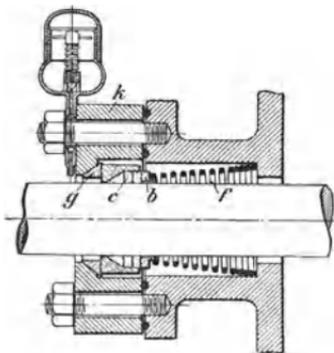


Fig. 242.

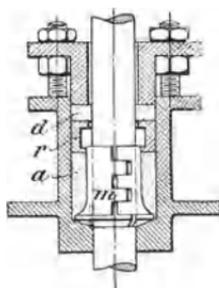


Fig. 243.

Zweckmäßiger erscheint die in Fig. 243 dargestellte bewegliche Stopfbüchse mit Metallpackung von Schelling; sie findet bei der Kaiserl. Marine Verwendung. Eine dreiteilige Metallbüchse *m* aus Weichkupfer wird in den Packungsraum eingelegt, der verbleibende Zwischenraum *a* zur Erzielung seitlicher Beweglichkeit mit Hanfpackung ausgefüllt und das Ganze durch einen zweiteiligen Druckring *r* niedergehalten. Eine über diesen letzteren gelegte Flechte *d* aus gewöhnlichem Packungsmaterial hindert das Eindringen von Staub und Schmutz in die Büchse.

Die von H. Lentz neuerdings erfundene Vorrichtung zum Abdichten von Kolbenstangen u. s. w. ist nach eigenartigen, von den bisherigen Ausführungen vollständig abweichenden Grundsätzen gebaut. Sie besteht, wie Fig. 244 erkennen läßt, aus den Ringen *a*₁ bis *a*₄, die so weit ausgebohrt sind, daß zwischen ihnen und der Kolbenstange *k* ein Spielraum besteht. Die Ringe bilden die Expansionskammern I bis III. Diese Kammern werden durch Ringe *b* bis *b*₃ abgeschlossen, die zwischen die Ringe *a* leicht, sogar mit einem geringen Ring eingepaßt sind, so daß sie sich mit der Stange *k*, welche ohne Spielraum in ihnen beweglich ist, seitlich verschieben lassen. An der dem Cylinder zugekehrten Seite sind die Ringe *b* mit Nuten *q* versehen, und an die letzte Kammer schließt sich ein Röhrchen *r* an, welches mit der Maschine oder mit dem Kondensator in Verbindung steht.

Die Wirkungsweise der Vorrichtung ist folgende: Während der Füllungs- und Expansionsperiode des Dampfes im Cylinder wird sich durch die feinen Fugen zwischen den einzelnen Ringen a und b , sowie zwischen der Stange k und den Ringen b ein Teil des Dampfes hindurchdrücken. Dadurch entsteht in den Dichtungskammern ebenfalls ein Überdruck, der jedoch wegen der großen Drosselung des Dampfes ein geringerer ist als im Cylinder. Da auch der Dampf zum Durchdringen eine gewisse Zeit braucht, so wird der einem bestimmten Druck im Cylinder entsprechende Druck z. B. in der Kammer I nicht gleichzeitig, sondern erst etwas später auftreten, ebenso der in II gegenüber I u. s. w. Infolgedessen kann es vorkommen, daß in der folgenden Expansionskammer zeitweilig ein größerer Druck herrscht als in der vorhergehenden. Darauf beruht die Wirkung der Lentzschens Kolbenstangendichtung. Ist der Druck in der nachfolgenden Kammer größer als in der vorhergehenden, so wird der betreffende Ring b von seiner äußeren Dichtungsstelle abgehoben und gegen die innere angepreßt, wodurch plötzlich ein verhältnismäßig großer Durchgangsquerschnitt frei wird. Dieser, sowie die an der Cylinderseite der Ringe b liegenden Nuten q setzen dem Durchströmen des höher gespannten Dampfes aus der folgenden Kammer nur einen geringen Widerstand entgegen, so daß unter Zurückströmen des in den folgenden Räumen befindlichen Dampfes ein schneller Druckausgleich erfolgt.

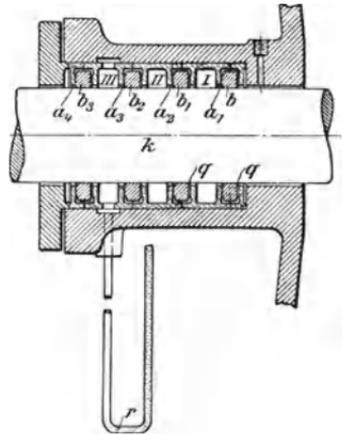


Fig. 244.

Es ist ohne weiteres einzusehen, daß durch dieses wiederholt und selbsttätig vor sich gehende Lüften der Ringe und das Zurücktreten des Dampfes die Undichtigkeitsverluste sehr verringert werden müssen.

Die geringe Flüssigkeitsmenge, die etwa bis in die äußerste Kammer durchgedrungen ist, wird, zugleich mit dem Schmieröl, durch das schon erwähnte Rohr r entfernt. Die Vorrichtung erfordert im übrigen bedeutend weniger Schmierung als die bisherigen Stopfbüchsen; sie ist ferner gegen Staub und etwa eingedrungene Unreinigkeiten vollständig unempfindlich. Die sonst nötige Erneuerung von Packungsmaterial fällt bei ihr vollständig fort.

IV. Maschinenteile zur Umänderung der geradlinigen in eine drehende Bewegung und umgekehrt.

Die Wirkungen der hierher gehörigen Maschinenteile sind von der Größe und Arbeitsgeschwindigkeit ihrer Massen abhängig; um sie beurteilen zu können, sollen zunächst die Bewegungs-, Kraft- und Arbeitsverhältnisse dieser Teile besprochen werden.

A. Kurbeltrieb.

a) Bewegungsverhältnisse.

Für den beliebigen Kurbelwinkel ω_1 (Fig. 245), einer Kurbel vom Halbmesser $o b = r$ findet man den Kolbenweg x_1 , von der Totlage

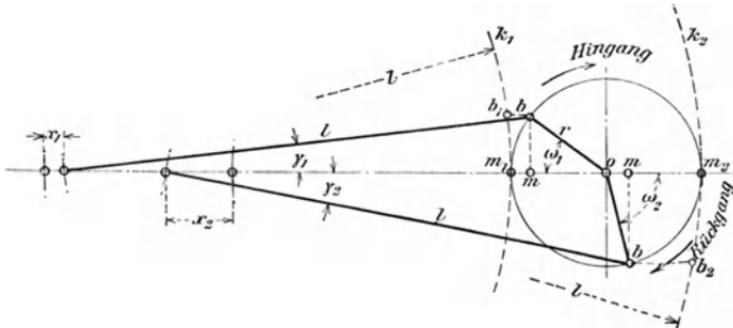


Fig. 245.

aus gemessen, für den Vorwärtsgang oder Hingang des Kolbens, d. h. für dessen Bewegung nach der Kurbelwelle hin, aus

$$r \cos \omega_1 + l \cos \gamma_1 + x_1 = r + l$$

zu

$$x_1 = r(1 - \cos \omega_1) + l(1 - \cos \gamma_1).$$

Hierin bedeutet noch l die Länge der Schubstange und γ_1 den zugehörigen Ausschlagwinkel.

Für den Rückgang des Kolbens ist

$$r \cos \omega_2 + l - r + x_2 = l \cos \gamma_2,$$

demnach

$$x_2 = r(1 - \cos \omega_2) - l(1 - \cos \gamma_2).$$

Allgemein ist

$$x = r(1 - \cos \omega) \pm l(1 - \cos \gamma) = r(1 - \cos \omega) \pm l \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \omega\right)^2} \right],$$

worin das obere Vorzeichen für den Hingang, das untere für den Rückgang des Kolbens gilt.

Da in der Ausführung l stets erheblich größer als r gewählt wird (bei normalen liegenden Dampfmaschinen z. B. $\frac{r}{l} \sim \frac{1}{5}$), so kann angenähert

$$x = r(1 - \cos \omega) \pm \frac{r^2}{2l} \sin^2 \omega \quad \mathbf{36}$$

gesetzt werden.

Für $\omega = 90^\circ$ ist $x = r \pm \frac{r^2}{2l} = r \left(1 \pm \frac{r}{2l} \right)$.

Für $\omega = 180^\circ$ ist $x = 2r$.

Gl. 36 läßt erkennen, daß der für den gleichen Drehungswinkel zurückgelegte Weg beim Hingange des Kolbens größer ist als beim Rückgange desselben. Der Unterschied beider Wege ist durch das sog. Fehlerglied $\frac{r^2}{2l} \sin^2 \omega$ gegeben. (Bei $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ und $\omega = 90^\circ$ ist $x = 1,1 r$ bzw. $0,9 r$).

Für $l = \infty$ wird $x = r(1 - \cos \omega)$, d. h. beide Wege stimmen in diesem Falle überein.

Die zeichnerische Darstellung des Kolbenweges erfolgt, wenn man in Fig. 245 zwei Kreisbogen k_1 und k_2 vom Halbmesser l tangentierend an den Kurbelkreis in den Totpunkten m_1 und m_2 legt; dann ist z. B. die wagerechte Strecke $b b_1$ der zum Kurbelwinkel ω_1 gehörige Kolbenweg x_1 und in gleicher Weise für den Rückgang die wagerechte Strecke $b b_2$ der zum Kurbelwinkel ω_2 gehörige Kolbenweg x_2 . Für $l = \infty$ gehen die Kreisbogen k_1 und k_2 in lotrechte Gerade über.

Für die Kolbengeschwindigkeit c kann angenähert gesetzt werden

$$c = v \sin \omega \left(1 \pm \frac{r}{l} \cos \omega\right),$$

worin v die konstante Geschwindigkeit des Kurbelzapfens bedeutet.

Für $\omega = 0$ und $\omega = 180^\circ$ wird $c = 0$;

für $\omega = 90$ wird $c = v$.

Unter der Annahme einer unendlich langen Schubstange ($l = \infty$) wird $c = v \sin \omega$ und für $\omega = 90^\circ$

$$c_{\max} = v.$$

Bezeichnet $2r = s$ den Kolbenhub, n die minutliche Umdrehungszahl der Kurbel, so beträgt die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c_m = \frac{2 s n}{60} = \frac{s n}{30};$$

es ist ferner

$$v = \frac{2 \pi r n}{60} = \frac{\pi r n}{30}, \text{ daher}$$

$$v = \frac{\pi}{2} c_m = 1,571 c_m; c_m = \frac{2}{\pi} v = 0,637 v.$$

Für $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ wird $c_{\max} = 1,02 v = 1,6 c_m$.

In Fig. 246 ist die Linie der Kolbengeschwindigkeiten für $\frac{r}{l} = \frac{1}{4}$ aufgezeichnet; sie ist dadurch entstanden, daß zu jeder beliebigen Kolbenstellung k die Ordinate $k d = o f$ gemacht und mit dem Werte für die Winkelgeschwindigkeit $\omega = \frac{\pi n}{30}$ multipliziert ist. Die Linie ergibt sich für $l = \infty$ als Ellipse (in Fig. 247 gestrichelt eingetragen).

Die Kolbenbeschleunigung p ist angenähert

$$p = \frac{v^2}{r} (\cos \omega \pm \frac{r}{l} \cos 2 \omega).$$

Für $l = \infty$ wird $p = \frac{v^2}{r} \cos \omega$, und für $\omega = 0$ und $\omega = 180^\circ$ wird die größte Beschleunigung bzw. größte Verzögerung

$$p_{\max} = \frac{v^2}{r}$$

Behufs zeichnerischer Darstellung der Kolbenbeschleunigung verlängert man nach Mohr kb (Fig. 246) über b hinaus bis zum Schnitte f mit of , senkrecht zu ko , zieht fh parallel ok bis zum Schnitte h mit der verlängerten Richtungslinie ob der Kurbel, ferner hn parallel fo und nm senkrecht kb , so ist $om = kq = p$ die der beliebigen Kolbenstellung k entsprechende Beschleunigung bzw. q ein Punkt der gesuchten Beschleunigungskurve $q_1 q q_2$.

Die positiven p liegen rechts, die negativen p (Verzögerungen) links von o .

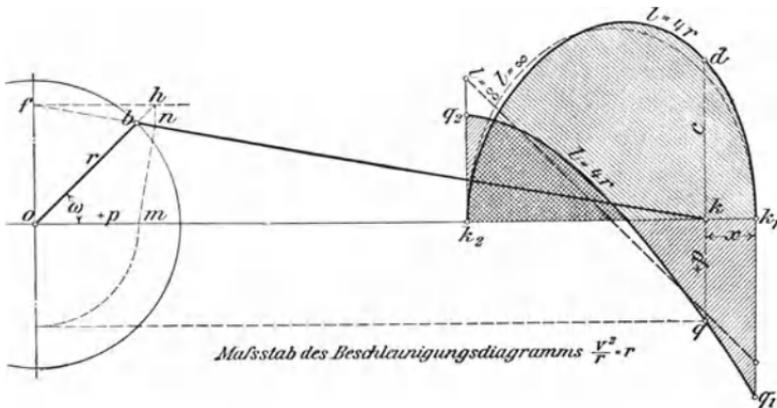


Fig. 246.

Für $l = \infty$ wird $q_1 q q_2$ eine Gerade. (Es ist zu beachten, daß in Fig. 246 die Kolbenbeschleunigungen nicht in demselben Maßstabe wie die Kolbengeschwindigkeiten, sondern für den Maßstab $\frac{v^2}{r} = r$ aufgezeichnet sind.)

Für den Rückgang des Kolbens ist die Beschleunigungskurve um 180° (um die Achse $k_1 k_2$) zu drehen.

Der Beschleunigungsdruck ergibt sich aus

$$B = \frac{G}{g} p = \frac{G}{g} \frac{v^2}{r} (\cos \omega \pm \frac{r}{l} \cos 2\omega), \dots \quad \mathbf{37}$$

worin G das Gewicht der hin und her gehenden Maschinenteile in kg, g die Beschleunigung durch die Schwere $= 9,81 \text{ m/sek}^2$ bedeutet.

Bezeichnet F die Fläche des Kolbens in qcm, so ist der auf die Einheit derselben entfallende Beschleunigungsdruck

$$b = \frac{B}{F} = \frac{G}{F} \frac{p}{g}$$

oder, wenn $\frac{G}{F} = q$ gesetzt wird,

$$b = q \frac{p}{g} = \frac{q}{g} \frac{v^2}{r} (\cos \omega \pm \frac{r}{l} \cos 2\omega) \quad \mathbf{38}$$

b) Kraft- und Arbeitsverhältnisse.

Bezeichnet P die Kolbendruckkraft in kg, so läßt sich diese nach Fig. 247 in den Normaldruck $N = P \operatorname{tg} \gamma$ und die Schubstangenkraft $S = \frac{P}{\cos \gamma}$ zerlegen. Erstere wird durch die Gleitbahn aufgenommen; letztere wirkt auf den Kurbelzapfen und kann hier in eine Tangentialkraft $T = \frac{P}{\cos \gamma} \sin(\omega + \gamma)$ und in eine Normalkraft $D = \frac{P}{\cos \gamma} \cos(\omega + \gamma)$ zerlegt werden.

Normaldruck auf die Gleitbahn
 $N = P \operatorname{tg} \gamma = S \sin \gamma$;

$$\text{für } \omega + \gamma = 90^\circ \dots N = P \frac{r}{l};$$

$$\text{für } \omega = 90^\circ (\gamma = \gamma_{\max})$$

$$N_{\max} = P \operatorname{tg} \gamma_{\max} \sim P \sin \gamma_{\max} \sim P \frac{r}{l}.$$

Schubstangenkraft $S = \frac{P}{\cos \gamma}$;

$$\text{für } \omega = 90^\circ (\gamma = \gamma_{\max}) \quad S_{\max} = \frac{P}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2}};$$

$$\text{für } l = \infty \dots S = P.$$

Tangential-Kurbeldruck

$$T = P \frac{\sin(\omega + \gamma)}{\cos \gamma};$$

$$\text{für } \omega = 0 \text{ und } \omega = 180^\circ \dots T = 0;$$

$$\text{für } \omega = 90^\circ (\gamma = \gamma_{\max}) \dots T = P;$$

$$\text{für } \omega + \gamma = 90^\circ \quad T_{\max} = S = P \sqrt{1 + \left(\frac{r}{l}\right)^2};$$

$$\text{für } l = \infty, \dots T = P \sin \omega.$$

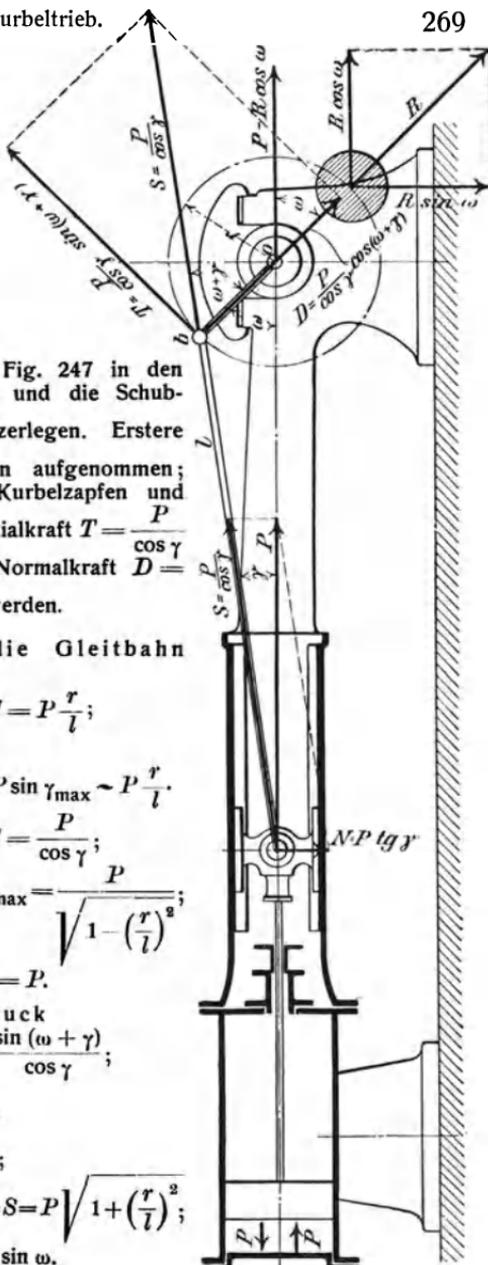


Fig. 247.

Ist P_m der mittlere Kolbendruck und T_m der mittlere Tangential-Kurbeldruck, so folgt aus

$$P_m 2 r = T_m r \pi$$

$$P_m = \frac{\pi}{2} T_m; T_m = \frac{2}{\pi} P_m \text{ oder } P_m c_m = T_m v.$$

c) Gegengewichte¹⁾.

Bei der Bewegung einer Dampfmaschine übertragen die hin und her gehenden Maschinenteile — Kolben, Kolbenstange, Kreuzkopf und Schubstange — während der ersten Hälfte des Kolbenhubes nicht den ganzen Dampfdruck auf die Kurbel, sondern nur denjenigen Teil, der nach Abzug für die Beschleunigung ihrer Massen übrig bleibt. In der zweiten Hälfte des Kolbenhubes, in der die Geschwindigkeit der Massen verzögert und schließlich Null wird, geben dieselben dagegen die vormem angesammelte Arbeit allmählich an die Kurbel ab, so daß diese außer dem Dampfdruck noch den Druck der sich verzögernden Massen erhält.

Der im Cylinder eingeschlossene Dampf drückt auf den Deckel desselben wie auch auf die arbeitende Kolbenseite mit der gleichen Kraft P . Während aber dieser Druck im ersten Falle durch die Deckelschrauben und den Cylinder völlig ungeändert in das eine Ende des Maschinenrahmens gelangt, wird in das andere Ende desselben — in das Kurbellager — nach Vorstehendem ein veränderlicher und zwar je nach der von den bewegten Massen aufgenommenen oder wieder abgegebenen Arbeit ein geringerer oder größerer Druck geleitet, als dem jeweiligen Dampfdrucke entspricht. Der Unterschied dieser Kräfte, also der jeweilige Beschleunigungsdruck, wirkt bei einer liegenden Maschine auf eine Längsverschiebung derselben hin; er wird, da er beim Hin- und Rückgange des Kolbens auftritt, diese mitsamt ihrem Fundament in eine hin und her gehende Bewegung zu versetzen suchen. Um den Einfluß dieser Kraft unschädlich zu machen, sind kleine Maschinen und solche, die mit mäßigen Geschwindigkeiten arbeiten, in solider Weise mit einem genügend schweren Fundament zu verbinden.

Bei größeren Geschwindigkeiten lassen sich die nachteiligen Wirkungen der hin und her gehenden Massen durch Gegengewichte nahezu vollständig in Wegfall bringen.

Wird in Fig. 247 im Kurbelkreise und dem Kurbelzapfen gegenüber noch eine Masse vom Gewichte G , gleich demjenigen der hin und her gehenden Teile, angebracht, so entwickelt diese bei der Drehung eine Fliehkraft $R = \frac{G v^2}{g r}$. Im wagerechten Sinne liefert dieses mit der Kurbel umlaufende Gewicht die veränderliche Komponente $\pm R \cos \omega = \pm \frac{G v^2}{g r} \cos \omega$, die als Horizontaldruck in das Kurbellager tritt und für $l = \infty$ dieselbe Größe, aber entgegengesetzte Richtung wie der jeweilige Beschleunigungsdruck hat. Infolgedessen wird der Horizontal-

¹⁾ Vergl. Joh. Radinger, „Über Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit“, 3. Aufl., Wien, Carl Gerolds Sohn.

druck im Lager während der ersten Hälfte des Kolbenhubes um die Größe des Beschleunigungsdruckes vermehrt, in der zweiten Hälfte des Kolbenhubes um dieselbe Größe vermindert, die Maschine sonach unbeweglich auf dem Fundament liegen bleiben.

Die lotrechte Komponente der Fliehkraft $\pm R \sin \omega$ übt auf die Bewegung der Maschine keinen wesentlichen Einfluß aus.

Bei stehenden Maschinen sind im allgemeinen nur für die Kurbel und die abschwingende Schubstange Gegengewichte anzubringen.

Bei Maschinen mit endlichen Schubstangenlängen nehmen die Beschleunigungsdrücke in den beiden Hälften des Kolbenhubes ungleiche Werte an, die nach Gl. 37 S. 268 von dem Verhältnis $\frac{r}{l}$ abhängig sind. Da die wagerechte Komponente der Fliehkraft eines Gegengewichtes aber symmetrisch auftritt, so folgt, daß die hin und her gehenden Massen einer Maschine mit endlicher Schubstangenlänge nicht vollständig (wohl aber zum größten Teil) ausgeglichen werden können.

Es genügt bei liegenden Maschinen, mit Rücksicht auf den Widerstand der Gesamtmasse der Maschine und des Fundamentes gegen Verschieben, das Gegengewicht nur 0,5- bis 0,8 mal so schwer zu machen, als dem Gewichte der hin und her gehenden Teile entspricht. Dabei fallen auch die im Kurbellager auftretenden lotrechten Komponenten der Fliehkraft entsprechend kleiner aus.

Die beste Massenausgleichung — und zwar im Triebwerke selbst — ist bei liegenden und stehenden Zweicylindermaschinen durch Anordnung der Kurbeln unter 180° zu erreichen. Um das hierbei auftretende Drehmoment der Massenkräfte zu vermindern, sind die Cylinder möglichst nahe aneinander zu legen.

(Weiteres über die Wirkungen der hin und her gehenden Massen s. unter „Schwungräder“.)

B. Kurbeln ¹⁾.

Die Kurbeln werden aus Stahl, Fluß- oder Schweißeisen, seltener aus Gußeisen angefertigt.

Sitzt die Kurbel am Ende einer Welle, so wird sie als Stirnkurbel bezeichnet; trägt sie an dem zugehörigen Zapfen noch eine zweite Kurbel, so heißt diese Gegenkurbel (Fig. 248). Befindet sich die Kurbel nicht am Ende der Welle, so wird die letztere gekröpfte Welle (einfach, mehrfach gekröpfte Welle) genannt.

Eine besondere Gruppe von Kurbeln bilden die Handkurbeln; diese sollen, wie auch die bei höher

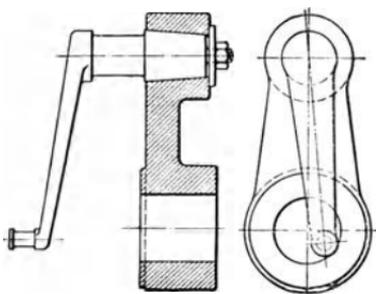


Fig. 248.

¹⁾ Vergl. C. v. Bach, „Die Maschinenelemente“, 8. Aufl., Stuttgart 1901.

gelegenen Windwerken u. dergl. in Anwendung kommenden Haspelräder, hierunter ebenfalls besprochen werden.

a) Stirnkurbeln.

Die Befestigung des Kurbelzapfens mit dem Kurbelkörper geschieht in der Regel in der Fig. 249 ersichtlichen Weise mit Kegel und Keil;

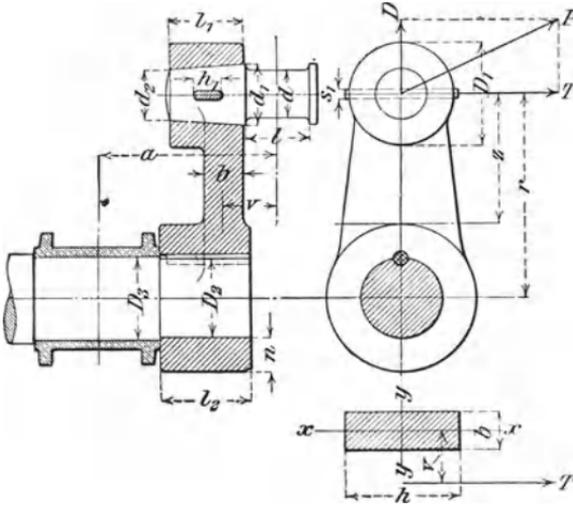


Fig. 249.

seltener wird an Stelle des letzteren eine Mutter, Schraube oder Vernietung gewählt. Zuweilen sind Kurbel und Kurbelzapfen aus einem Stück geschmiedet. In Fig. 250 hat der in das warme Auge eingesetzte Kegel eine von der gebräuchlichen Anordnung abweichende Lage; zur Sicherung dient eine am Kurbelkörper mittels Stiftschrauben befestigte Druckplatte.

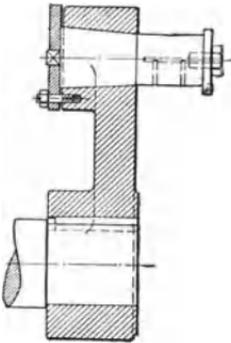


Fig. 250.

Für normal belastete Kurbelzapfen kann unter Bezugnahme auf Fig. 249 gewählt werden

$$l_1 = 1,5 d \text{ bis } 1,75 d,$$

$$h_1 = 0,3 l_1 \text{ bis } 0,4 l_1,$$

$$s_1 = 0,2 d \text{ bis } 0,25 d,$$

$$\frac{d_1 - d_2}{2 l_1} = \frac{1}{25} \text{ bis } \frac{1}{15},$$

$$D_1 = 2 d \text{ für geschmiedete Kurbeln,}$$

$$D_1 = 2,5 d \text{ für gußeiserne Kurbeln.}$$

Die Kurbelnabe wird für einen Schrumpf von etwa $\frac{1}{1000}$ bis $\frac{1}{2000}$ bei gußeisernen und für

einen solchen von etwa $\frac{5}{1000}$ bei geschmiedeten Kurbeln gebohrt, warm aufgezogen und mit einem oder zwei Keilen befestigt.

Durch Aufziehen mittelst der Wasserdruckpresse auf das etwas kegelförmig abgedrehte Wellenende läßt sich ebenfalls eine betriebs-sichere Verbindung erzielen.

Man nimmt ferner

$$D_2 \text{ einige mm } < D_3, \\ l_2, \text{ je nach der Genauigkeit der Ausführung,} \\ l_2 \geq D_2,$$

wenn die Kurbel warm oder mittels der Presse aufgezogen, und

$$l_2 \geq 1,25 D_2,$$

wenn sie kalt in der gewöhnlichen Weise wie Räder aufgekeilt wird. Hierbei ist zu beachten, daß die Biegungsbeanspruchung der Kurbelwelle um so größer ausfällt, je länger die Nabe gewählt wird; der Hebelarm a von Kurbelzapfenmitte bis annähernd Lagermitte soll deshalb möglichst klein sein.

Die Nabenstärke einer geschmiedeten Kurbel kann im Mittel $n = 0,4 D_2 + 1$ cm betragen; gußeiserne Kurbeln erhalten eine um 30% bis 50% größere Nabenstärke.

Für die Berechnung des Kurbelarmes sei z der Abstand der Kurbelzapfenachse von dem Armquerschnitt $b h$, wobei b die achsiale, h die tangentielle Abmessung des Armes bedeutet.

Durch Zerlegung des zunächst beliebig gerichteten Zapfendruckes P in die Normalkraft D und die Schubkraft T ergeben sich

von der Normalkraft D herrührend:

die Normalkraft D und das biegende Moment $M_2 = D v$ mit $x x$ als Biegungsachse;

von der Schubkraft T herrührend:

die Schubkraft T , das biegende Moment $M_1 = T z$ mit $y y$ als Biegungsachse und das drehende Moment $M_d = T v$.

Vernachlässigt man die Normalkraft D und die Schubkraft T , so verbleiben die biegenden Momente M_1 und M_2 , ferner das drehende Moment M_d . Die ersteren sind mit dem letzteren zu den ideellen biegenden Momenten

$$M'_i = 0,35 M_1 + 0,65 \sqrt{M_1^2 + M_d^2} = \frac{1}{6} b h^2 k_b \text{ bzw.}$$

$$M''_i = 0,35 M_2 + 0,65 \sqrt{M_2^2 + M_d^2} = \frac{1}{6} b^2 h k_b$$

zusammenzusetzen, und es sind aus diesen Gleichungen die größten Beanspruchungen des Querschnittes $b h$ der zunächst nach freiem Ermessen aufgezeichneten Kurbel zu ermitteln.

Nachzurechnen ist, ob

$$\frac{M_1}{\frac{1}{6} b h^2} + \frac{M_2}{\frac{1}{6} b^2 h} \leq k_b \text{ (vergl. S. 52).}$$

Unter der Voraussetzung, daß die Kurbel aus Flußstahl hergestellt wird, kann $k_b \sim 600$ kg/qcm gesetzt werden.

Bei den gebräuchlichen Verhältnissen ist meistens die Beanspruchung in der Totstellung der Kurbel maßgebend, um so mehr, als die plötzliche

Änderung in der Richtung der Kräfte für die Totstellung die Wahl einer niedrigen zulässigen Beanspruchung erfordert. Hier ist das Biegemoment $M_b = P v$ und die Zug- bzw. Druckkraft $= P$, mithin

$$\frac{M_b}{\frac{1}{6} b^2 h} + \frac{P}{b h} \leq k_b \text{ oder } P \left(v + \frac{b}{6} \right) \leq \frac{b^2 h}{6} k_b,$$

woraus sich h nach Annahme von b berechnen läßt.

Der Durchmesser D_3 des Wellenzapfens ist für das durch den größten Zapfendruck P hervorgerufene Biegemoment $M_b = P a$ und das durch den größten Tangentialdruck T erzeugte Drehmoment $M_d = T r$ aus der Gleichung

$$M_i = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + M_d^2} = 0,1 D_3^3 k_b$$

zu ermitteln.

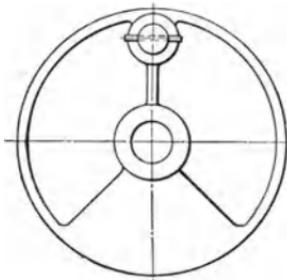


Fig. 251.

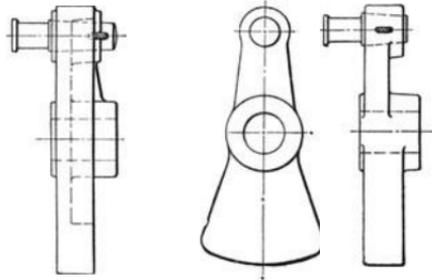


Fig. 252.

An Stelle des einfachen Kurbelarmes finden zuweilen, z. B. bei kleineren schnelllaufenden Dampfmaschinen, gußeisene Kurbelscheiben, Fig. 251, Verwendung. Dieselben ermöglichen die Anbringung von Gegengewichten, durch welche die nachteiligen Wirkungen der hin und her gehenden Triebwerkmassen auf das Maschinenfundament beseitigt oder wenigstens verringert werden.

Derartige Gegengewichte lassen sich auch an geschmiedeten Stirnkurbeln anbringen, Fig. 252. (Über die Größe der Gegengewichte s. unter „Kurbeltrieb“, S. 271.)

Für die Berechnung des Kurbelzapfens vergl. unter „Zapfen“, S. 180.

b) Handkurbeln.

Die Handkurbeln sind an Stelle des Zapfens mit einem aus Flußeisen oder zähem Stahl hergestellten Griffdorn versehen, auf den, wie Fig. 253 und 254 zeigen, zur Schonung der Hände ein lose drehbares Holzheft oder ein einfaches Gasrohr von 4 bis 3 cm äußerem Durchmesser gesetzt ist. Der Griffdorn hat, je nachdem ein oder zwei Mann an derselben Kurbel arbeiten, 1,8 bis 2,6 cm Durchmesser und 30 bis 50 cm Länge; er ist in den schmiedeisenen Kurbelarm von zumeist 35 bis 40 cm Länge eingewietet oder mit diesem aus einem Stück geschmiedet.

Der Kurbeldruck eines Arbeiters kann im Mittel 15 kg, vorübergehend bis 20 kg, die Umfangsgeschwindigkeit 0,5 bis 1 m/sek

genommen werden. Doppelkurbeln sind in der Regel um 120° gegeneinander versetzt. Die Höhenlage der Kurbelwelle über dem Fußboden

beträgt 1 m bis 1,1 m. Festgelagerte Kurbelwellen aus Flußeisen oder Flußstahl erhalten 3 bis 4 cm, verschiebbare Kurbelwellen aus demselben Material 3,7 bis 4,5 cm Durchmesser, je nachdem ein oder zwei Mann an der Kurbel arbeiten. Der auf dem vierkantigen Endzapfen der Welle sitzende, auf Biegung und Drehung beanspruchte Kurbelarm erhält unter der gleichen Voraussetzung rechteckigen Querschnitt von 4 bis 5 cm Breite und 2 bzw. 2,4 cm Stärke. Die Nabelnänge des Kurbelarmes kann 5 bis 6 cm betragen. Bei größeren Geschwindigkeiten der sinkenden Last sind die Abmessungen des Griffdornes und des Kurbelarmes mit Rücksicht auf die Schleuderkraft zu ermitteln. (Über „Sicherheitskurbeln“ s. unter VIII. Sperr- und Bremswerke.)

c) Haspelräder.

Derartige Räder bieten den Kurbeln gegenüber den Vorzug, daß ihr Antrieb von einem beliebig



Fig. 253.

tief gelegenen Standorte aus erfolgen, ferner ihr Halbmesser unabhängig von der Körpergröße des Arbeiters gewählt werden kann. Letzterer bewirkt durch Ziehen an einem in den Umfang des Rades gelegten endlosen Seile oder einer Kette die Drehbewegung des letzteren.

Fig. 255 zeigt ein kleineres Seilhaspelrad mit gußeiserner Nabe und eingeschraubten (zuweilen auch eingegossenen oder aufgenieteten) schmiedeisernen Speichen, in deren durch einen schmiedeisernen Kranz zusammengehaltenen, gabelförmig gestalteten Köpfen sich das Seil einklemmt.

Gegossene Haspelräder erhalten keilförmige Umfangsnuten, die für größere Kräfte — um ein Gleiten des Seiles zu verhüten — mit Angüssen versehen sind.

Der Zug eines Arbeiters am Seil kann für Lasthöhe bis 1 m etwa 30 kg, vorübergehend 40 kg und mehr betragen; bei Lastförderhöhen bis ungefähr 3 m ist 15 kg, ausnahmsweise 20 kg statthaft.

Der Seildurchmesser ist mit Rücksicht auf genügende Stärke zum bequemen Anfassen 2,3 bis 3,6 cm zu wählen.

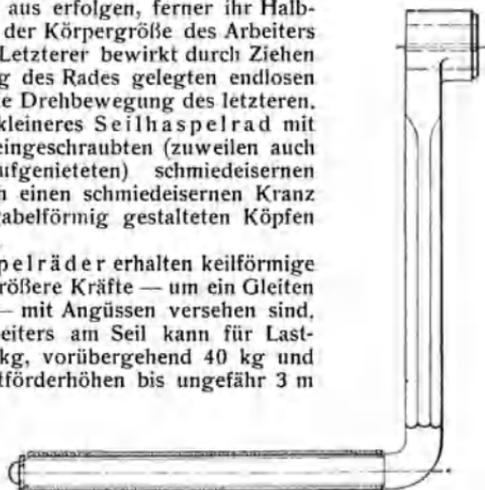


Fig. 254.

An Stelle des Seiles können auch gewöhnliche Ketten in Seilhaspelrädern laufen, wobei sich die Kettenglieder vor den Gabelzinken fest-

haken und das Rad mitnehmen. Wegen des sicheren Eingriffes sind kalibrierte Ketten mit zugehörigen Daumenrädern vorzuziehen.

Die Abmessungen dieser Kettenhaspelräder sind aus der unter „VII. Maschinenteile zum Lastheben“ gegebenen Tabelle zu entnehmen.

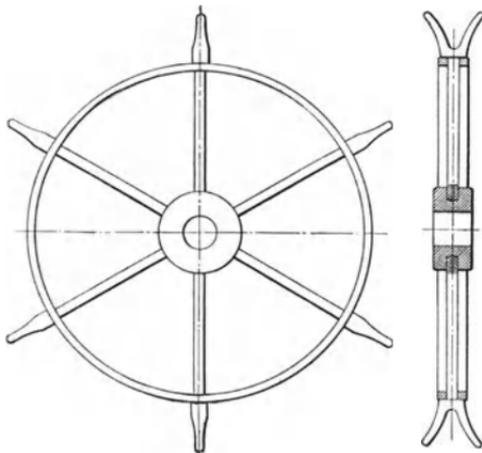


Fig. 255.

Für die Eisenstärke der Ketten kann 0,6 bis 0,8 cm gewählt werden.

Um die Ketten im sicheren Eingriff mit den Daumen ihrer Räder zu halten, sind Führungsbügel anzuordnen.

C. Kurbelwellen.

Fig. 256 zeigt eine bei liegenden Eincylinder- und Tandem-Dampfmaschinen gewöhnlich in Anwendung kommende Kurbelwelle mit nur einer Stirnkurbel (Außenkurbel).

Bezeichnet

P den Kurbelzapfendruck in kg,

r den Kurbelhalbmesser in cm,

l die Länge des Kurbelzapfens in cm,

und setzt man die Länge l_2 der Kurbelnabe gleich dem Durchmesser d_1 des vorderen Kurbelwellenlagers, ferner die Länge l_1 des letzteren vorläufig schätzungsweise $1,8 d_1$, so ergibt sich d_1 aus

$$0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + M_d^2} = 0,1 d_1^3 k_b; \quad \dots \quad 39$$

hierin bedeuten $M_b = P(0,5 l + d_1 + 0,9 d_1) = P(0,5 l + 1,9 d_1)$ und

$$M_d = P r.$$

Setzt man für Flußstahl als Material der Welle $k_b = 500$ kg/qcm, so findet sich nach Einführung der Werte von M_b , M_d und k_b in Gl. 39 durch probeweises Rechnen d_1 und hierauf $l_1 = 1,8 d_1$. (Vorausgesetzt ist, daß Durchmesser und Länge des Kurbelzapfens schon vorher ermittelt wurden.)

Der von der Kurbelzapfenkraft herrührende Druck im Kurbellager beträgt, wenn a_1 die Entfernung von Mitte bis Mitte Zapfen,

$$R'_1 = P \frac{a_1 + 0,5 l_1 + d_1 + 0,5 l}{a_1};$$

derselbe läßt sich in eine wagerechte und in eine lotrechte Komponente $R'_1 \cos \beta_{\max}$ bzw. $R'_1 \sin \beta_{\max}$ zerlegen, sofern β_{\max} den größten Winkel bedeutet, den die Schubstangenrichtung mit der Cylinderachse einschließt.

Der vom Schwungradgewicht G herrührende lotrechte Druck beträgt

$$R''_1 = G \frac{a}{a_1},$$

worin a die Entfernung von Mitte Lager bis Mitte Schwungrad bezeichnet. (Der Zug eines über das Schwungrad gelegten Riemens u. s. w. ist unberücksichtigt geblieben.)

Bei rechtsumlaufenden Maschinen ist $R'_1 \sin \beta_{\max}$ von der letzteren Kraft abzuziehen, bei linksumlaufenden dagegen zu derselben hinzuzufügen.

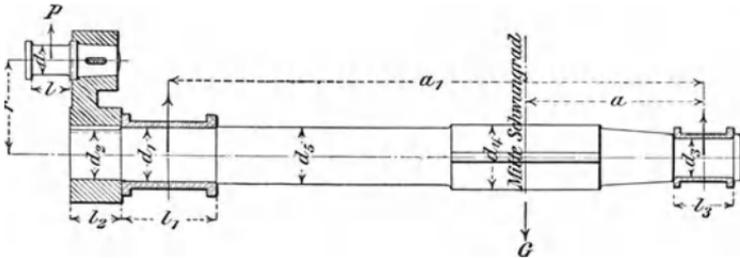


Fig. 256.

Es beträgt somit der resultierende Zapfendruck

$$R_1 = \sqrt{(R'_1 \cos \beta_{\max})^2 + (R'_1 \mp R''_1 \sin \beta_{\max})^2},$$

worin das obere Vorzeichen für rechtsumlauende, das untere für linksumlauende Maschinen gilt, und es folgt nach Gl. 31, S. 182

$$l_1 \geq \frac{R_1 n}{w},$$

worin n die minutliche Umdrehungszahl der Welle, w eine Erfahrungszahl bedeutet.

Sofern der für l_1 aus vorstehender Gleichung erhaltene Wert dem ursprünglich angenommenen Werte $l_1 = 1,8 d_1$ nicht entspricht, müßte die Rechnung zur Bestimmung von d_1 — unter Einsetzung eines passenderen Wertes für d_1 — nochmals durchgeführt werden.

Die Flächenpressung im vorderen Lager beträgt

$$k = \frac{R_1}{l_1 d_1}.$$

Für den hinteren Zapfen findet sich der vom Schwungradgewicht herrührende lotrechte Druck

$$R'_2 = G \frac{a_1 - a}{a_1}$$

und die vom Kurbelzapfen kommende Kraft

$$R_2'' = P \frac{0,5 l + l_2 + 0,5 l_1}{a_1}$$

Für eine linksgehende Maschine ist der hier in Frage stehende Einfluß dieser Kraft verschwindend klein, da ihre lotrechte Komponente von R_2' abzuziehen ist; sie kann daher unberücksichtigt bleiben. Läuft aber die Maschine rechts um, so ist diese Komponente

$$R_2'' \sin \beta_{\max}$$

zum Druck R_2' hinzuzufügen.

Damit folgt der resultierende Zapfendruck

$$R_2 = \sqrt{(R_2' + R_2'' \sin \beta_{\max})^2 + (R_2'' \cos \beta_{\max})^2}.$$

Die Zapfenlänge folgt, wie oben, aus

$$l_3 \geq \frac{R_2 n}{w},$$

somit der Durchmesser d_3 aus

$$R_2 0,5 l_3 = 0,1 d_3^3 kb.$$

Die Flächenpressung im hinteren Lager beträgt

$$k = \frac{R_2}{l_3 d_3}.$$

Die Stärke d_4 der Welle an der Befestigungsstelle des Schwungrades ergibt sich mit

$$M_b = R_2 a$$

und

$$M_d = P r$$

aus

$$0,35 M_b + 0,65 \sqrt{(M_b)^2 + (M_d)^2} = 0,1 d_4^3 kb.$$

Mit Rücksicht auf die eingearbeiteten Keilnuten ist die Welle entsprechend zu verstärken!

Einfach gekröpfte Kurbelwellen finden sich bei liegenden Eincylinder-Dampfmaschinen mit Gabelrahmen und bei allen stehenden Eincylindermaschinen.

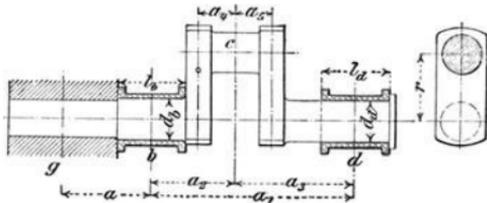


Fig. 257.

Die in Fig. 257 dargestellte einfach gekröpfte Welle einer stehenden Dampfmaschine ist bei b und d gelagert; sie trägt bei g das gleichzeitig als Riemenscheibe wirkende Schwungrad vom Gewichte G , während bei c die lotrechte Komponente P der vom Dampfkolben kommenden

Stangenkraft angreift. (Die von den Riemenspannungen herrührende Seitenkraft soll ebenso wie die wagerechte Komponente der Stangenkraft vernachlässigt werden.)

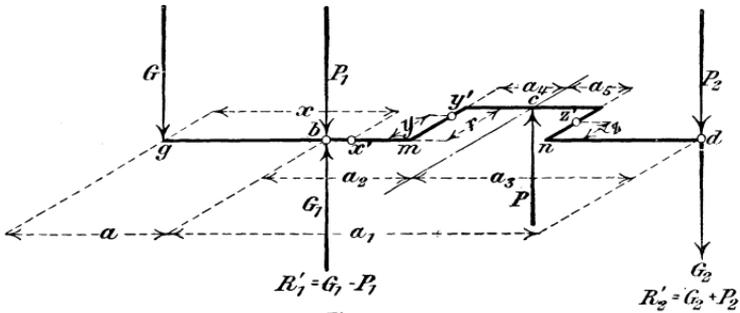


Fig. 257a.

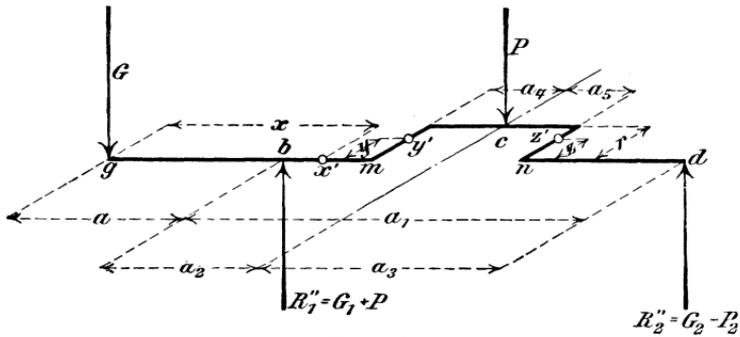


Fig. 257b.

Für aufwärts gerichteten Kurbelzapfendruck (Fig. 257 a) wirkt bei b der Lagerdruck

$$G_1 = G \frac{a + a_1}{a_1}$$

lotrecht aufwärts und derjenige

$$P_1 = P \frac{a_3}{a_1}$$

lotrecht abwärts.

Hieraus folgt für den resultierenden, lotrecht aufwärts gerichteten Lagerdruck

$$R'_1 = G_1 - P_1 = G \frac{a + a_1}{a_1} - P \frac{a_3}{a_1} = \frac{G(a + a_1) - P a_3}{a_1}.$$

Bei d beträgt der resultierende, lotrecht abwärts gerichtete Lagerdruck

$$R'_2 = G_2 + P_2 = G \frac{a}{a_1} + P \frac{a_2}{a_1} = \frac{G a + P a_2}{a_1}.$$

Für abwärts gerichteten Zapfendruck P (Fig. 257 b) ergibt sich in gleicher Weise

$$R_1'' = G_1 + P_1 = \frac{G(a + a_1) + P a_3}{a_1} \text{ und}$$

$$R_2'' = G_2 - P_2 = \frac{G a - P a_2}{a_1}.$$

Es sind nun die Berechnungen für die größten bzw. die kleinsten Lagerdrücke (R_1' , R_2' und R_1'' , R_2'') durchzuführen!

Für den Querschnitt in b ist das biegende Moment

$$M_b = G a$$

und das drehende Moment

$$M_d = P r;$$

hiermit folgt der Durchmesser d_b des Wellenzapfens aus

$$0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + M_d^2} = 0,1 d_b^3 k_b.$$

Die Länge l_b dieses Zapfens ergibt sich mit Rücksicht auf den zulässigen Flächendruck und die Reibungsarbeit nach Gl. 29 und 31 zu

$$l_b \geq \frac{R_1}{d_b k} \text{ bzw. } l_b \geq \frac{R_1 n}{w},$$

worin R_1 den (größten) Lagerdruck in kg, n die minutliche Umdrehungszahl der Welle, k den zulässigen Flächendruck in kg/qcm und w eine Erfahrungszahl (s. S. 182) bedeuten.

Der Stirnzapfen d erhält solche Abmessungen, daß der Flächendruck k (in kg/qcm) annähernd derselbe ist wie im vorderen Lager.

Durchmesser d_d und Länge l_d dieses Zapfens folgen aus

$$R_{2(\max)} = k l_d d_d.$$

Für einen beliebigen, zwischen b und m gelegenen Querschnitt x' der Welle ergeben sich die Momente

$$M_b = G x - R_{1(\min)}(x - a) \text{ und } M_d = P r.$$

Die zwischen n und d liegenden Querschnitte der Welle sind nur auf Biegung beansprucht.

Für den Kurbelzapfen gilt

$$M_b = R_{2(\max)} a_3 \text{ und } M_d = R_{2(\max)} r.$$

Für den beliebigen Punkt y' des linksseitigen Kurbelarmes ist

$$M_b = R_{2(\max)} y + P(r - y) = (R_{2(\max)} - P) y + P r,$$

$$M_d = R_{2(\max)}(a_3 + a_4) - P a_4.$$

Das Drehmoment M_d ist für alle Querschnitte des Kurbelarmes konstant; das biegende Moment erhält seinen Höchstwert $M_b = P r$ für $y = 0$, d. h. für den Punkt m . Die größte Beanspruchung des Querschnittes $b h$ des zunächst wieder nach freiem Ermessen aufgezeichneten Kurbelarmes (b bedeutet die achsiale, h die tangential Abmessung desselben) folgt mit den ermittelten Höchstwerten für M_b und M_d aus

$$0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + M_d^2} = \frac{1}{6} b h^2 k_b.$$

Für den beliebigen Punkt z' des rechtsseitigen Kurbelarmes findet sich

$$M_b = R_{2(\max)} z \text{ und } M_d = R_{2(\max)}(a_3 - a_5).$$

Da M_d unveränderlich, ist die Beanspruchung am größten, wenn das biegende Moment seinen Höchstwert $M_b = R_{2(\max)} r$ (für $z = r$) erhält.

Bei den vorstehenden Ermittlungen ist vorausgesetzt, daß die gekröpfte Welle in den Fig. 257 a und 257 b gezeichneten Kurbelstellungen die größte Beanspruchung erfährt. Ist dieses nicht mit Sicherheit anzunehmen, so sind die Beanspruchungen der Welle für verschiedene Kurbelstellungen zu berechnen bezw. die Abmessungen derselben entsprechend zu wählen.

Für derartige Fälle empfiehlt sich, insbesondere auch für mehrfach gekröpfte Kurbelwellen, die zumeist als kontinuierliche Balken an mehr als zwei Punkten aufrufen, die zeichnerische Ermittlung ihrer Abmessungen.

Auf Tafel I ist zunächst die Berechnung der zu einer ein-cylindrigen liegenden Dampfmaschine von 350 mm Cylinderdurchmesser, 600 mm Hub und 100 minutlichen Umdrehungen gehörigen Kurbelwelle (Fig. 1) mit Außenkurbel auf zeichnerischem Wege durchgeführt.

Die Maschine arbeitet, wie das Dampfdiagramm (Fig. 2) erkennen läßt, mit Kondensation und mit einer Höchstfüllung von 0,25 des Kolbenhubes. Die anfängliche Dampfspannung beträgt 8 kg/qcm. Das gleichzeitig als Riemenscheibe dienende Schwungrad von 2,8 m Durchmesser wiegt 2800 kg.

Es sind für drei (mit I, II und III bezeichnete) verschiedene Kurbelstellungen die Beanspruchungen der Welle und des Kurbelarmes vom Halbmesser $r = 30$ cm ermittelt.

Stellung I. Schwungradgewicht G_0 und Resultante S_0 der Riemen Spannungen S_1, S_2 vereinigt, ergeben die Resultante G (Fig. 3). Diese läßt sich durch eine wagerechte und durch eine lotrechte Komponente $G' = 1200$ kg bezw. $G'' = 2200$ kg ersetzen. In der wagerechten Ebene wirkt ferner der Kurbelzapfendruck $P = 7500$ kg. Damit ergeben sich nach Aufzeichnung der Kräftepläne (Fig. 4 a) in den zugehörigen Seilpolygonen (Fig. 4) die Biegemomentenflächen M'_b und M''_b in der wagerechten und in der lotrechten Ebene, bezw. erhält man nach Vereinigung derselben die durch lotrecht schraffierte Linien angedeutete ideelle Biegemomentenfläche M_i . Es ist hier $M_i = \sqrt{(M'_b)^2 + (M''_b)^2}$.

Die Lagerdrücke in der wagerechten und lotrechten Ebene sind in Fig. 4 a mit R'_1, R'_2 bezw. mit R''_1, R''_2 bezeichnet.

Der Kurbelarm wird durch die Kraft $P = 7500$ kg am Hebelarm $v = 11$ cm (Fig. 1) auf Biegung beansprucht; die bezügliche Momentenfläche $M_b = P v$ zeigt Fig. 4 b.

Stellung II. Hier wirkt, vom Schwungradgewicht und den Riemen Spannungen herrührend, wie in Stellung I, $G' = 1200$ kg in der wagerechten und $G'' = 2200$ kg in der lotrechten Ebene. Der Kurbelzapfendruck $P = 7600$ kg (Fig. 3) läßt sich durch eine wagerechte Komponente $P' = 7500$ kg und eine lotrechte Komponente $P'' = 1150$ kg ersetzen. Mit den genannten vier Kräften ergeben sich nach Aufzeichnung der Kräftepläne (Fig. 5 a) in den zugehörigen Seilpolygonen (Fig. 5) die Biegemomentenflächen M'_b und M''_b der Welle in der wagerechten und in der lotrechten Ebene. Durch Vereinigung beider Flächen erhält man die in Fig. 5 durch schräg schraffierte Linien angedeutete resultierende Biegemomentenfläche M_b ; diese ist noch mit der Drehmomentenfläche $M_d = T r$ zu vereinigen, um die durch

lotrecht schraffierte Linien angegebene ideale Biegemomentenfläche $M_i = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{(M_b)^2 + (M_d)^2}$ zu erhalten. (Es ist $T = 6400$ kg die nach Fig. 3 durch Zerlegung des Kurbelzapfendruckes $P = 7600$ kg erhaltene Schubkraft; die Normalkraft ist $D = 4100$ kg.)

Die Lagerdrücke sind in den bezüglichen Kräfteplänen wieder mit R'_1, R'_2 bzw. mit R''_1, R''_2 bezeichnet.

Auf den Kurbelarm wirken das biegende Moment $M'_b = Tr = 6400 \cdot 30$ und das Drehmoment $M_d = Tv = 6400 \cdot 11$, die, beide vereinigt, die ideale Biegemomentenfläche M_i (Fig. 5b) liefern. (Die Einwirkungen des biegenden Momentes $M''_b = Dv$, ferner der Normalkraft D und der Schubkraft T auf den Kurbelarm können vernachlässigt werden.)

Stellung III. Durch Zerlegung des hier wirkenden Kurbelzapfendruckes $P = 4450$ kg, sowie ferner der vom Schwungradgewicht und den Riemenströmungen herrührenden Resultante G ergeben sich $P' = 4350$ und $G' = 1200$ kg bzw. $P'' = 870$ und $G'' = 2200$ kg als wagerechte bzw. lotrechte Komponenten. Dieselben liefern nach Aufzeichnung der bezüglichen Kräftepläne (Fig. 6a) die Biegemomentenflächen M'_b und M''_b (Fig. 6) und nach Vereinigung die durch schräg schraffierte Linien angegebene resultierende Biegemomentenfläche M_b . Diese ist mit der Drehmomentenfläche $M_d = Pr = 4450 \cdot 30$ zu vereinigen, womit sich die ideale Biegemomentenfläche M_i ergibt, die wieder durch lotrecht schraffierte Linien angegeben ist.

Auf den Kurbelarm wirken $M_b = P'r = 4450 \cdot 30$ und $M_d = Pv = 4450 \cdot 11$, deren Vereinigung die ideale Biegemomentenfläche M_i (Fig. 6b) liefert.

Legt man die für die Welle erhaltenen ideellen Biegemomentenflächen der Kurbelstellungen I, II und III übereinander (Fig. 7), so läßt sich aus den Ordinaten der so gewonnenen Fläche die theoretische Form der Kurbelwelle für eine angenommene Beanspruchung $k_b = 500$ kg/qcm berechnen. Es ist z. B. für die größte Ordinate $y = 1,9$ cm dieser Fläche

$1,9 \cdot 150\,000 = 0,1 d^3 500$ (1 : 150 000 ist der Momentenmaßstab);
hieraus folgt

$$d = 17,9 \text{ cm} \sim 180 \text{ mm.}$$

Durch entsprechende Umgrenzung der theoretischen Wellenform ergeben sich schließlich die Abmessungen der Kurbelwelle (Fig. 8).

Bei dem Kurbelarm wird max M_i (Fig. 5b) der Berechnung des Querschnittes der zunächst nach freiem Ermessen aufgezeichneten Kurbel zu Grunde gelegt (vergl. unter „Kurbeln“, S. 273).

Die zeichnerische Ermittlung der Abmessungen der zu einer liegenden Auspuff-Dampfmaschine von 230 mm Cyld.-Dchm. und 400 mm Hub gehörigen einfach gekröpften Kurbelwelle ist auf Tafel II für die Stellungen I und II (Fig. 2) der Kurbelkröpfung durchgeführt. Die anfängliche Dampfspannung beträgt 6 kg/qcm, die minutliche Umdrehungszahl 120. Das gleichzeitig als Riemen Scheibe dienende Schwungrad von 1,9 m Durchmesser wiegt 600 kg.

Stellung I. Die von dem Schwunradgewicht und den Riemenströmungen herrührende Resultante G (Fig. 2) kann durch eine wagerechte und lotrechte Komponente $G' = 290$ kg bzw. $G'' = 460$ kg ersetzt werden. In der wagerechten Ebene wirkt ferner die Kolbenkraft

$P = 2000$ kg. Die diesen drei Kräften entsprechende resultierende Biegemomentenfläche der Welle und des Kurbelzapfens ist in Fig. 3 durch schräg schraffierte Linien dargestellt. Es wirkt aber noch der Stützendruck R_2'' (Fig. 3a) an dem Hebelarm $r = 20$ cm der Kröpfung auf Verdrehung des Kurbelzapfens. (Man hat sich dazu R_2'' in A senkrecht zur Bildebene zu denken.) Das von diesem Stützendruck herrührende Drehmoment liefert mit dem resultierenden Biegemoment das in Fig. 3 durch lotrecht schraffierte Linien angegebene ideale Moment des Kurbelzapfens.

Der Kurbelarm CD wird ebenfalls durch den in A wirkenden Stützendruck R_2'' beansprucht. Denkt man sich in Fußpunkte des von der Lagerstelle A auf die Richtung des Armes CD gefällten Lotes $A A_1$ zwei gleich große, entgegengesetzt gerichtete Kräfte R_2'' angreifend, so ist ersichtlich, daß der Arm durch das Kräftepaar $R_2'' A A_1$ auf Verdrehung und durch die Einzelkraft R_2'' am Hebelarm $A_1 D$ auf Biegung beansprucht wird. Die der Kraft R_2'' entsprechende Drehungs- und Biegemomentenfläche ist in Fig. 3 eingetragen. Der Kurbelarm CD wird ferner durch die in der Bildebene wirkende Stützkraft R_2' beansprucht. Zerlegt man dieselbe in eine in Richtung des Kurbelarmes fallende und in eine hierzu senkrechte Komponente Y' bzw. X' , so kann der Einfluß der ersteren auf den Kurbelarm vernachlässigt werden. Es bleibt die Kraft X' , die, am Hebelarm $m D$ wirkend, den Kurbelarm auf Biegung beansprucht. Die in Fig. 3 eingetragene bezügliche Biegemomentenfläche ergibt sich mittels der Hilfsfigur 3b. Vereinigt man in Fig. 3 die von R_2'' und R_2' herrührenden beiden Biegemomentenflächen mit der von R_2'' herrührenden Drehmomentenfläche, so erhält man die durch lotrecht schraffierte Linien angegebene ideale Biegemomentenfläche für den Kurbelarm CD .

Der Kurbelarm EF wird in ähnlicher Weise durch ein Kräftepaar $R_2' A A_2$ (Fig. 1 und 1a) auf Verdrehung, durch die Einzelkraft R_2'' am Hebelarm $A_2 F$ und durch die senkrecht zur Armrichtung stehende Komponente X' der Stützkraft R_2' auf Biegung beansprucht; hierzu kommt noch ein von der bei J angreifenden Kolbenkraft P herrührendes biegendes Moment — es ist zu dem Zwecke P in eine in Richtung des Kurbelarmes fallende und in eine hierzu senkrechte Komponente zu zerlegen —, welches entgegengesetzt dem von der Stützkraft R_2' herrührenden Momente wirkt. Der Unterschied beider bezüglichen Biegemomentenflächen führt zu einer Fläche, die noch mit der von R_2'' herrührenden Biegemomentenfläche zu vereinigen ist, um die resultierende Biegemomentenfläche zu erhalten; diese, mit der Drehmomentenfläche vereinigt, liefert die in Fig. 3 durch lotrecht schraffierte Linien angegebene ideale Biegemomentenfläche für den Kurbelarm EF .

Stellung II. Um die ideale Biegemomentenfläche für die Welle, den Kurbelzapfen und die Kurbelarme zu erhalten, ist in derselben Weise zu verfahren wie vordem. Es wirken hier bei J (Fig. 1), von dem Kurbelzapfendruck $P = 1830$ kg herrührend, $P' = 1800$ kg in der wagerechten und $P'' = 360$ kg in der lotrechten Ebene, ferner bei S , von den Riemenspannungen und dem Schwungradgewicht herrührend, wie vordem $G' = 290$ kg in der wagerechten und $G'' = 460$ kg in der lotrechten Ebene — beide Kräfte entgegengesetzt gerichtet den Kräften P' und P'' in der bezüglichen Ebene.

Die resultierende Biegemomentenfläche der Welle und des Kurbelzapfens ist in Fig. 4 durch schräg schraffierte Linien dargestellt; sie liefert mit der Drehmomentenfläche $M_d = 1800 \cdot 20$ die durch lotrechte Linien schraffierte ideale Biegemomentenfläche der Welle bzw. mit der vom Stützendruck R'_2 (Fig. 4a) herrührenden Drehmomentenfläche $M_d = R'_2 r = 1520 \cdot 20$ die ebenfalls durch lotrechte Linien schraffierte ideale Biegemomentenfläche des Kurbelzapfens.

Der Kurbelarm CD wird durch das Kräftepaar $R'_2 A A_1$ auf Verdrehung, durch die Einzelkraft R'_2 am Hebelarme $A_1 D$ und ferner durch die zu seiner Richtung senkrechte, am Hebelarm $m D$ wirkende Komponente X'' der Stützkraft R'_2 auf Biegung beansprucht. Die bezüglichen Momentenflächen ergeben sich mittels der Hilfsfigur 4b; sie liefern nach erfolgter Vereinigung die in Fig. 4 durch lotrecht schraffierte Linien angegebene ideale Biegemomentenfläche des Kurbelarmes CD .

Der Kurbelarm EF wird durch die Kräftepaare $R'_2 A A_2$ und $P' J J_1$, die entgegengesetzt zueinander wirken, auf Verdrehung und durch die Einzelkräfte R'_2 und P' , die, ebenfalls entgegengesetzt zueinander an den Hebelarmen $A_2 F$ und $J_1 F$ wirken, auf Biegung beansprucht; hierzu kommen noch Biegebungsbeanspruchungen durch die senkrecht zur Armrichtung stehenden Komponenten X'' und K (Fig. 1a) der Stützkraft R'_2 bzw. der vom Kurbelzapfendruck herrührenden lotrechten Komponente P' , die ebenfalls entgegengesetzt zueinander gerichtet sind. Durch Vereinigung der Biegebungs- und Drehmomentenflächen erhält man die in Fig. 4 durch lotrecht schraffierte Linien angegebene ideale Biegemomentenfläche des Kurbelarmes EF .

In Fig. 5 sind die den Stellungen I und II der Kurbelkröpfung entsprechenden ideellen Biegemomentenflächen (Fig. 3 und 4) übereinander gelegt und mittels der Ordinaten der so gewonnenen Fläche die Abmessungen der Kurbelwelle (Fig. 6) für eine angenommene Beanspruchung von 600 kg/qcm berechnet.

Tafel III gibt in Fig. 1 die schematische Darstellung der in fünf Lagern — A, B, C, D, E —geführten, doppelt gekröpften Kurbelwelle einer stehenden Kondensations-Verbunddampfmaschine von 320 bzw. 510 mm Cyld.-Dchm. und 500 mm Hub, die mit 8 kg/qcm Eintrittspannung, einer Gesamtfüllung von 0,06 (Fig. 2) und 150 minutlichen Umdrehungen eine Leistung von ~ 100 PS_e entwickelt.

Die Abmessungen der Welle sollen wiederum auf zeichnerischem Wege für die Stellungen I und II derselben (Fig. 4a und 4b) ermittelt werden.

Es sind zunächst die sog. Festpunkte der als kontinuierlicher Balken mit vier Öffnungen zu betrachtenden Welle zu bestimmen.

Fig. 3 zeigt, wie dieselben gefunden werden. Zunächst zeichnet man in sämtlichen Öffnungen die Drittel- und die verschränkten Drittellinien. Dann zieht man von A aus in beliebiger Richtung die Linie AMN , hierauf die Linie MBR und NR , so erhält man den Festpunkt J_1 . Von J_1 ausgehend wiederholt man die Zeichnung und findet J_2 , hierauf in gleicher Weise J_3 . In umgekehrter Richtung vorgehend findet man die Festpunkte K_1, K_2 und K_3 . Die durch die J - und K -Punkte gelegten Festlinien dienen zur Ermittlung der Biegemomentenflächen der Welle.

Stellung I. Hier wirken am Punkte S (Fig. 3) der Welle die Komponenten der vom Schwungradgewicht und den Riemenspannungen herrührenden Resultante G (Fig. 5), nämlich $G' = 2750$ kg in der lotrechten und $G'' = 800$ kg in der wagerechten Ebene, ferner an den Punkten Q und O der Welle die vom Niederdruck- und Hochdruckkolben herrührenden Schubstangenkräfte $N = 1635$ kg und $H = 5500$ kg (Fig. 4a). Die Kraft N kann durch eine lotrechte und eine wagerechte Komponente $N' = 1600$ kg bzw. $N'' = 330$ kg ersetzt werden. Die Kraft H wirkt in der lotrechten Ebene. Nun ermittelt man, nach Aufzeichnung der Kräftepläne (Fig. 6a und 7a), das den lotrechten bzw. wagerechten Kräften entsprechende Seilpolygon jeder Öffnung (Fig. 6 und 7), womit sich — indem man die zu jeder Kraft gehörigen Abschnitte mit dem Zirkel summiert — nach dem in Fig. 6 angedeuteten Verfahren die lotrechte bzw. wagerechte Biegemomentenfläche und die Größe der Stützenmomente ergibt. Aus den letzteren sind in Fig. 6b und 7b die bezüglichen Stützendrucke A', B', C', D', E' bzw. A'', B'', C'', D'' und E'' abgeleitet. Letztere dienen, wie auch die Komponenten der Schubstangenkräfte, in bekannter Weise zur Ermittlung der Beanspruchung in den Armen der Hochdruck- und Mitteldruckkurbel.

Die beiden Biegemomentenflächen (Fig. 6 und 7) sind in Fig. 8 mit den Drehmomentenflächen des Kurbelzapfens der Welle zur ideellen Biegemomentenfläche vereinigt.

Es ist der linke Arm der Hochdruckkurbel (Fig. 8a) (mit Benutzung der in Fig. 1 eingetragenen Bezeichnungen) beansprucht durch $M'_b = A' a_1$ und $M''_b = A'' r$, ferner durch $M'_d = A'' a_1$, der rechte Arm dieser Kurbel durch $M'_b = H h_1 + A' a_2$ und $M''_b = A'' r$, ferner durch $M'_d = A'' a_2$. (M'_d und M''_b sind im vorliegenden Falle unbedeutend und können vernachlässigt werden.)

Der linke Arm der Niederdruckkurbel (Fig. 8b) wird beansprucht durch

$$M''_b = A' r + H r + B' r + C' r$$

und durch

$$M'_b = A'' a_3 + B'' b_1 + C'' c_1,$$

ferner durch das Drehmoment

$$M'_d = A' a_3 + H h_2 + B' b_1 + C' c_1;$$

der rechte Arm dieser Kurbel durch

$$M'_b = A' r + H r + B' r + C' r + N' r$$

und durch

$$M'_b = A'' a_4 + B'' b_2 + C'' c_2 + N'' n_1,$$

ferner durch das Drehmoment

$$M'_d = A' a_4 + H h_3 + B' b_2 + C' c_2 + N' n_1.$$

Die den Kurbelarmen entsprechenden Biegemomente sind übrigens in Fig. 6 und 7 durch stärker gestrichelte Linien hervorgehoben; sie lassen sich ohne weiteres abgreifen bzw. sind sie aus Fig. 6b und 7b zu entnehmen, wobei selbstverständlich der durch Pfeile angegebene Sinn der betreffenden Kräfte bei der algebraischen Summation der Momente zu berücksichtigen ist.

Stellung II. Hier wirken wieder am Punkte S der Welle $G' = 2750$ kg in der lotrechten und $G'' = 800$ kg in der wagerechten

Ebene, ferner an den Punkten Q und O der Welle die vom Niederdruck- und Hochdruckkolben herrührenden Schubstangenkräfte $N = 1010$ kg und $H = 5050$ kg (Fig. 4b); dieselben lassen sich je in eine lotrechte und wagerechte Komponente $N' = 1000$ kg und $N'' = 130$ kg bzw. $H' = 5000$ kg und $H'' = 800$ kg zerlegen. Nach Aufzeichnung der Kräftepläne (Fig. 9a und 10a) ergeben sich die zugehörigen Biegemomentenflächen (Fig. 9 und 10) genau wie vordem. Die aus den letzteren abgeleiteten Stützendrücke sind aus Fig. 9b und 10b zu entnehmen.

Die Beanspruchung der Kurbelarme ist aus Fig. 11a und 11b ersichtlich. Die Größe der betreffenden Momente ergibt sich wieder aus den durch stärker gestrichelte Linien der zugehörigen Biegemomentenflächen (Fig. 9 und 10) hervorgehobenen Ordinaten, die aber hier noch in Richtung des betreffenden Kurbelarmes und senkrecht dazu zerlegt werden müssen, bzw. aus Fig. 9b und 10b, nach Zerlegung der in Betracht kommenden Kräfte in gleicher Weise.

(Zweckmäßiger dürfte in Hinsicht auf die Kurbelarme sein, die Schubstangenkräfte schon von vornherein nicht in lotrechte und wagerechte Komponenten, sondern in senkrecht zur Richtung der Kurbelarme und in die Richtung der letzteren fallende Tangential- bzw. Normalkräfte zu zerlegen.)

In Fig. 11 sind die beiden Biegemomentenflächen (Fig. 9 und 10), mit den Drehmomentenflächen des Kurbelzapfens und der Welle zur ideellen Biegemomentenfläche vereinigt.

Die den beiden Kurbelstellungen I und II der Welle entsprechenden ideellen Biegemomentenflächen sind in Fig. 12 übereinander gelegt; die Ordinaten dieser Flächen ergeben für eine angenommene Beanspruchung $k_b = 500$ kg/qcm die Abmessungen der in Fig. 13 dargestellten Kurbelwelle.

D. Excenter und deren Stangen.

Das Excenter (Fig. 258) bildet einen auf den Durchmesser der Welle excentrisch ausgebohrten Zapfen — die Excenterscheibe — mit darüber greifendem Bügel.

Der Durchmesser d der Excenterscheibe ist bestimmt durch

$$d = 2(\rho + 0,5 D + s + x) = 2\rho + D + 2s + 2x, \quad \dots \quad \mathbf{40}$$

worin bedeutet

- ρ die Excentricität in cm,
- D den Durchmesser der Welle in cm,
- s die kleinste Nabenstärke des Excenters in cm,
- x die Stärke des äußeren Randes in cm.

Ist D_0 die Wellenstärke (in cm), die dem zu übertragenden Drehmomente $M_d = Pr = 0,2 D_0^3 k_d$ entspricht, so kann nach C. v. Bach für gußeiserner Excenter gesetzt werden

$$s = 0,2(D_0 + 0,5 D) + 0,5 \text{ bis } 0,25(D_0 + 0,5 D) + 0,5 \text{ cm.}$$

Excenter aus Flußeisen oder Stahl erhalten eine um 20 bis 30 % geringere Nabenstärke s .

Die Größe l (in cm), d. h. die Länge des Zapfens, an dessen Stelle das Excenter getreten ist, muß bei mittleren Verhältnissen der Beziehung

$$l \geq \frac{P_m n}{w}$$

genügen (vergl. Gl. 31, S. 182).

Darin bedeutet

P_m den in der Mittelebene des Excenters wirkenden mittleren Druck in kg,

n die minutliche Umdrehungszahl des Excenters,

w eine Erfahrungszahl, für welche gesetzt werden kann

$w = 10000$, für Flußeisen oder Stahl (Bügelmaterial) auf Gußeisen (Excentermaterial),

$w = 20000$, für Weißmetall (Futter der Excenterbügel) auf Gußeisen,

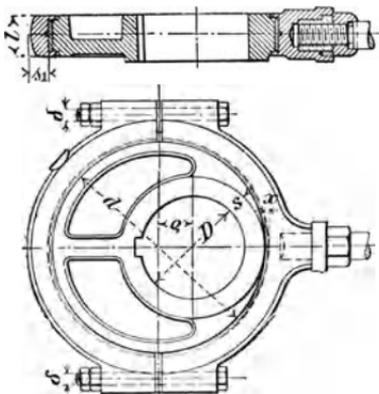


Fig. 258.

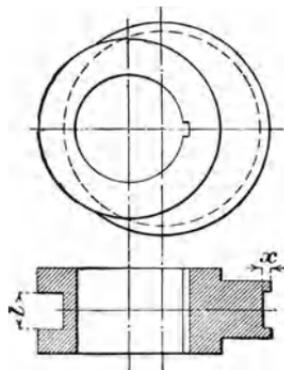


Fig. 259.

entsprechend zulässigen Werten der (spezifischen) Reibungsarbeit A_z in mkg/sek auf 1 qcm Zapfenprojektion von 0,33 bzw. 0,66 und einem Reibungskoeffizient $\mu = \frac{1}{20}$.

Sind die Excenter starkem Luftzuge ausgesetzt, wie z. B. bei Lokomotiven, so kann w höher gewählt werden als für gewöhnliche Fälle.

Für die Größe x in Gl. 40 kann $\frac{D_0}{16} + 0,5$ bis $\frac{D_0}{10} + 0,5$ cm gesetzt werden.

Wirkt P_m nicht in der Mittelebene des Excenters, so ist x entsprechend stärker zu wählen.

Damit der Durchmesser d des Excenters möglichst klein ausfällt, wird dasselbe mit seitlichen Naben versehen (Fig. 259), zuweilen auch mit der Welle aus einem Stück geschmiedet.

Excenterscheiben auf gekröpften Wellen (bei Zweicylindermaschinen, oder wenn die Welle an der Stelle, wo das Excenter sitzt, schwächer ist) macht man zweiteilig (Fig. 260, 261 und 262). Zur Verbindung beider Hälften dienen Kopfschrauben mit Stiftsicherung (Fig. 262), oder

Schraubenbolzen mit Querkeilen (Fig. 260); an Stelle der letzteren finden zuweilen auch Schraubenmutter Verwendung (Fig. 261).

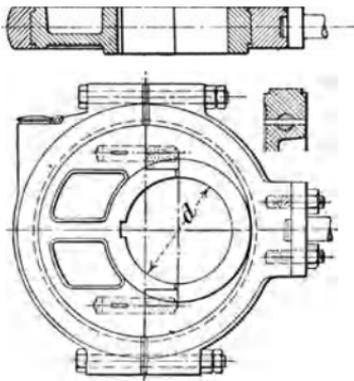


Fig. 260.

Nutenkeile für die Befestigung der Excenter auf ihren Wellen erhalten eine

$$\text{Breite } b = 0,5 l,$$

$$\text{Höhe } h = 0,25 l.$$

Mit Rücksicht auf gerades Aufkeilen sind lange Naben zu empfehlen.

Um Excenter innerhalb gewisser Grenzen verstellen zu können, verwendet G. Kuhn in Stuttgart-Berg eine gezahnte Feder, die, wie Fig. 261 erkennen läßt, mittels Stellschraube s gegen ein in die Welle eingelassenes Zahnsegment h gepreßt wird. Bei einer beabsichtigten Verdrehung des Excenters nach links oder nach rechts wird die verzahnte Feder durch die Schraube gehoben.

Die aus Flußeisen (Stahl) oder Gußeisen gefertigten Excenterbügel (Excenterringe) sind zumeist als offene geteilte Köpfe mit Flanschen für die durchgehenden Verbindungsschrauben ausgeführt.

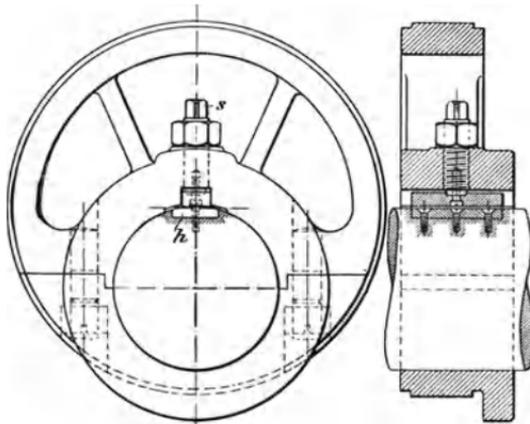


Fig. 261.

Damit die Reibungsverluste der Excenter möglichst gering ausfallen und ein Heißlaufen derselben verhütet wird, erhalten flußeiserne Bügel ein Lagerfutter aus Rotguß oder aus Weißmetall; auch gußeiserne Bügel werden, sofern $P_m n$ groß ausfällt, mit einem Weißmetallfutter versehen,

Zuweilen erhalten die Excenter, um gegen Abweichungen der Welle von ihrer richtigen Lage unempfindlicher zu werden, kugelförmige Laufflächen.

Die Verbindung der Excenterbügel mit den Excenterstangen erfolgt durch Flanschen und Schrauben (Fig. 260), oder durch eine Hülse mit Querkeil (Fig. 262); auch werden runde Excenterstangen mit einem Gewinde versehen und in die Bügelhülse oder in eine Rotgußbüchse derselben eingeschraubt, außerdem durch eine vorliegende Schraubenmutter gegen Drehung gesichert (Fig. 258).

Bei Kulissensteuerungen wird die Excenterstange mit der einen Bügelhälfte häufig in einem Stück geschmiedet.

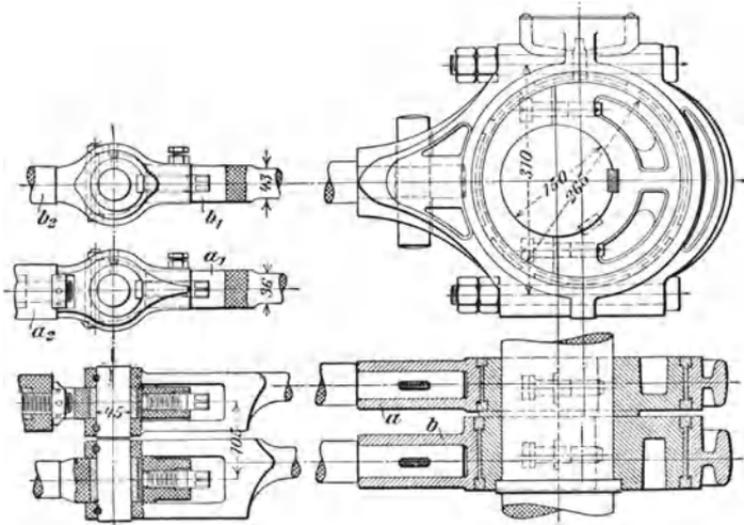


Fig. 262.

Für die Berechnung der Bügelstärke s_1 kann unter Bezugnahme auf Fig. 258 gesetzt werden

$$\frac{P_m}{2} \left(\frac{d}{2} - \frac{D}{4} \right) = \frac{l s_1^2}{6} k_b,$$

wenn P_m die mittlere Stangenkraft und k_b die Biegungsbeanspruchung des Bügelmaterials (für Flußeisen $k_b = 300$, für Gußeisen $k_b = 150$ kg/qcm) bedeutet.

Der äußere Durchmesser δ der Bügelschrauben ergibt sich aus

$$\frac{P_m}{2} = 600 \delta^2 \text{ bis } 800 \delta^2.$$

Die Excenterstangen haben entweder rechteckigen oder runden Querschnitt. Die Abmessungen desselben sind mit Rücksicht auf die Beanspruchung nach den Regeln der Festigkeitslehre zu bestimmen.

Fig. 262 zeigt die zu einer liegenden Dampfmaschine von 300 mm Cyld.-Dchm. und 600 mm Hub mit Doppelschiebersteuerung gehörigen

beiden Excenter, Excenterstangen u. s. w. nach der Ausführung von Gebr. Sulzer in Winterthur.

Das Expansionsexcenter a hat 36 mm, das Verteilungsexcenter b 32 mm Excentricität; in ihren Hülsen sind die zugehörigen Stangen a_1 bzw. b_1 mittels Querkeiles befestigt. Die Excenterscheiben sind zweiteilig und durch je zwei Kopfschrauben mit Stiftsicherung miteinander verbunden. Die gegabelten Enden der Excenterstangen tragen mittels eingelassener Schraubenbolzen befestigte Zapfen, die in nachstellbaren Lagern der Schieberstangenführungen a_2 bzw. b_2 schwingen.

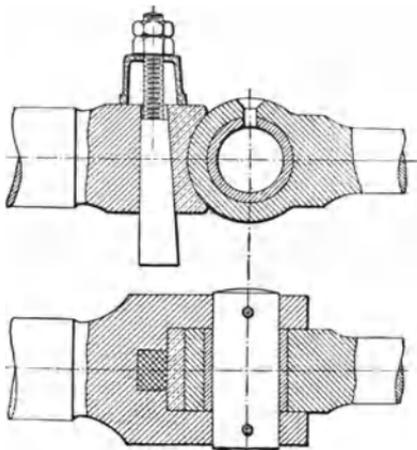


Fig. 263.

Häufig werden zur Vermeidung toten Ganges der Gelenkverbindungen zwischen Excenter- und Schieberstange die hier auftretenden Druckkräfte nicht durch die Gelenkzapfen, sondern in der Fig. 263 ersichtlichen Weise durch die Gelenkköpfe übertragen, die sich zu dem Zwecke gegen eine nachstellbare Lagerschale legen.

E. Schubstangen.

Die zur Verbindung von Zapfen umlaufender und geradlinig sich bewegender Maschinenteile dienenden Schubstangen bestehen aus den die ersteren umschließenden Köpfen und dem diese verbindenden Schaft. Zuweilen ist das eine Ende der Schubstange gegabelt und trägt in diesem Falle auch den Zapfen.

a) Schaft der Schubstangen.

Derselbe wird vorzugsweise auf Zug bzw. auf Druck oder Knickung durch die Stangenkraft beansprucht. Den vom Eigengewichte und vom Trägheitsvermögen der Stange herrührenden Biegebungsbeanspruchungen wird zumeist durch entsprechende Wahl des Sicherheitsgrades gegen Knicken Rechnung getragen.

Es bezeichne

P den größten Wert der Stangenkraft in kg,

l die Länge der Stange von Mitte bis Mitte Zapfen in cm,

J das kleinste Trägheitsmoment des Stangenquerschnittes in der Mitte in cm^4 ,

E den Elasticitätsmodul des Stangenmaterials in kg/qcm ,

\mathcal{S} den Sicherheitsgrad gegen Knicken,

r den Kurbelhalbmesser in cm,

n die minutliche Umdrehungszahl.

Für die Beanspruchung auf Knickung gilt allgemein (vergl. S. 45)

$$P = \frac{\pi^2 EJ}{\mathfrak{S} l^2} \cdot \dots \cdot \dots \cdot \dots \quad \mathbf{41}$$

1. Stangen für kleine und mittlere Geschwindigkeiten.

Bei normalen Schubstangen der Dampfmaschinen mit mittleren Kolbengeschwindigkeiten von etwa 1,5 bis 2 m/sek kann für kreisförmigen Querschnitt (d_m = Durchmesser in der Mitte) $\mathfrak{S} = 25$ gesetzt werden.

Damit ergibt sich, sofern noch $E = 2\,000\,000$ kg/qcm, aus Gl. 41

$$P = \frac{\pi^2}{25} \frac{d_m^4}{l^2} 2\,000\,000 \sim 40\,000 \frac{d_m^4}{l^2}.$$

Nach dem Kurbelzapfen hin nimmt der Stangendurchmesser bis $0,8 d_m$, nach dem Kreuzkopfzapfen hin bis $0,7 d_m$ ab. Bei großem Kurbelzapfen (z. B. bei gekröpften Wellen) läßt man den Querschnitt nach dem Kurbelzapfen hin wachsen (im Verhältnis bis 1:1,3), oder man hilft sich durch Abflachung.

Bei sehr langsam gehenden Maschinen empfiehlt sich, \mathfrak{S} bis 33 zu wählen; bei stoßweisem Wechsel der Richtung von P , wie es z. B. bei Pumpen möglich ist, soll \mathfrak{S} etwa 40 bis 60 und mehr betragen.

Ist der Querschnitt der Stange kreisringförmig (äußerer Durchmesser D cm und innerer Durchmesser d cm), so ist $J = \frac{D^4 - d^4}{20}$ in Gl. 41 einzusetzen.

Für Stangen mit rechteckigem Querschnitte (Breite b cm und Höhe $h = 1,75 b$ bis $2 b$ cm in der Mitte) ist

$$P = \frac{\pi^2}{\mathfrak{S}} E \frac{b^3 h}{12 l^2},$$

woraus mit $\mathfrak{S} = 15$, $h = 1,8 b$ und $E = 2\,000\,000$ kg/qcm

$$P = 200\,000 \frac{b^4}{l^2} \text{ für Schmiedeeisen}$$

und mit $\mathfrak{S} = 15$, $h = 1,5 b$, $E = 120\,000$ kg/qcm

$$P = 10\,000 \frac{b^4}{l^2} \text{ für Holz.}$$

Die Höhe der Stange an den Köpfen kann $1,2 h$ bzw. $0,8 h$ gewählt werden; die Breite b bleibt konstant.

2. Stangen für große Geschwindigkeiten.

Derartige Stangen werden mit Rücksicht auf die störenden Bewegungen infolge abwechselnder Beschleunigung und Verzögerung der hin und her gehenden Massen möglichst leicht hergestellt. Der Umstand, daß bei raschem Wechsel von Zug und Druck sich Formänderungen nicht ausbilden können, unterstützt diese Bestrebungen um so mehr, je *schneller der Gang* ist.

Unter Voraussetzung rechteckigen Querschnittes von der Breite b und der Höhe h cm ergibt sich bei $\mathfrak{E} = \frac{20}{3}$ bis $\frac{10}{3}$, $h = 2b$, $E = 2\,000\,000$ kg/qcm

$$P = 500\,000 \frac{b^4}{l^2} \text{ bis } 1\,000\,000 \frac{b^4}{l^2}.$$

Zur Erzielung eines möglichst geringen Gewichtes erhalten die Stangen durch seitliches Aushobeln auch wohl T-förmigen Querschnitt.

Damit die von der Zugwirkung und dem Trägheitsvermögen der Stange herrührenden Normalspannungen die zulässige Biegebbeanspruchung des Stangenmaterials nicht überschreiten, ist festzuhalten, daß

$$\frac{P}{bh} + \frac{1}{30} \left(\frac{n}{1000} \right)^2 \frac{l^2 r}{h} \leq k_b,$$

worin bei gewöhnlichem Schweiß- oder Flußeisen $k_b = 300$, bei vorzüglichem Schweiß- oder Flußeisen $k_b = 400$, bei gutem Flußstahl $k_b = 500$ kg/qcm zu setzen ist.

b) Köpfe der Schubstangen.

Je nach der äußeren Form unterscheidet man offene und geschlossene Schubstangenköpfe. Die von ihnen umschlossenen Lagerschalen sind mit Nachstellvorrichtungen zu versehen, derart, daß die Stangenlänge von Mitte zu Mitte Zapfen möglichst unverändert bleibt. Diese Bedingung wird erfüllt, wenn die Nachstellung des einen Lagers eine Verlängerung, diejenige des anderen dagegen eine Verkürzung der Stangenlänge zur Folge hat. Das erstere tritt ein durch Nachstellen der inneren, das letztere durch Nachstellen der äußeren Schale (s. Fig. 267).

Für die Abmessungen der Köpfe sind Festigkeitsrücksichten maßgebend, — plötzliche Querschnitts- und Formänderungen sind zu vermeiden.

Fig. 264 zeigt die Schubstange einer Dampfmaschine mit offenem Kurbelzapfenkopf, wie sie früher vielfach ausgeführt wurde. Die Befestigung des die Lagerschalen umschließenden Bügels geschieht durch einen Flachkeil und zwei Nasenkeile (Beilagen). Die Nachstellung der einen (äußeren Schale) erfolgt durch Anziehen des durch eine Stellschraube gesicherten Flachkeiles, was eine Verkürzung der Stangenlänge zur Folge hat. Das andere, gabelförmig ausgebildete Stangenende trägt den Kreuzkopfbzapfen.

Durchmesser und Länge der Zapfen sind unter Zugrundelegung der Stangenkraft P zu berechnen (s. S. 180 u. ff.).

Für die Bügelstärke s_1 gilt mit $k_b = 600$ kg/qcm (für Schweißeisen)

$$\frac{P}{2} x = \frac{b s_1^2}{6} k_b.$$

Die mittlere Keilhöhe s_2 (für alle drei Keile gleich) folgt aus

$$\frac{1}{3} \frac{P}{2} x = \frac{s_3 s_2^2}{6} k_b.$$

Für Flußstahl als Keilmaterial ist $k_b = 1000$ kg/qcm in die vorstehende Gleichung einzusetzen.

Die Keilstärke wählt man $s_3 \sim \frac{b}{4}$.

Aus $s_3 s_4 k = 0,5 P$ folgt die Bügelstärke s_4 . (Die zulässige Pressung k darf mit Rücksicht auf die Spannungsverbindung nicht höher als 400 bis 500 kg/qcm angenommen werden.)

Der Anzug des Keiles kann $1/20$ betragen.

Der linke Stangenkopf wird, nachdem die Schaftstärke d_m ermittelt worden ist, nach freiem Ermessen aufgezeichnet, d. h. es werden Breiten und Stärken angenommen und diese alsdann auf ihre Zulässigkeit geprüft.

Die Beanspruchung im Querschnitte AB erfolgt durch die abwechselnd als Zug und als Druck auftretende Kraft $1/2 P$ und durch das Biegemoment $\frac{F}{2} \left(\frac{a}{2} - z \right)$, worin z den Schwerpunktsabstand des Querschnittes bedeutet. Zur Vereinfachung der Rechnung kann die Form des Querschnittes durch ein Rechteck ersetzt werden.

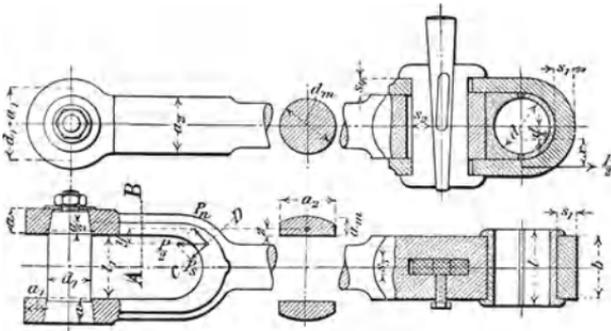


Fig. 264.

Es findet sich dann die von der Kraft $\frac{P}{2}$ herrührende Normalspannung, wenn a_m die mittlere Höhe des rechteckigen Querschnittes bedeutet,

$$\sigma_1 = \frac{P}{a_2 a_m}$$

und die von dem Biegemomente herrührende größte Spannung

$$\sigma_2 = \frac{P \left(\frac{a}{2} - \frac{a_m}{2} \right)}{\frac{a_2 a_m^2}{6}},$$

also die größte Gesamtspannung $\sigma = \sigma_1 + \sigma_2$; dieselbe kann für Schweißisen, mit Rücksicht auf den Wechsel der Spannungsrichtung, $\sigma \leq 300$ kg/qcm gewählt werden.

Der Querschnitt CD wird beansprucht durch die zu vernachlässigende Schubkraft P_s , die Normalkraft P_n und das Biegemoment $1/2 P y$.

Die in gleicher Weise wie vordem ermittelte größte Gesamtspannung σ soll auch hier 300 kg/qcm nicht überschreiten.

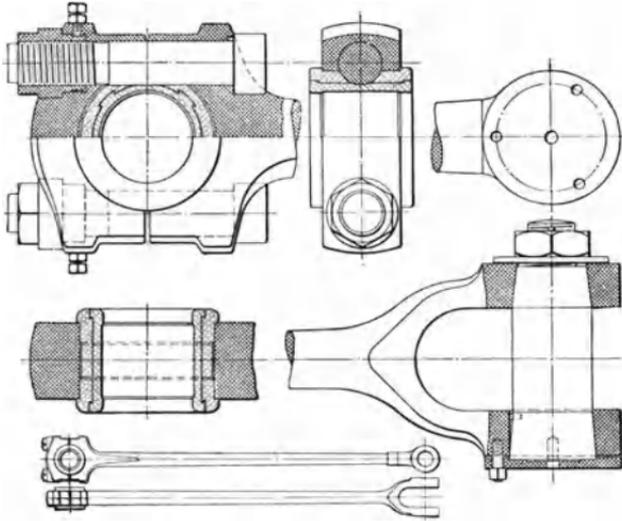


Fig. 265.

Die geringste Wandstärke a_1 folgt aus

$$\frac{P}{2} \frac{d_1 + a_1}{8} = \frac{a}{6} \frac{a_1^2}{k_b},$$

worin $k_b \leq 600$ kg/qcm gesetzt werden kann.

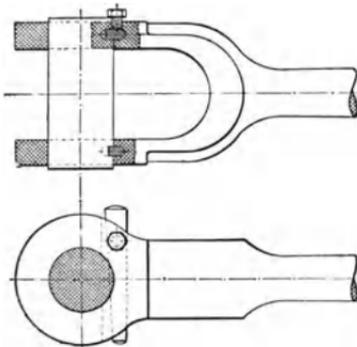


Fig. 266.

Fig. 265 zeigt eine Schubstange mit offenem Kurbelzapfenkopf (sog. Schiffskopf) für gekröpfte Wellen nach Ausführung von Gebr. Sulzer in Winterthur. Die bronzenen Lagerschalen sind mit Weißmetall ausgegossen. Das Nachziehen der äußeren Schale erfolgt durch Schrauben mit flachgängigem Gewinde und Pennscher Sicherung. Der Kreuzkopfbolzen ist mit seinen kegelförmigen Enden in das gegabelte Stangenende sauber eingeschliffen; zur Befestigung dient eine Mutter mit Splintsicherung, ferner eine vorgeschraubte Druckplatte.

Cylindrische Kreuzkopfbolzen werden nach Fig. 266 mittels schmaler Flachkeile, zu deren Sicherung Kopfschrauben dienen — zuweilen auch durch Stifte — in dem gegabelten Kreuzkopfbolzen befestigt.

Die in Fig. 267 dargestellte Schubstange hat beiderseits geschlossene Köpfe. Das Nachstellen der Schalen geschieht am Kurbel-

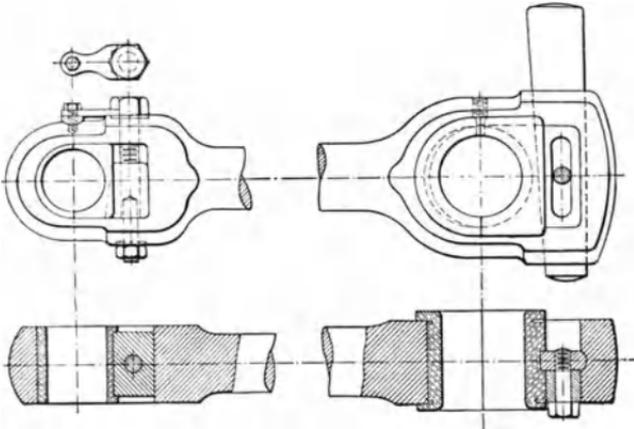


Fig. 267.

ende durch einen mittels Kopfschraube gesicherten Flachkeil (Anzug $\frac{1}{15}$), am Kreuzkopfende durch einen Stellkeil (Anzug $\frac{1}{5}$), der mittels einer Schraube bewegt wird. Zur Sicherung der Schraube dient ein Legschlüssel.

Häufig geschieht bei liegenden Dampfmaschinen das Nachziehen der inneren Lagerschale des Kreuzkopfzapfens in der Fig. 268 ersichtlichen Weise mittels eines querliegenden Flachkeiles, zwischen den und die Lagerschale zuweilen noch ein Paßstück (aus Stahl) gelegt ist. Dieses bezweckt die Verlegung des Stellkeiles so weit nach rückwärts, als es die Form des Kreuzkopfes erfordert.

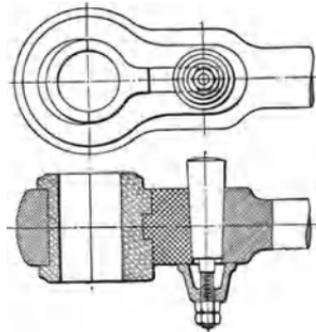


Fig. 268.

F. Geradführungsteile.

Hierunter gehören die zur Geradführung von Stangen in Lagern, Büchsen oder auf besonderen Gleitbahnen mittels Kreuzkopfes dienenden Maschinenteile.

a) Geradführung in Lagern oder Büchsen.

Fig. 269 zeigt einen einfachen Führungsbock, wie er z. B. bei den zu einer Meyerschen Schiebersteuerung gehörigen Stangen Verwendung findet. Letztere gleiten in Rotgußbüchsen mit einseitigem Flansch, die in den am Maschinenrahmen befestigten, in der Regel in Hohlguß ausgeführten Lagerkörper eingelegt und durch einen auf-

geschraubten Ring gegen achsiale Verschiebungen gesichert werden. Zuweilen werden die außen glatt abgedrehten Büchsen in den Lagerkörper fest eingetrieben.

Das mit dem Regulatorbock zusammengegossene Führungsgehäuse für die zu einer liegenden Dampfmaschine mit Ridersteuerung gehörigen beiden Schieberstangen — nach der Ausführung von Gebr. Sulzer in Winterthur — läßt Fig. 270 erkennen; es ist mittels ovalen Flansches am Maschinenrahmen befestigt.

Die in je zwei Rotgußbüchsen des Gehäuses geführten Zwischenstücke *a* und *b* sind einerseits mit den bereits in Fig. 262 (S. 289) dargestellten Excenterstangen gelenkig, andererseits mit den Stangen *a*₁ und *b*₁ des Verteilungs- bzw. Expansionsschiebers stellbar verbunden. Zu dem Zwecke ist das Ende des Zwischenstückes *a* mit einem Links-, dasjenige der zugehörigen Schieberstange *a*₁ mit einem Rechtsgewinde versehen, über welche die entsprechende Muttergewinde tragende Stahlmuffe *m* greift.

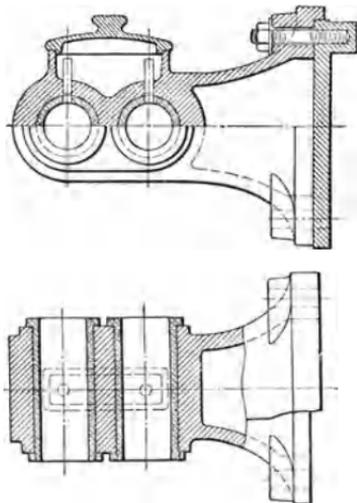


Fig. 269.

Die Verstellung der Expansionsschieberstange *b*₁ geschieht durch Drehung der in eine Rotgußmutter *o* des ausgebohrten und mit einer längeren Durchbohrung versehenen Zwischenstückes *b* geschraubten, mittels außenliegender Gegenmutter gesicherten Kopfschraube *n* in der Fig. 270 erkennbaren Weise.

Auf der Expansionsschieberstange *b*₁ ist mittels Nut und Feder der durch die Öffnung des Zwischenstückes *b* tretende Hebel *f* befestigt; an seinem freien Ende ist derselbe mit einem Schlitz versehen, in dem der abgeflachte Teil des am Ende des Regulatorstellhebels *e* lose drehbaren Bolzens *g* liegt. Die Abbildung zeigt noch den Antrieb und die Führung der Regulatorschraube in einer oberen Büchse *h*, sowie auf der unteren stellbaren Spurplatte *i*, ferner die Verbindung des Regulatorhebels *e* mit dem über den Regulatormuff greifenden, durch Gewichte belasteten Schleifring *k*.

Bei der Fig. 271 ersichtlichen Schieberstangenführung für eine liegende Dampfmaschine mit Ridersteuerung ist der die Regulatorbewegungen auf die Expansionsschieberstange *b*₁ übertragende Hebel *f* nicht unmittelbar auf der letzteren befestigt und damit gezwungen, die hin und her gehenden Bewegungen derselben mitzumachen, sondern auf eine Büchse *h* geklemmt, die mittels eines Flachkeiles auf die Expansionsschieberstange einwirkt. Dies wird durch entsprechende Aussparungen des Zwischenstückes *b*, sowie durch in die Büchse *h* eingehobelte Längsschlitz, in denen der mit der Expansionsschieberstange verbundene Flachkeil gleitet, ermöglicht.

Die Verbindung des Hebels f mit dem Regulatormuff erfolgt durch einen über den Schleifring desselben greifenden doppelarmigen Hebel e und die stellbare Zugstange b' . Antrieb und Führung der Regulatorspindel sind ebenfalls erkennbar.

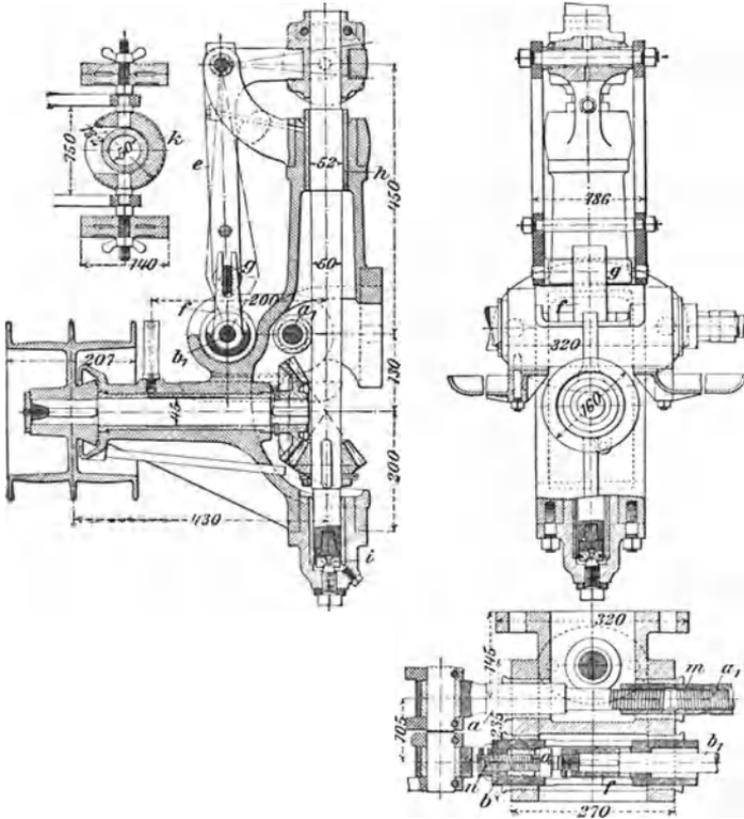


Fig. 270.

Die Schieberstangenführung für den Hochdruckzylinder einer stehenden Verbunddampfmaschine mit Ridersteuerung der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G., Werk Nürnberg, und gleichzeitig auch die Einstellung der Expansionschieberstange durch den Regulator zeigt Fig. 272. Letzterer bewirkt mittels Hebels f die Drehung einer Rotzylinderbuchse m , die durch zwei Federn mit einem in ihr gleitenden Führungsstück n in Verbindung steht. An diesem ist einerseits die Expansionschieberstange b , andererseits ein drehbarer Kloben befestigt,

über dessen Zapfen die gegabelte Excenterstange greift. Die Bewegungsübertragung des zum Grundschieber gehörigen Excenters auf die Stange *a* des ersteren, die hier hohl ausgeführt ist und die Stange *b* des Expansionschiebers konzentrisch umschließt, geschieht in der auf der Abbildung ersichtlichen Weise durch Einschaltung eines die hohle Stange *a* mit der nach oben verlängerten Führungsstange *p* verbindenden Zwischenstückes *o*.

Zur Geradführung von Stangen dienen auch die insbesondere bei direkt wirkenden Dampfpumpen zur Verringerung der Baulänge derselben in Anwendung kommenden sog. Kurbelschleifen.

Fig. 273 zeigt die zu einer Dampfpumpe von 250 mm Hub gehörige Kurbelschleife mit Gleitklotz nach Ausführung der Firma E. Leutert in Halle a. S.

Die Dampf- und Pumpenkolbenstange tragen je ein U-förmiges Querstück aus Flußstahl mit parabolisch gestalteten Seitenwänden, welche, durch Schrauben und gußeiserner Zwischenstücke miteinander

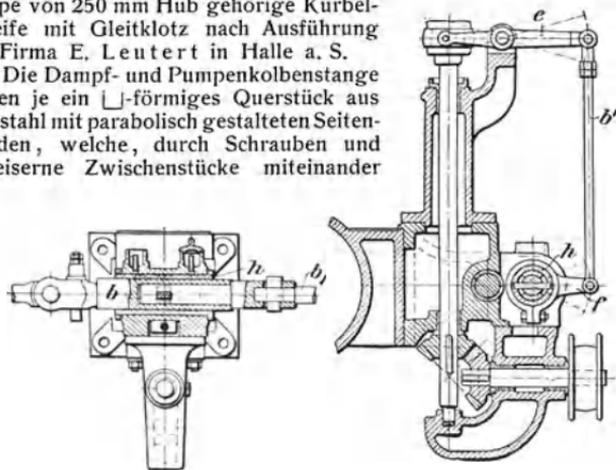


Fig. 271.

verbunden, die zwischen bearbeiteten Flächen des Maschinenrahmens gleitende Schleife bilden. Der über die Kurbelkröpfung greifende Gleitklotz aus Rotguß ist zweiteilig mit parallel zur Schleife gerichteter Trennungsfuge hergestellt; er hat den von der Kolbenstangenkraft herrührenden Zapfendruck *P* wechselweise auf die Gleitflächen der beiden Querstücke zu übertragen. Jedes derselben ist als ein mit den Enden frei aufliegender Träger zu betrachten, dessen Abmessungen in der Mitte nach den Regeln der Biegefestigkeit zu ermitteln sind.

Bezeichnet *l* die Entfernung der Verbindungsbolzen beider Querstücke, *W* das Widerstandsmoment derselben für den mittleren Querschnitt, so folgt

$$\frac{Pl}{4} = W_{kl} \dots \dots \dots 42$$

Sehr häufig wählt man die Abmessungen der Querstücke, um der Gefahr des Festklemmens des Gleitklotzes bzw. des Entstehens von zu großem Spielraum zu begegnen (nach C. v. Bach), unter Annahme einer zulässigen Durchbiegung δ derselben.

Diese erhält man, wenn noch J das Trägheitsmoment des mittleren Querschnittes der Kurbelschleife, α den Dehnungskoeffizienten des Materials bedeutet — unter der Voraussetzung, daß die Begrenzungslinien des Querstückes einem Körper gleicher Festigkeit entsprechen —, aus

$$\delta = \frac{1}{3} \frac{P l^3}{J} \alpha \dots \dots \dots \mathbf{43}$$

In der Regel wird 0,16 mm als höchster zulässiger Wert für 2δ genügen.

Ein den erhaltenen Abmessungen entsprechender prismatischer Träger würde sich nur um die Hälfte des aus Gl. 43 ermittelten Betrages durchbiegen.

Überschreitet die Biegebungsbeanspruchung

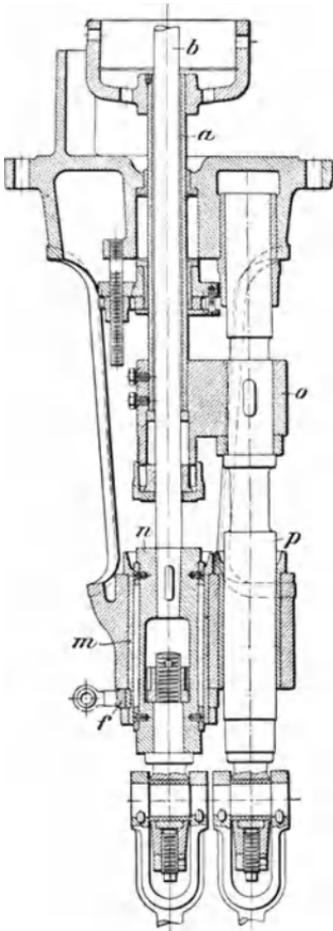


Fig. 272.

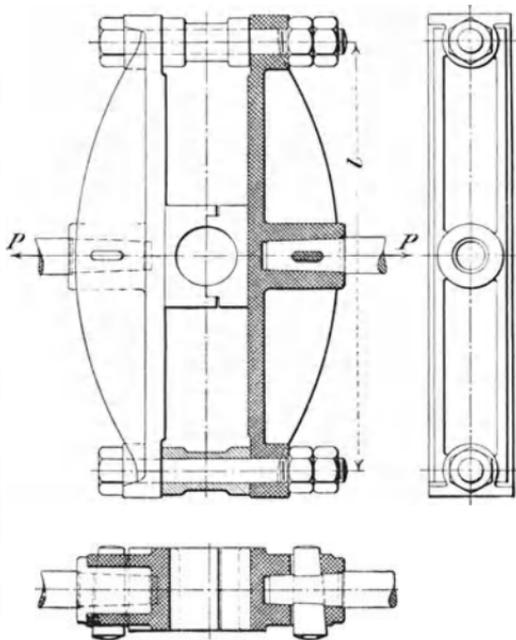


Fig. 273.

k_b der Querstücke das mit Rücksicht auf den Wechsel der Krafrichtungen zulässige Maß, so sind die Abmessungen derselben nach Gl. 42 zu berechnen.

In Fig. 274 bildet die Kurbelschleife einen einzigen gußeisernen Rahmen, dessen zweiteiliger Gleitklotz aus demselben Material mittels eines durch Kopfschrauben längs der festen Gleitbahn des einen Querstückes beweglichen schmiedeisernen Keilstuckes nachstellbar gemacht

werden kann. Behufs Geradföhrung wird der Rahmen von einer unteren Stange getragen, die in zwei auf dem Maschinenrahmen befestigten Lagern gleitet.

Zuweilen wird die Gleitbahn des einen Querstückes durch eine aufgelegte keilförmige Schiene nachstellbar gemacht.

Die Kurbelschleifen kleinerer, insbesondere stehender Dampfmaschinen erhalten keine besonderen Geradföhrungen; der seitliche Föhrungsdruck wird in diesen Fällern von den Grund- bzw. den Stopfbüchsen des Dampf- und Pumpencylinders aufgenommen.

Bei den kleineren Dampfmaschinen von Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal erfolgt die unmittelbare Verbindung der Kolbenstangen des Dampf- und Pumpencylinders durch ein bügelförmiges Verbindungsstück (Maschinenelement Klein), dessen lange Schenkel derart gegeneinander versetzt liegen, daß der Stangenkopf zwischen

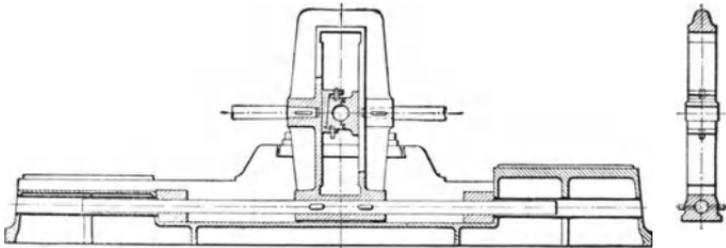


Fig. 274.

ihnen durchschwingen kann; infolgedessen fällt die Weite des Bügels und damit die Entfernung desselben von dem Ständer — bei liegenden Maschinen von der Grundplatte — verhältnismäßig gering aus (s. unter „Kolbenpumpen“).

b) Geradföhrung auf besonderen Gleitbahnen mittels Kreuzkopfes.

Der bei einfachen Kurbeltrieben, wie sie bei Dampfmaschinen, größeren Pumpen u. dergl. Anwendung finden, zur Geradföhrung der Kolbenstange dienende, aus Gußeisen, Stahlguß oder Flußeisen hergestellte Kreuzkopf ist entweder lagerartig (s. z. B. Fig. 275) oder gabelförmig (s. z. B. Fig. 280) ausgebildet; er trägt einerseits die in geeigneter Weise mit ihm verbundene Kolbenstange des Dampf- bzw. Pumpencylinders, andererseits einen in der Schwingungsebene der Schubstange liegenden Zapfen, dessen zumeist kegelförmige Enden in entsprechende Bohrungen des Kreuzkopfes bzw. in solche des gegabelten Schubstangenendes eingeschliffen sind. Im letzteren Falle ist die für den Zapfen erforderliche Nachstellvorrichtung in den Kreuzkopfkörper zu verlegen (s. z. B. Fig. 275).

Die zur Geradföhrung des Kreuzkopfes selbst dienenden Gleitbahnen erhalten wegen der bequemen Bearbeitung zumeist cylindrische, mitunter auch, z. B. bei stehenden Dampfmaschinen, ebene Beröhrungsflächen; sie sind so stark auszuföhren, daß schädliche Durchbiegungen infolge Wirkung des von der Kolbenstangenkraft her-

rührenden Normaldruckes N (vergl. S. 269) nicht eintreten können. Zu beachten ist, daß der auf die Gleitbahnen wirkende Normaldruck bei Rechtsdrehung einer Dampfmaschine stets nach abwärts, bei Linksdrehung derselben stets nach aufwärts gerichtet ist; wirkt dagegen die Schubstange treibend auf den Kreuzkopf, wie es z. B. bei Transmissionspumpen der Fall ist, so ändert sich die Richtung des Normaldruckes. Für eine bestimmte Drehungs- und Krafrichtung einer Maschine wird sonach der Normaldruck N stets nur auf einer Gleitbahn (entweder auf der oberen oder auf der unteren) zur Wirkung kommen. Zur Vermeidung von Stößen in den Gleitflächen des Kreuzkopfes, die bei einer links umlaufenden Maschine infolge des von der Schubstangenkraft herrührenden veränderlichen Normaldruckes N eintreten, empfiehlt

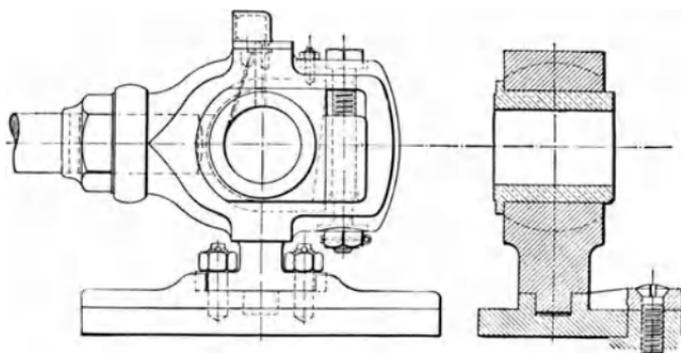


Fig. 275.

sich, — wenn möglich — nur rechtsgehende Maschinen anzuordnen, da bei diesen der von N und dem Gewichte des Kreuzkopfes nebst Zubehör herrührende Bahndruck stets nach abwärts gerichtet ist. Die Erhaltung einer hinreichenden Ölschicht zwischen Kreuzkopf und Gleitbahn erscheint überdies nur bei der letzteren Anordnung gesichert.

Einen nur auf der einen Seite des zugehörigen Zapfens geführten, zu einer stehenden Dampfmaschine gehörigen Kreuzkopf aus Flußeisen zeigt Fig. 275.

Die in den Kreuzkopfkörper eingeschraubte Kolbenstange ist durch eine schmiedeiserne Mutter gegen Drehung gesichert. Zur Nachstellung der zweiteiligen, aus Rotguß gefertigten Lagerschalen des Kreuzkopfazfens dient ein mittels Stellschraube bewegter Stahlkeil (Anzug 1 : 10). Der über einen Zapfen des Kreuzkopfkörpers greifende gußeiserne Gleitschuh wird durch Schraubenbolzen gegen Verdrehungen gesichert.

Die Abmessungen der Gleitschuhe sind unter Annahme einer Flächenpressung von 2 bis 3 kg/qcm zu berechnen. Wenn möglich, soll bei mittleren Kolbengeschwindigkeiten von 2 bis 2,5 m/sek die erste Zahl nicht überschritten werden.

Abnutzungen sind durch geeignete Nachstellvorrichtungen der Gleitflächenteile (Gleitschuhe, Gleitbahnen) oder aber — in einfachster

Weise — durch dünne, zwischen Gleitschuh und Kreuzkopf gelegte Metallbleche auszugleichen.

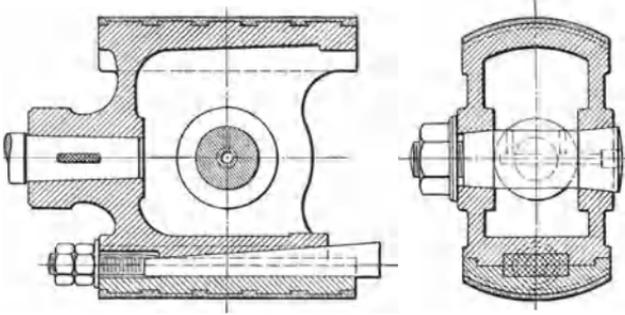


Fig. 276.

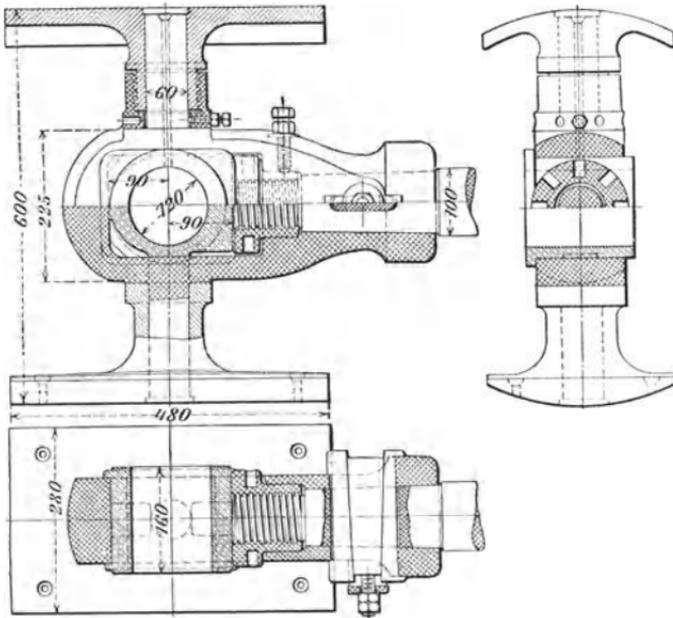


Fig. 277.

Eine besondere Nachstellung des Gleitschuhes mittels eines hintergelegten Flachkeiles zeigt der Fig. 276 ersichtliche, gabelförmig gestaltete Kreuzkopf aus Gußeisen (s. auch Fig. 277).

Sofern die Pressung zwischen den gleitenden Flächen gering gehalten wird, sind bei hinreichender Schmierung Nachstellvorrichtungen nicht erforderlich.

Den aus Flußeisen hergestellten lagerartigen Kreuzkopf einer liegenden Dampfmaschine von Gebr. Sulzer in Winterthur — zu der Fig. 265 ersichtlichen Schubstange mit gegabeltem Kreuzkopfende gehörig — zeigt Fig. 277.

Die durch eine stellbare Keilverbindung im Kreuzkopfkörper gehaltene Kolbenstange ist an ihrem Ende mit einem flachgängigen Gewinde versehen, über welches eine zur Nachstellung der zweiteiligen Lagerschalen des Kreuzkopfzapfens dienende, mittels Kopfschraube gesicherte Mutter greift. In ähnlicher Weise wird die Nachstellbarkeit der gußeisernen Gleitschuhe durch eine über das flachgängige Außengewinde des oberen Gleitschuhes greifende, ebenfalls mittels Kopfschraube gesicherte Mutter erreicht.

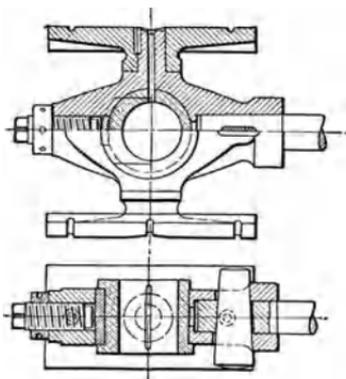


Fig. 278.

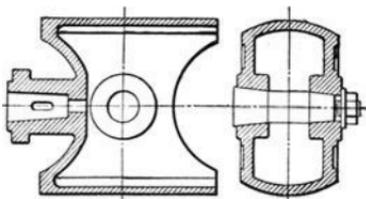


Fig. 279.

Fig. 278 stellt einen Kreuzkopf mit wagerechten Trennungsfugen der beiden Lagerschalen dar. Das Nachstellen der letzteren ge-

schieht durch eine Druckschraube mit flachgängigem Gewinde, die gegen ein zwischenliegendes Paßstück wirkt. Die mittels Kegels (Spitzenwinkel nicht unter 20°) in den Kreuzkopf eingepaßte Kolbenstange wird durch einen Keil gehalten. Zuweilen paßt man die Stangen cylindrisch ein und stellt durch den Keil eine Spannungsverbindung her.

Gabelförmig gestaltete Kreuzköpfe mit Keilverbindung der zugehörigen Kolbenstange sind noch in Fig. 279 bis 281 dargestellt.

Der Fig. 279 ersichtliche, mit den Gleitschuhen ein Ganzes bildende gußeiserne Kreuzkopf findet bei kleineren Dampfmaschinen Anwendung.

Die in Fig. 280 und 281 dargestellten Kreuzköpfe sind aus Stahlguß gefertigt. Die gußeisernen Gleitschuhe greifen über viereckige Ansätze des Kreuzkopfes (Fig. 280) bzw. stützen sie sich gegen gehobelte Leisten desselben und werden in der Mitte durch breite Mitnehmer gefaßt, deren große Flächen genügende Sicherheit gegen Los schlagen bieten (Fig. 281).

Bei schnelllaufenden Dampfmaschinen (Schiffsmaschinen) werden Kreuzkopf und Kolbenstange häufig aus einem Stück geschmiedet. Fig. 282 zeigt einen solchen Kreuzkopf mit einseitiger Gleitfläche.

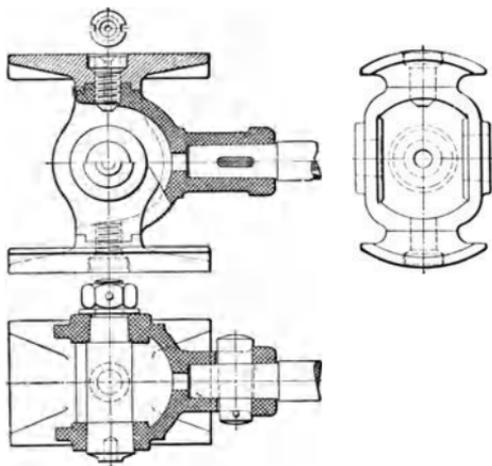


Fig. 280.

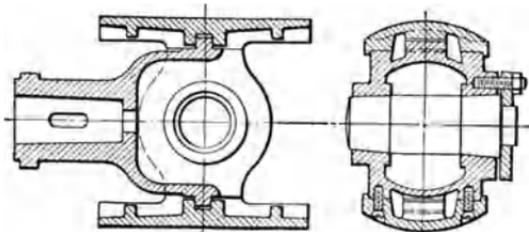


Fig. 281.

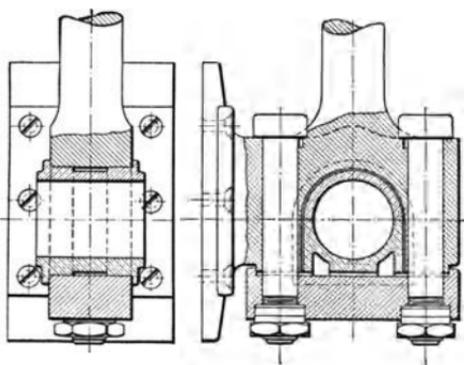


Fig. 282.

Das Nachstellen der Lagerschalen geschieht durch die mit Pennscher Sicherung versehenen Deckelschrauben. Letztere sind aus einem möglichst zähen Material (Nieteisen) herzustellen und höchstens mit $k_z = 600 \text{ kg/qcm}$ zu belasten.

Die Geradföhrung des Kreuzkopfes bildet zumeist mit dem einseitigen Balken der betreffenden Maschine ein einziges Gußstück (siehe unter „Dampfmaschinen“).

Fig. 283 zeigt einen Balken für größere Maschinen mit besonders angeschraubter Rundföhrung für den Kreuzkopf und mit einem angegossenen, beiderseits durch Keile nachstellbaren Kurbelager. Die vier aus Gußeisen hergestellten Lagerschalen desselben sind mit Weißmetall ausgegossen.

Kleinere Maschinen — bis etwa 350 mm Kolbenhub — erhalten häufig eine gekröpfte Kurbelwelle, die in den beiden Lagern eines gabelförmigen Rahmens geföhrt ist.

Fig. 284 zeigt einen derartigen Rahmen mit Rundföhrung, an dessen hinterem Ende der Cylinder von 180 mm Durchmesser und 300 mm Hub centrisch und freischwebend befestigt ist.

Zuweilen werden solche Rahmen mit einseitiger oder doppelseitiger Schlitten-

führung für den Kreuzkopf ausgeführt. Letzterer erhält dann die in Fig. 285 bzw. in Fig. 286 ersichtliche Gestalt.

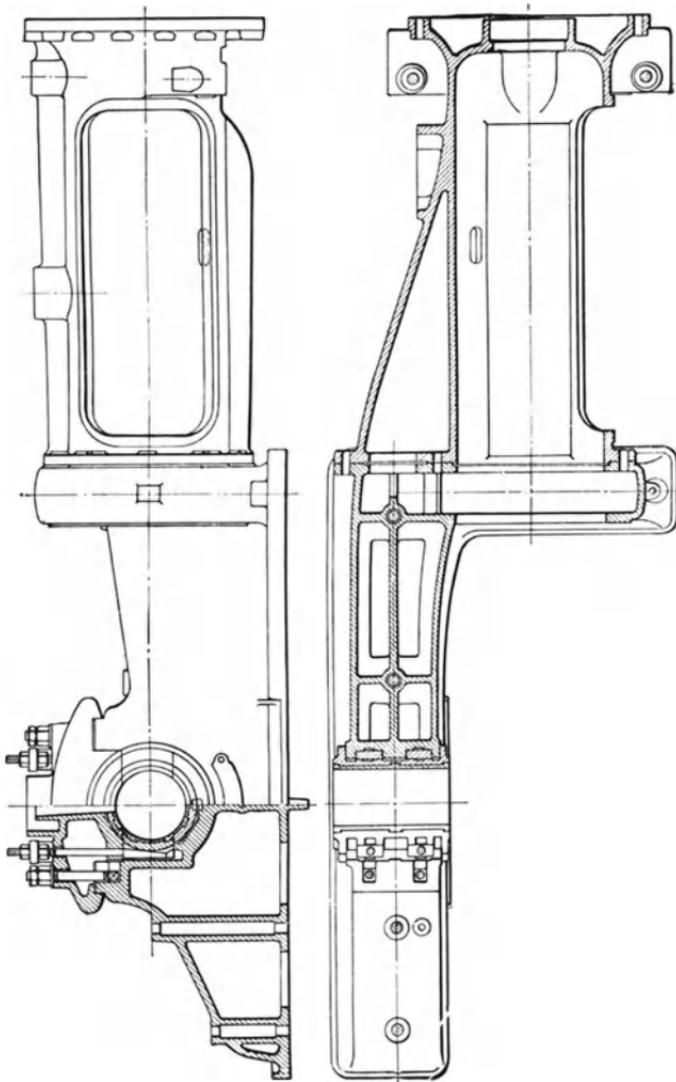


Fig. 283.

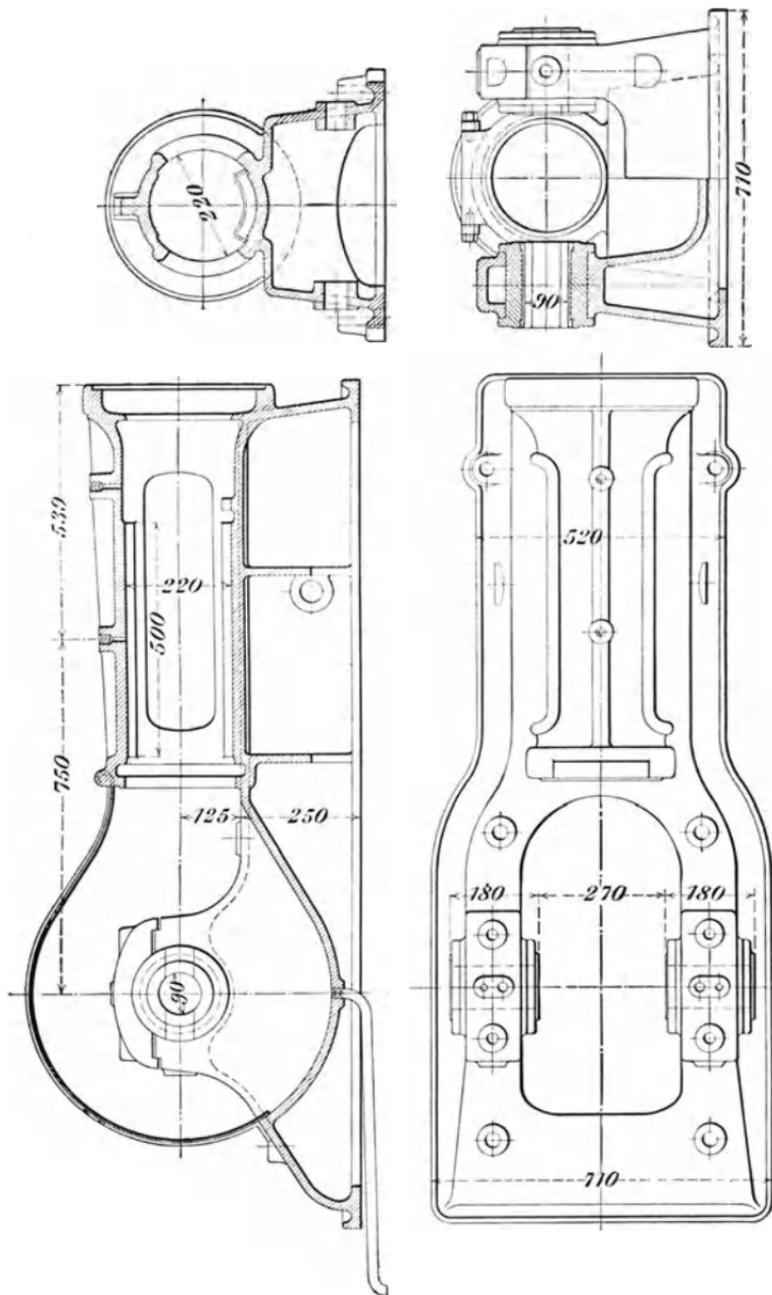


Fig. 284.

Einseitige Schlittenführung erhalten auch die durchgehenden Kolbenstangen größerer oder mit Kondensation arbeitender Dampfmaschinen (s. unter „Kondensation“).

V. Regelnde Maschinenteile.

Hierunter gehören Schwungräder und Regulatoren. Erstere dienen dazu, die Geschwindigkeitsschwankungen von Kraftmaschinen, wie sie durch die Verschiedenheit von Kraft und Widerstand am Kurbelzapfen entstehen, innerhalb enger Grenzen auszugleichen und den Gang der Maschine dadurch ruhiger und gleichförmiger zu gestalten, letztere dazu, durch Einwirkung auf die Steuerungsteile (Drosselklappe) einer Maschine die Arbeitsleistung derselben den jeweiligen Widerständen anzupassen, so daß ihre Umdrehungszahl nahezu dieselbe bleibt.

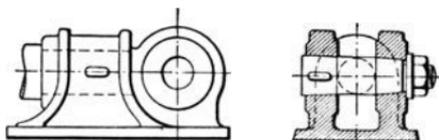


Fig. 285.

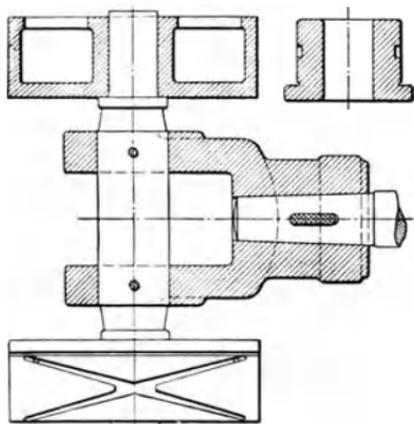
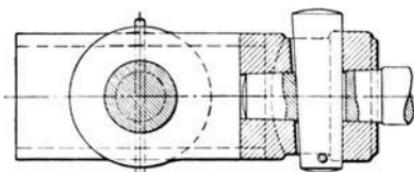


Fig. 286.

A. Schwungräder für Kraftmaschinen.

Die Wirkung eines Schwungrades besteht in der Regel darin, die periodischen Arbeitsüberschüsse einer Maschine aufzunehmen oder aber wieder abzugeben, wobei seine Masse beschleunigt bzw. verzögert wird. Die hiermit verbundene Ungleichförmigkeit des Ganges der Maschine soll einen gewissen Betrag nicht überschreiten, der als Ungleichförmigkeitsgrad δ bezeichnet und ausgedrückt wird durch

$$\delta = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V}$$

worin V_{\max} die größte, V_{\min} die kleinste und V die mittlere Umfangsgeschwindigkeit des Schwungringes in m/sek bedeuten.

Mittlere Werte des Ungleichförmigkeitsgrades δ .

Für Maschinen zum Antriebe von:

Pumpen und Schneidewerke
Werkstätten-Triebwerke

$\delta = 1 : 20$ bis $1 : 30$,

$\delta = 1 : 40$,

20*

Mahlmühlen und Papiermaschinen	$\delta = 1 : 50,$
Spinnmaschinen (niedrige Garnnummer)	$\delta = 1 : 60,$
„ (hohe „ „)	$\delta = 1 : 100,$
Dynamomaschinen für Beleuchtung	$\delta = 1 : 150$ bis $1 : 250.$

a) Bestimmung des Arbeitsüberschusses.

Zur Ermittlung des bei jeder halben Kurbelumdrehung vom Schwungrad aufzunehmenden Arbeitsüberschusses sind die Tangentialdruck-Diagramme für Kraft und Widerstand, auf den Kurbelzapfen bezogen, aufzuzeichnen.

1. Eincylindermaschinen.

Um das Tangentialdruck-Diagramm der Kraft zu erhalten, hat man von dem Dampfdruckdiagramm auszugehen. Dasselbe

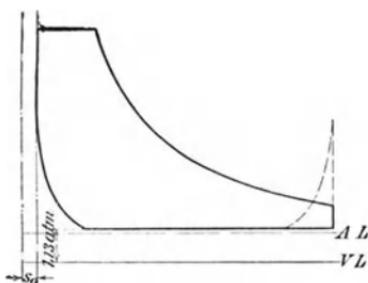


Fig. 287 a.

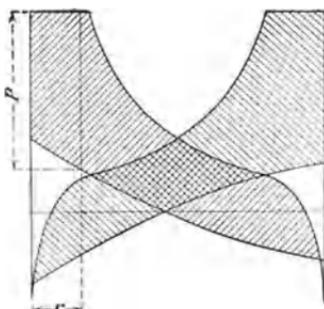


Fig. 287 b.

wird als „Überdruckdiagramm“ (Fig. 287 a) verzeichnet, dessen Ordinaten dem Unterschiede der beiderseits auf den Kolben wirkenden Kräfte entsprechen. Die aus diesem Diagramm für jede Kolbenstellung erhaltenen Dampfdrücke werden jedoch durch die Wirkung der hin und her gehenden Massen beeinflusst, d. h. es ist in Fig. 287 a noch die Beschleunigungsdruckkurve einzutragen (Fig. 287 b).

Bezeichnet

q das Gewicht der hin und her gehenden Massen in kg, bezogen auf 1 qcm Kolbenfläche,

r den Kurbelhalbmesser in m,

l die Schubstangenlänge in m,

v die konstante Geschwindigkeit des Kurbelzapfens in m/sek,

g die Beschleunigung durch die Schwere = 9,81 m/sek²,

ω den Kurbelwinkel für eine beliebige Kolbenstellung,

so folgt für den Beschleunigungsdruck b , bezogen auf 1 qcm Kolbenfläche, nach Gl. 38 (S. 269)

$$b = \frac{q}{g} \frac{v^2}{r} (\cos \omega \pm \frac{r}{l} \cos 2\omega) \text{ kg/qcm,}$$

worin das obere Vorzeichen für den Hingang, das untere für den Rückgang des Kolbens gilt.

Nach Radinger kann im Mittel für liegende Dampfmaschinen ohne Kondensation $q = 0,28$ kg/qcm, mit „ „ $q = 0,33$ „

genommen werden.

Die Beschleunigungsdruckkurve bildet eine Parabel, die entweder nach dem auf S. 38 angegebenen Verfahren oder durch einhüllende Tangenten in a_1 und a_2 (Fig. 287 c) ermittelt wird; die Strecken z_1 und z_2 be-

tragen, wenn $\frac{r}{l} = \lambda$ gesetzt wird,

$$z_1 = \frac{(1 + \lambda)^2}{1 + 4\lambda} r; \quad z_2 = \frac{(1 - \lambda)^2}{1 - 4\lambda} r.$$

Für $l = \infty$ ($\lambda = 0$) wird die Parabel zur geraden Linie und der größte Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsdruck

$$b = \frac{q}{g} \frac{v^2}{r} \text{ kg/qcm.}$$

Man ist nun imstande, für einen beliebigen Kolbenweg x (Fig. 287 b), von der Totlage aus gemessen, die auf den Kreuzkopf übertragene Kolbendruckkraft P abzugreifen. Durch Zerlegung derselben ergibt sich zunächst — nach Fig. 247 (S. 269) — der Normaldruck $N = P \operatorname{tg} \gamma$ und die Schubstangenkraft $S = \frac{P}{\cos \gamma}$ ($\gamma =$ Ausschlagwinkel der Schubstange), sodann durch nochmalige Zerlegung der letzteren der dem Kolbenwege x entsprechende Tangential-Kurbel-

$$T = \frac{P}{\cos \gamma} \sin(\omega + \gamma).$$

(In diesem Ausdrucke bedeutet ω den zum Kolbenwege x gehörigen Kurbelwinkel.)

Für $l = \infty$ wird

$$T = P \sin \omega.$$

Auf zeichnerischem Wege erhält man die Tangentialkraft, indem man von der Kurbelkreismitte o (Fig. 287 d) aus auf der betreffenden Kurbelrichtung den Kolbenüberdruck P bis o_1 in entsprechendem Sinne abträgt und durch o_1 zur zugehörigen Schubstangenrichtung eine Parallele zieht, welche die Lotrechte durch o in o' schneidet. Die Länge $o o'$ ist die Tangentialkraft T , und die Gesamtheit der Punkte o_1 ergibt eine durch o gehende Kurve.

Wickelt man den Kurbelkreis vom Halbmesser r in eine Gerade als Abscissenachse ab, deren Länge für Hin- und Rückgang des Kolbens

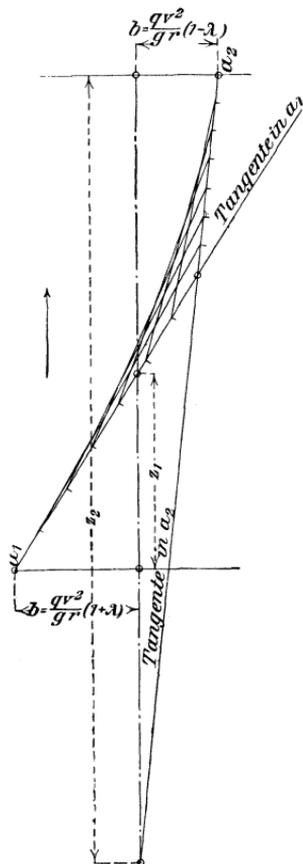


Fig. 287 c.

$2\pi r$ wird, und trägt in entsprechenden Punkten die Tangential-Kurbeldrücke T als Ordinaten auf, so erhält man nach Verbindung ihrer Endpunkte das Tangentialdruck-Diagramm der Kraft (Fig. 287 e).

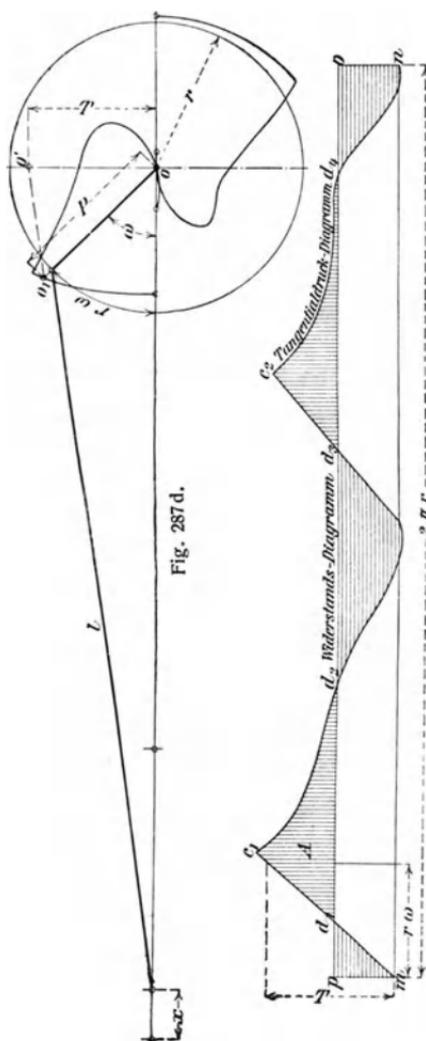


Fig. 287 d.

Fig. 287 e.

Auf gleicher Grundlinie mit diesem ist das Diagramm des Tangentialwiderstandes zu verzeichnen. Bei dem Antriebe von Pumpen, Gebläsen u. dergl. ergibt es sich in einfacher Weise aus dem betreffenden Arbeitsdiagramm (Überdruckdiagramm).

Die Ordinaten desselben sind durch Multiplikation mit dem Verhältnis der Kolbenflächen auf den Dampfcylinder zurückzuführen; dann ist durch Vergrößerung der Ordinaten im Verhältnis der indizierten Leistung N_i der Dampfmaschine zur effektiven Leistung N_e z. B. der Pumpe ($N_i : N_e$) Flächengleichheit mit dem Dampfdiagramm zu erzielen.

Kraft- und Widerstandsdiagramm sind hierauf über derselben Grundlinie zu verzeichnen. Für normale Dampfmaschinen, bei denen die Ableitung der Kraft durch Riemen, Seil oder Zahnrad erfolgt, ist der an der Kurbelwelle wirkende Tangentialwiderstand konstant. Das demselben entsprechende Diagramm ist sonach ein Rechteck $mno p$ (Fig. 287 e), dessen Höhe $no = mp$ entweder aus der Flächengleichheit der beiden Tangentialdruck-Diagramme oder aus dem doppelten Flächeninhalte des Dampfdruckdiagrammes bestimmt werden kann.

Die über der Widerstandslinie po liegenden,

lotrecht gestrichelten Flächen müssen offenbar gleich groß sein mit der Summe der unter po liegenden, wagerecht gestrichelten Flächen. Sind d_1 , d_2 , d_3 und d_4 die vier Schnittpunkte der Kraftkurve mit der

Widerstandslinie, so ist die Tangentialkraft an der Kurbel in diesen Punkten ebenso groß wie der Widerstand; von p bis d_1 ist die Tangentialkraft kleiner, von d_1 bis d_2 größer als der Widerstand u. s. w. Infolgedessen wird die Geschwindigkeit des Kurbelzapfens von d_1 bis d_2 fortwährend zunehmen. Von d_2 bis d_3 und von d_4 bis o ist das Umgekehrte der Fall, d. h. die Geschwindigkeit nimmt ab. Bezeichnet man die Geschwindigkeit im Punkte d_1 mit V_{\min} und im Punkte d_2 mit V_{\max} , so ergibt sich bei Zusammenfassung der auf den Kurbelzapfen bezogenen Schwungmassen M die lebendige Kraft, welche diese beim Übergange von V_{\min} in V_{\max} in sich aufnehmen, zu

$$M \frac{V_{\max}^2 - V_{\min}^2}{2};$$

sie muß gleich sein der mechanischen Arbeit A , welche durch die überschießende Fläche $d_1 c_1 d_2$ dargestellt wird. Bestimmt man diese — am einfachsten durch Verwandlung der Fläche $d_1 c_1 d_2$ in ein Rechteck (Längen- und Kräftemaßstab gleich den betreffenden Maßstäben des Dampfdiagramms) —, so folgt mit

$$\frac{V_{\max} + V_{\min}}{2} = V \text{ und } \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V} = \delta$$

$$A = M \frac{V_{\max}^2 - V_{\min}^2}{2} = M V^2 \delta \dots \dots \dots 44$$

Die Zugrundelegung der Fläche $d_1 c_1 d_2$ bei Ermittlung der Arbeit A setzt voraus, daß diese Fläche die größte der über der Widerstandslinie $p o$ liegenden Flächen des Tangentialdruck-Diagramms der Kraft darstellt.

Bei mehr als vier Schnittpunkten der Kraftkurve mit der Widerstandslinie hat man zu untersuchen, wo die algebraische Summe der aufeinander folgenden Über- und Unterschußflächen ihr Maximum und Minimum erreicht. Die Summe dieser beiden Werte ist dann in Gl. 44 für A einzusetzen.

Unter der Annahme eines schädlichen Raumes von 5% des Cylindervolumens, 1,13 atm Gegenspannung und 5 atm Enddruck der Kompression erhält man für Eincylinder-Auspuffmaschinen, die mit Einströmungsspannungen von 7 bis 10 atm (Überdruck) und mit Füllungen von 0,1, 0,2 und 0,3 des Kolbenhubes arbeiten — Beschleunigungsdrücke der hin und her gehenden Maschinenteile von 0 bis 6 kg/qcm Kolbenfläche vorausgesetzt — die größten vom Schwungrade aufzunehmenden Arbeitsbeträge (in mkg) für 1 m Hub und 1 qcm Kolbenfläche aus dem Fig. 288 (S. 312) ersichtlichen Schaubilde.

2. Mehrzylindermaschinen.

Bei Mehrzylindermaschinen (Zwillingsmaschinen, Zwei- und Dreicylinder-Verbundmaschinen u. s. w.) sind die Tangentialdruck-Diagramme oder auch — bei Pumpen, Gebläsen u. dergl. — die Kolbendruck-Diagramme für die verschiedenen Cylinder, entsprechend den zwischen den Kurbeln derselben liegenden Winkeln, auf der Abscissenachse gegeneinander zu versetzen und die zu gleicher Zeit wirkenden Kräfte

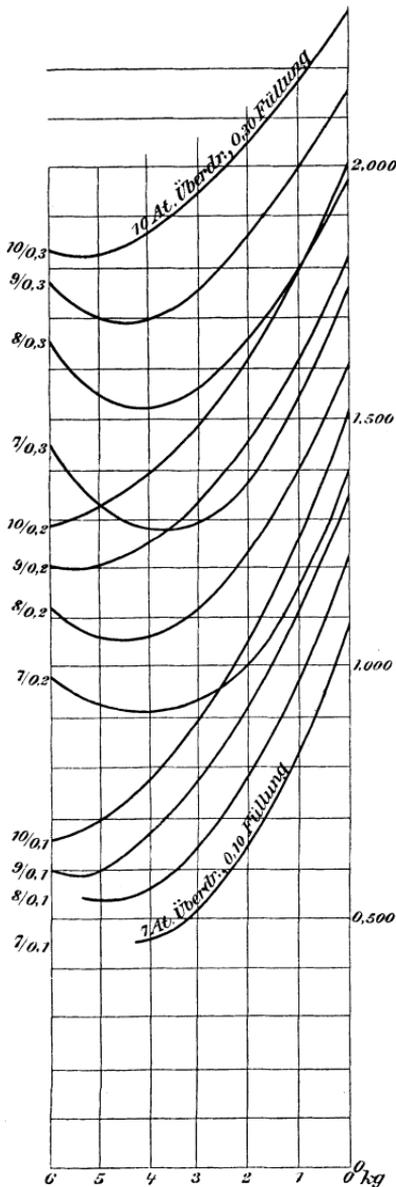


Fig. 288.

bezw. Widerstände algebraisch zu summieren.

So sind z. B. bei Zwillingmaschinen, unter 90° gekuppelt, die Tangentialdruck-Diagramme für die beiden gleich großen Cylinder auf der Abscissenachse um die Größe $\frac{r \pi}{2}$ gegeneinander zu versetzen u. s. w.

Die sich nach Vereinigung der Tangentialdruck-Diagramme der Kräfte und Widerstände ergebenden Diagramme werden auf derselben Grundlinie verzeichnet. Die größte überschießende Fläche A ist dann der weiteren Rechnung zu Grunde zu legen.

Bei verschiedener Größe der Dampfzylinder ist vorher eine Zurückführung der Diagramme auf einen der Cylinder vorzunehmen (s. Fig. 289 a bis 289 d).

Um einem gefährlichen Druckwechsel im Gestänge vorzubeugen und einen ruhigen Gang der Maschine zu erreichen, ist darauf zu achten, daß der Verzögerungs-Enddruck der Triebwerkmassen den Kompressions-Enddruck nie an Größe überschreitet. Es dürfen daher nur Kolbengeschwindigkeiten zur Verwendung kommen, welche diese Bedingung erfüllen. Für eine bestimmte Kolbengeschwindigkeit muß die Größe des Kompressions-Enddruckes so gewählt werden, daß der Druckwechsel im Triebwerke bereits kurz vor dem Hubwechsel stattfindet.

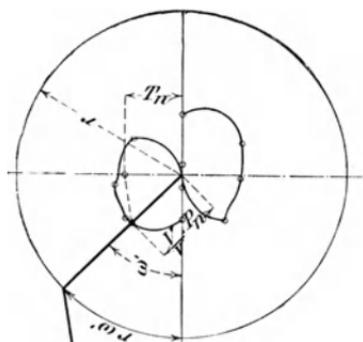


Fig. 289 a.

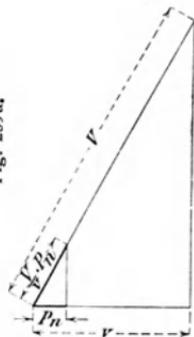


Fig. 289 b.

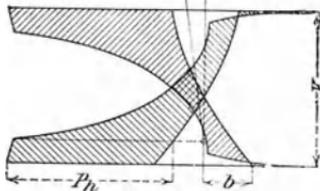
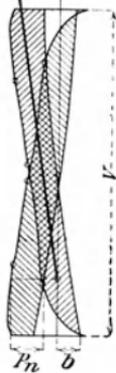


Fig. 289 c.

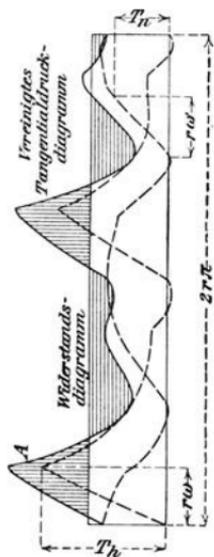


Fig. 289 d.

b) Abmessungen des Schwungrades.

Bezeichnet

 G das Gewicht des Schwungrades in kg, g die Beschleunigung durch die Schwere = 9,81 m/sek²,

so läßt sich Gl. 44 auch schreiben

$$A = \frac{G}{g} V^2 \delta.$$

Daraus berechnet sich

$$G = 9,81 \frac{A}{V^2 \delta}.$$

Bezeichnet man die durch das Rechteck $m n o p$ (Fig. 287 e) dargestellte Widerstandsarbeit mit A_0 , so ist auch

$$G = 9,81 \frac{1}{V^2 \delta} \left(\frac{A}{A_0} \right) A_0 \quad \mathbf{45}$$

Entwickelt die Maschine bei n Uml/min eine Nutzleistung N in PS, so ist ferner

$$N = \frac{A_0 n}{60 \cdot 75};$$

daraus wird

$$A_0 = 60 \cdot 75 \frac{N}{n}.$$

Mit Einsetzung dieses Ausdruckes in Gl. 45 erhält man brauchbare Näherungswerte für das Schwunradgewicht einer Kraftmaschine, ohne Aufzeichnung von Tangentialdruck-Diagrammen, aus

$$G = 9,81 \cdot 60 \cdot 75 \frac{N}{\delta n V^2} \frac{A}{A_0} = 44 150 \frac{A}{A_0} \frac{N}{\delta n V^2} = \frac{c}{\delta} \frac{N}{n V^2},$$

worin $c = 44 150 \frac{A}{A_0}$ den Schwunradkoeffizienten bedeutet.

Derselbe kann

bei Eincylindermaschinen und Tandemverbundmaschinen $c = 7000$,„ Verbundmaschinen mit versetzten Kurbeln $c = 2500$ bis 4000 gesetzt werden¹⁾.Unter der Annahme, daß der Einfluß der Schwungradarme einem im Schwungringe untergebrachten Gewichte — etwa gleich einem Drittel des Ringgewichtes G_r — entspricht, ergibt sich letzteres aus

$$G = G_r + \frac{1}{3} G_r = \frac{4}{3} G_r.$$

zu

$$G_r \sim 0,75 G.$$

Bezeichnet

 F den Querschnitt des Schwungringes in qcm, R den Schwerpunktsabstand des Ringquerschnittes von der Drehachse in m,

so folgt

$$F = 0,22 \frac{G_r}{R}.$$

¹⁾ Vergl. Karl Meyer: „Graphische Bestimmung des Schwunradgewichtes der Dampfmaschinen“, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1889, S. 113.

Die für das Zerreißen eines sich frei drehenden (nicht durch die Arme festgehaltenen) Schwungringes in Betracht kommende Centrifugalkraft ist, wenn γ das Gewicht der Raumeinheit bedeutet,

$$K = F \frac{\gamma}{g} V^2$$

und seine Spannung (in kg/qcm)

$$\sigma_z = \frac{K}{F} = \frac{0,725}{9,81} V^2 = 0,074 V^2.$$

Die Beanspruchung hängt also nur von V ab und beträgt z. B. für $V = 30$ m/sek — dem bei Dampfmaschinen gebräuchlichen Höchstwerte für die Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades (Gußeisen als Material vorausgesetzt) — $\sigma_z = 66,6$ kg/qcm.

In Wirklichkeit kann sich ein Schwungring nie frei ausdehnen, da die Arme an ihren Ansatzstellen einen Zug nach innen ausüben, wodurch Biegungsspannungen hinzukommen; hierdurch kann die Zugbeanspruchung auf das Doppelte bis Dreifache steigen¹⁾.

Für Gußeisen darf σ_z bis zu 300 kg/qcm genommen werden.

Die Arme (Anzahl derselben gewöhnlich 6 bis 8) sind auf Abreißen (Zug) durch die Centrifugalkraft des Ringes und auf Abbrechen (Biegung) durch das größte auf das Schwungrad zu übertragende Moment zu berechnen, wobei

$$\begin{aligned} \text{für Gußeisen} \quad k_b &= 100 \text{ kg/qcm,} \\ \text{„ Schweißeisen} \quad k_b &= 400 \quad \text{„} \end{aligned}$$

zulässig ist.

Zwei- oder mehrteilige Schwungräder mit hoher Umfangsgeschwindigkeit verlangen eine sorgfältige Kranzverbindung.

Kommen Schrupfringe zur Verwendung, so sollen diese möglichst in dem Schwerpunktskreis des Radkranzes liegen; excentrische Verbindungen der Kranzstöße mittels Schrupfringe sind zu vermeiden.

Der Schwungradhalbmesser ist im Mittel etwa

$$R = 5 r \quad (r = \text{Kurbelhalbmesser}),$$

stets aber derart zu wählen, daß (bei Gußeisen) $V \leq 30$ m/sek wird. (Nur bei Walzenzugmaschinen geht man zuweilen auf etwas höhere Werte.)

Fig. 290 bis 292 zeigen verschiedene Ausführungen von Schwungrädern für Riemen- und Seilbetrieb.

Fig. 290 stellt ein mitten durch einen Arm geteiltes Schwungrad von 3,200 m äußerem Durchmesser und 350 mm Kranzbreite nach Ausführung des „Eisenwerk Wülfel“ dar, welches am Kranze außer den Verbindungsschrauben (Gewindedurchmesser = 2" engl.) noch mit Schrupfringen (□-Eisen 40 × 40 mm) armiert ist.

Das Rad macht 150 Uml/min und wiegt etwa 6000 kg, der Schwungring allein etwa 4000 kg.

Das zwischen zwei Armen geteilte Riemscheiben-Schwungrad (Fig. 291) von 4,0 m äußerem Durchmesser und 400 mm Kranzbreite der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei A.-G. wiegt

¹⁾ S. J. Göbel: „Über Schwungradexplosionen“, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1898, S. 352.

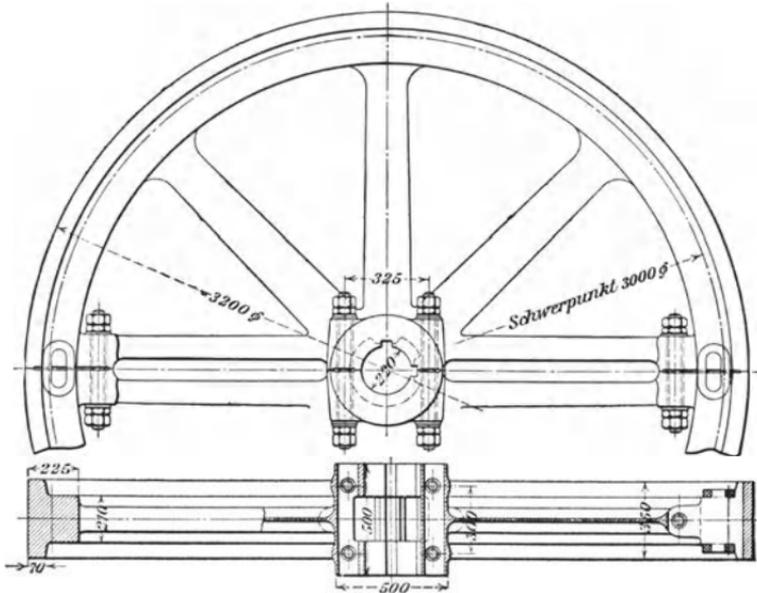


Fig. 290.

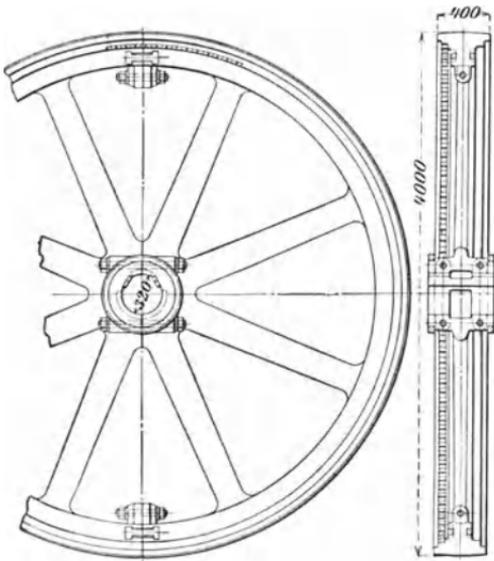


Fig. 291.

etwa 7600 kg. Die Verbindung des Kranzes erfolgt durch eingelegte Laschen und Schraubenbolzen, diejenige der Nabe durch Schraubenbolzen und Schrumpfringe.

Das in Fig. 292 ersichtliche, ebenfalls zwischen zwei Armen geteilte Seilscheiben-Schwungrad der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-A.-G. in Dessau hat 6,0 m Durchmesser, 750 mm Kranzbreite und 450 mm Bohrung; es ist mit 10 Rillen für je 50 mm starke Seile versehen. Das Gesamtgewicht beträgt 25 000 kg, das Kranzgewicht 18 000 kg, die Um-

fangsgeschwindigkeit 31,4 m/sek. Die zur Kranzverbindung dienenden Schraubenbolzen von je 4" engl. Durchmesser werden in die gebohrten Löcher der Flanschen stramm eingepaßt.

Als hierher gehörig ist auch das in Fig. 139 (S. 179) dargestellte, aus zwei miteinander verschraubten, je zweiteiligen Rädern zusammengesetzte Seilscheiben-Schwungrad von 6,0 m Durchmesser, 2,380 m

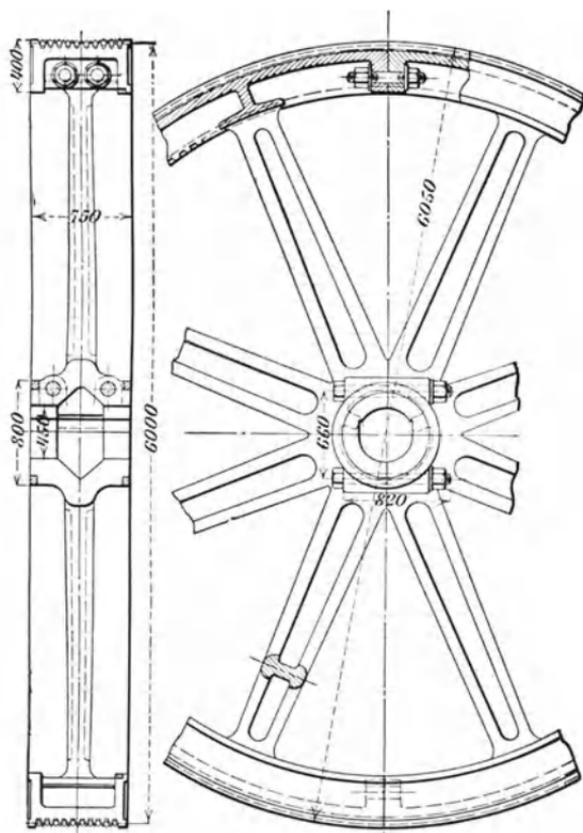


Fig. 292.

gesamter Breite und 530 mm Bohrung der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei zu bezeichnen. Zur Kranz- und Nabenverbindung dieses insgesamt etwa 34 300 kg schweren Rades dienen Schraubenbolzen bezw. Schraubenbolzen und Schrupfninge.

Zum Anlassen der zugehörigen Maschinen (auch für Riemenauflegen, Reparaturen u. s. w.) sind die Schwungräder mit einem inneren

oder äußeren Zahnkranz versehen, in den die Hebel oder Getriebe sogenannter Schaltwerke bezw. von Drehvorrichtungen eingreifen. Die Schaltwerke mit Hebel werden einfach- und doppelwirkend ausgeführt.

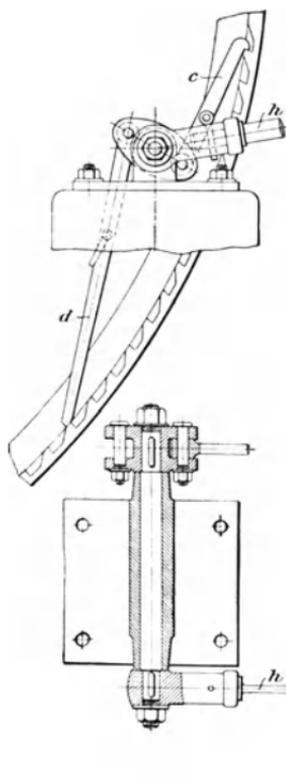


Fig. 293.

Fig. 293 zeigt ein doppelwirkendes Schaltwerk für größere Maschinen.

Die an ihren freien Enden entsprechend ausgebildeten Hebel *c* und *d* kommen bei der Auf- und Abwärtsbewegung des Handhebels *h* abwechselnd mit den Zähnen des innen verzahnten Schwungrades in Eingriff und bewirken damit die fortschreitende Drehung desselben.

Bei Drehvorrichtungen mit Getriebe wird das letztere mittels eines Hebels von Hand ausgerückt, oder aber es erfolgt die Ausrückung selbsttätig, sobald die Maschine schneller läuft, als die Vorrichtung gedreht wird.

Die Fig. 294 ersichtliche Drehvorrichtung besteht aus einem mit Fußtritt *a* versehenen, am unteren Teile eines Bockgestelles drehbar gelagerten Winkelhebel, der beim Herunterdrücken durch Hebel *b* und Bolzen *c* den mit seinem ebenen, gegabelten Ende über einen mit Bund versehenen Endzapfen der Welle *e* greifenden Gegenhebel *d* so bewegt, daß letztere eine entsprechende Längsverschiebung ausführt, wobei das an ihrem anderen Ende aufgekeilte Getriebe *f* mit dem Zahnkranze des Schwungrades in Eingriff kommt. Die Drehbewegung

des Handrades *g* wird durch ein mit diesem auf gemeinsamer Welle sitzendes, entsprechend breites Getriebe auf das Rad *i* der Welle *e*, und von dem Getriebe *f* der letzteren auf das Schwungrad übertragen.

Sobald die Maschinenkurbel in eine für das Anlassen der Maschine günstige Lage gekommen ist, gelangt beim Nachlassen des auf den Fußtritt *a* ausgeübten Druckes das Getriebe *f* durch Wirkung einer vordem zusammengedrückten, in der Führungsbüchse des Bockgestelles liegenden Feder in seine ursprüngliche Lage zurück.

Drehvorrichtungen für ganz große Maschinen bestehen aus einer kleinen Hilfsmaschine — in der Regel einer Zwillingsdampfmaschine mit geneigt liegenden Cylindern —, die mittels Schnecke und Schneckenrades das in den Zahnkranz des Schwungrades eingreifende Getriebe in Umdrehungen bringt.

Die Leistung dieser Hilfsmaschine beträgt etwa 5 bis 7% der mittleren Leistung der Hauptdampfmaschine, ihre Umdrehungszahl etwa 150 bis 200 in der Minute — entsprechend einer Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades von etwa 0,3 m/sek.

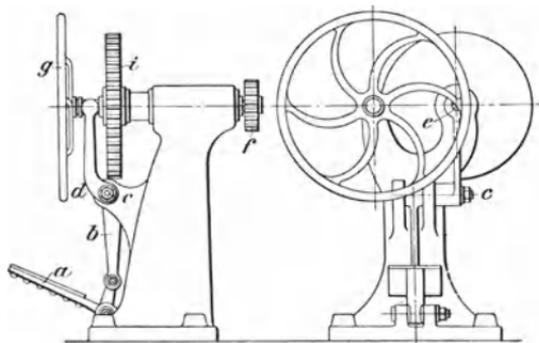


Fig. 294.

B. Centrifugalpendel-Regulatoren.

a) Allgemeines.

Die Regulatoren arbeiten mit umlaufenden Schwungmassen, deren Centrifugalkraft entweder durch Gewichtswirkung der Schwungmassen allein oder in Verbindung mit einer Gewichtsbelastung der Hülse — Gewichtsregulatoren — oder aber durch Federbelastungen — Federregulatoren — im Gleichgewicht gehalten wird.

Man unterscheidet unmittelbar oder mittelbar wirkende Regulatoren. Erstere sind beständig mit dem Regulierwerke verbunden und verstellen dieses unmittelbar, letztere kuppeln nur an den Hubgrenzen eine Hilfskraft mit der Regelungsvorrichtung.

Leistungsregulatoren für Pumpwerke, Kompressoren u. dergl. gestatten Änderungen der minutlichen Umlaufzahl innerhalb weiter Grenzen und damit bei gleicher Hubarbeit stark wechselnde Maschinengeschwindigkeiten.

Bei der gewöhnlichen Anordnung eines Regulators bewegen sich die Schwungmassen um einen festen Drehpunkt an einer (meist lot-rechten) Spindel.

Wächst die minutliche Umlaufzahl, die zur Herstellung des Gleichgewichtes nötig ist, mit der Entfernung der Schwungmassen von der Drehachse bzw. mit jeder höheren Muffenstellung, so ist der Regulator statisch, — er befindet sich auf allen Teilen seines Hubes im stabilen Gleichgewicht.

Astatisch sind Regulatoren, die nur bei einer bestimmten Umlaufzahl eine Muffenbewegung zeigen. Bei allen übrigen Umlaufzahlen springen diese Regulatoren von einer Grenzlage der Muffe in die andere. Derartige Regulatoren sind nur als mittelbar wirkende zu gebrauchen; ihr Gleichgewichtszustand ist indifferent.

Ein brauchbarer, unmittelbar wirkender Regulator soll pseudo-astatisch sein, d. h. sich dem astatischen Zustande stark nähern, derart, daß die kleinste und die größte Umlaufzahl, die also der tiefsten und höchsten Muffenstellung entspricht, nur wenig voneinander abweichen.

Entspricht einer größeren Entfernung der Schwungmassen von der Achse eine kleinere Umlaufzahl, was durch den Regulator allein oder durch die Anordnung der vom Regulator beeinflussten Teile verursacht sein kann, so ist derselbe im labilen Gleichgewicht. Ein solcher Regulator ist nicht zu gebrauchen. Befindet sich ein Regulator im stabilen Gleichgewicht, so muß nach Obigem mit steigender Muffe die Umlaufzahl zunehmen.

Das Maß dieser Zunahme wird als Ungleichförmigkeitsgrad δ bezeichnet und ausgedrückt durch

$$\delta = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_{\max} + n_{\min}} = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_m};$$

hierin bedeutet n_{\max} die größte, n_{\min} die kleinste und n_m die mittlere Umlaufzahl eines Regulators, der nicht mit dem Stellzeug gekuppelt ist.

Von der richtigen Wahl des Ungleichförmigkeitsgrades δ hängt in erster Linie die Regulierfähigkeit des Regulators ab. Wird δ zu klein genommen, so vollführt der Regulator bei Änderung der Belastung des Motors langdauernde Pendelungen oder kommt gar nicht zur Ruhe. Je größer δ gewählt wird, um so schneller nimmt der Regulator jedesmal die neue Gleichgewichtslage ein; andererseits wird bei groß gewähltem δ der gesamte Ungleichförmigkeitsgrad (vergl. S. 322) zu groß, und deshalb wird δ zweckmäßig so klein gemacht, wie es der Regulator unter Berücksichtigung der Masse und der Geschwindigkeit des Schwungrades gestattet.

Für Gewichtsregulatoren kann der erforderliche kleinste Ungleichförmigkeitsgrad (ohne Anwendung einer Ölbremse) nach Tolle¹⁾ angenähert betragen

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{s}{g t^2}}; \dots \dots \dots 46$$

hierin bedeutet

s den Muffenhub in cm,

g die Beschleunigung durch die Schwere = 981 cm/sek²,

t die Zeit in Sekunden, in der der Motor vom Ruhezustande aus bei größter Füllung und ohne Belastung seine normale Umlaufzahl erlangt.

Die Zeit t läßt sich an einem ausgeführten Motor durch Versuche feststellen oder im voraus berechnen.

Bezeichnet

N die größte Leistung des Motors in PS,

M die Masse des Schwungringes in kg/m/sek²

V die Geschwindigkeit in m/sek,

so ist

$$t = \frac{M V^2}{75 N}.$$

¹⁾ Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1895, S. 735 u. f.

Bei Federregulatoren ist, sofern durch große Umlaufzahl und großen Abstand der Schwungmassen von der Spindel deren Ausschlag so gering wie möglich gemacht wird, statt des wirklichen Muffenhubes s nur ein Teilbetrag s_r desselben in Gl. 46 einzusetzen — bei Federregulatoren nach Tolle z. B. $s_r = \frac{1}{12} s$ für kleinere und $s_r = \frac{1}{15} s$ für größere Ausführungen (vergl. S. 342). Federregulatoren gestatten somit bei gleicher Regelungsfähigkeit kleinere Ungleichförmigkeitsgrade als Gewichtsregulatoren.

Befindet sich ein Regulator bei einer gewissen Umlaufzahl n im Gleichgewicht, so kann nach erfolgter Geschwindigkeitsänderung der Maschine eine Muffenbewegung erst dann eintreten, wenn der dieser Bewegung entgegengerichtete Widerstand P überwunden ist. Der letztere setzt sich zusammen aus dem nützlichen Teile W , der durch das Stellzeug auf die Muffe übertragen wird, und dem von der Eigenreibung des Regulators herrührenden, an der Muffe gemessenen Teile R . Ein Steigen oder Sinken der Muffe erfordert aber eine bestimmte Änderung der minutlichen Umlaufzahl n in positivem bzw. negativem Sinne ($+\Delta n$ bzw. $-\Delta n$), bei der der Regulator unempfindlich bleibt. Das Verhältnis dieser Änderung der Umlaufzahl zwischen $n - \Delta n$ bis $n + \Delta n$ zur Umlaufzahl n heißt der Unempfindlichkeitsgrad ε des Regulators; er läßt sich schreiben:

$$\varepsilon = \frac{(n + \Delta n) - (n - \Delta n)}{n} = \frac{2 \Delta n}{n}.$$

Der Unempfindlichkeitsgrad ε soll bei Maschinen mit hin und her gehender Bewegung stets größer als der Ungleichförmigkeitsgrad δ des zugehörigen Schwungrades (vergl. S. 307) sein, um ein unnötiges Zucken des Regulators innerhalb eines jeden Maschinenhubes zu vermeiden; er darf ferner nicht kleiner sein als der kleinste zulässige Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators (vergl. S. 320).

Als Energie S bezeichnet man diejenige Kraft, welche der ruhend und vom Stellzeug nicht belastet gedachte Regulator an der Muffe ausübt. Diese Kraft ist bei Gewichtsbelastung der Muffe für pseudoastatische Regulatoren konstant, wenn die Schwungkugeln im Verhältnis zur Muffenbelastung klein, die Umlaufzahlen also groß gemacht werden. Die bekannten Regulatoren mit Federbelastung zeigen starke Veränderlichkeit der Energie (Zunahme bei Hartung, Trenck u. s. w., Abnahme bei Pröll); nahezu konstante Energie haben nur die Federregulatoren nach Tolle. Die Größe S ist durch Auswägen des Muffendruckes bei ruhender Spindel für jede Muffenstellung leicht zu ermitteln.

Mit Rücksicht auf gleichbleibende Unempfindlichkeit für alle Muffenstellungen ist konstante Energie S am günstigsten; sie ermöglicht, ohne Änderung des Ungleichförmigkeitsgrades die Muffenbelastung zu vergrößern oder zu verkleinern, z. B. behufs Änderung der Umlaufzahl.

Mit Hilfe der Energie läßt sich ε auch schreiben

$$\varepsilon = \frac{P}{S} = \frac{W + R}{S} = \frac{W}{S} + \frac{R}{S} = \varepsilon_w + \varepsilon_r;$$

hieraus folgt

$$P = S \varepsilon,$$

d. h. die vom Regulator zur Überwindung der an der Muffe gemessenen Widerstände $W + R$ auszuübende Verstellungskraft ist = Energie \times Unempfindlichkeitsgrad.

Bei den meisten Regulatoren ist ε_r für die einzelnen Muffenstellungen verschieden. Am zweckmäßigsten sind Regulatoren mit möglichst konstantem ε_r .

Die Größe W läßt sich durch Auswiegen an der vorhandenen Regelungsvorrichtung (unter Dampf) zweckmäßig mittels Federwage ermitteln.

Der gesamte Ungleichförmigkeitsgrad i , den der Regulator für die Maschine zuläßt, beträgt angenähert

$$i = \delta + \varepsilon;$$

er entspricht dem mit dem Stellzeuge gekuppelten Regulator.

Das Produkt aus der mittleren Energie S_m und dem Muffenhube s ergibt das Arbeitsvermögen \mathfrak{A} des Regulators, also

$$\mathfrak{A} = S_m s = \int S ds.$$

b) Analytische Berechnung der Pendelregulatoren.

Außer den unter a) (S. 320 u. f.) angegebenen Bezeichnungen bedeute

G das Gewicht der an einem Pendel hängenden Schwungmasse in kg,

Q das Gewicht der die Muffe belastenden Hülse in kg,

l die Länge des Pendels, l_1 die des Kurbelarmes (Pendelstange) und l_2 die der Schubstange (Hülsenstange) in m,

α , α_0 , α_u einen beliebigen, den größten und kleinsten Ausschlagwinkel des Pendels,

n , n_0 , n_u die diesen Winkeln entsprechenden Umlaufzahlen,

h die lotrechte, r die wagerechte Projektion von l in m,

a den Abstand des Pendeldrehpunktes von der Spindelachse in m.

Bei den nachstehenden Berechnungen der Gewichtsregulatoren sind die Gewichte der Pendel- und Hülsenstangen l_1 und l_2 unberücksichtigt geblieben; dieselben beeinflussen die Umlaufzahlen des Regulators oft nicht unwesentlich. Zur angenäherten Berücksichtigung dieses Einflusses kann, wenn

$$\begin{array}{l} G_1 \text{ das Gewicht von } l_1 \text{ in kg,} \\ G_2 \text{ " " " } l_2 \text{ " "} \end{array}$$

bedeutet, statt G

$$G + 0,4 G_1 + 0,5 G_2 \frac{l_1}{l}$$

und statt Q

$$Q + 0,5 G_2$$

gesetzt werden.

1. Watt-Regulator.

Fig. 295 zeigt einen Watt-Regulator mit offener Aufhängung der Schwungmassen G .

Es ist

$$h = l \cos \alpha; \quad r = l \sin \alpha; \quad l_1 = l_2;$$

$$s = 2 l_1 (\cos \alpha_u - \cos \alpha_0);$$

$$n^2 = \frac{900}{h} \frac{r}{r+a}.$$

Für die centrale Aufhängung der Schwungmassen ist $a = 0$, für die gekreuzte Aufhängung negativ in die vorstehende Gleichung einzusetzen.

Es ist ferner

$$S = G \frac{l}{l_1};$$

$$\varepsilon = \frac{2 \Delta n}{n} = \frac{P l_1}{G l};$$

$$P = \varepsilon G \frac{l}{l_1}.$$

Man nimmt

$$l_1 \sim 0,6 l, \alpha_u = 15^\circ;$$

dann wird für centrale Aufhängung ($a = 0$)

$$n \sim \frac{30}{\sqrt{l}}$$

und für $\alpha_0 = 20^\circ, 25^\circ, 30^\circ, 35^\circ,$
 $\delta = 0,011, 0,032, 0,055, 0,083.$

Für offene und gekreuzte Stangen kann $a \sim 0,1 l$ gesetzt werden.

Trägt man im rechtwinkligen Koordinatensystem die Ausschlagwinkel α des Pendels als Abscissen, die zugehörigen Umlaufzahlen als Ordinaten auf und verbindet die Endpunkte derselben, so erhält man die sog. n -Kurve, deren Verlauf zeigt, in welchem Gleichgewichtszustande sich ein Regulator in den einzelnen Stellungen befindet.

Die Diagramme der n -Kurven des Watt-Regulators für centrale, offene und geschlossene Aufhängung sind in Fig. 296 dargestellt.

Für die centrale Aufhängung gilt die Kurve I.

Es ist hier $a = 0$, demnach $n = \sqrt{\frac{900}{h}} = 0 m$. Dieser Wert ist der kleinste, den der Regulator annehmen kann. Von $0 m$ an steigt die Kurve beständig — erst langsam, dann schneller —, bis sie schließlich (für $\alpha = 90^\circ$) in eine zu $O Y$ parallele Gerade übergeht. Der Regulator ist stabil.

Für die offene Aufhängung gilt die Kurve II.

Wenn $r = 0$, ist auch $n = 0$. Die Kurve beginnt demnach im Koordinatenmittelpunkte O , steigt anfangs schnell, erreicht in n einen Wendepunkt und steigt für größere Werte von α wieder schnell aufwärts.

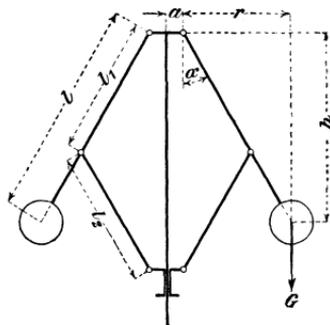


Fig. 295.

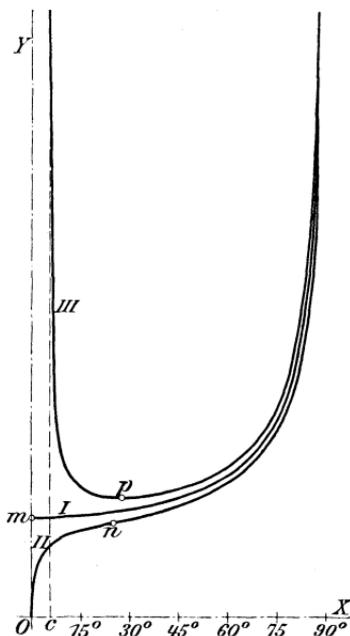


Fig. 296.

Für die gekreuzte Aufhängung gilt die Kurve III.

Es sei $Oc = a$. Für $r + a = 0$ wird $n = \infty$, die Ordinate in c demnach unendlich groß. Von da fällt die Kurve bis zu einem Punkte p — astatischer Punkt (vergl. S. 330) —, der zugleich unterer Grenzpunkt des stabilen Teiles der n -Kurve ist. Die Abscisse des Punktes p wird gefunden aus $\sin \alpha_u = \sqrt[3]{\frac{a}{l}}$. Von p steigt die Kurve in ähnlicher Weise wie die Kurven I und II.

2. Porter-Regulator.

Belastet man die Muffe des Watt-Regulators für offene Aufhängung mit einem Gewichte Q , welches die Spindel lose umgibt, so entsteht der Porter-Regulator (Fig. 297).

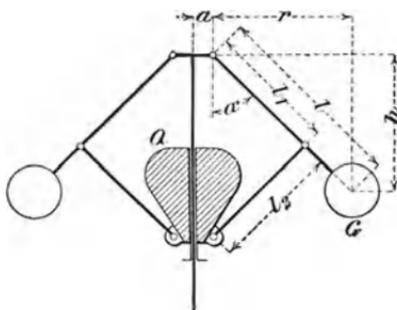


Fig. 297.

Es ist

$$n^2 = \frac{900}{h} \frac{r}{r+a} \frac{G + Q \frac{l_1}{l}}{G};$$

$$S = Q + G \frac{l}{l_1};$$

$$\varepsilon = \frac{2 \Delta n}{n} = \frac{P}{Q + G \frac{l}{l_1}};$$

$$P = \varepsilon \left(Q + G \frac{l}{l_1} \right).$$

Die Umlaufzahlen sind infolge der Muffenbelastung bei gleichem l wesentlich größer als beim Watt-Regulator, ebenso auch die Energie und die Verstellungskraft; dagegen wird der Unempfindlichkeitsgrad klein. Die n -Kurve verläuft ähnlich wie diejenige des Watt-Regulators mit offener Aufhängung. Der Abscisse des Wendepunktes entspricht ein Winkel $\alpha \sim 40^\circ$; ein astatischer Punkt ist nicht vorhanden.

Zu empfehlen ist

$$a = 0,1 l; \quad l_1 = l_2 = 0,66 l \text{ neben } \alpha_u = 40^\circ;$$

dann wird für

$$\begin{array}{cccccc} \alpha_0 & = & 42^\circ, & 43^\circ, & 44^\circ, & 45^\circ, & 46^\circ, & 47^\circ, \\ \delta & = & 0,019, & 0,027, & 0,036, & 0,045, & 0,055, & 0,067. \end{array}$$

Häufig findet man $l = l_1$, obwohl $l > l_1$ günstiger ist.

Beispiel: Es sei $l = 0,3$ m, $l_1 = 0,2$ m, $a = 0,03$ m, $\alpha = 42^\circ$, so wird

$$h = 0,3 \cos 42^\circ = 0,223 \text{ m}; \quad r = 0,3 \sin 42^\circ = 0,200 \text{ m}.$$

Wenn ferner

$$G = 8 \text{ kg}, \quad Q = 50 \text{ kg}, \quad P = 1,5 \text{ kg},$$

so erhält man

$$n = \sqrt{\frac{900}{0,223} \frac{0,20}{0,20 + 0,03} \frac{8 + 50 \frac{0,2}{0,3}}{8}} = 134,6;$$

$$\varepsilon = \frac{1,5}{50 + 8 \frac{0,3}{0,2}} = 0,024; \quad \Delta n = \frac{0,024 \cdot 134,6}{2} \sim 1,6.$$

Der Regulator macht also im Beharrungszustande 134,6 Umläufe bei einem Ausschlagwinkel von 42°. Nimmt diese Umlaufzahl um 1,6 zu oder ab, so beginnt der Regulator zu steigen oder zu fallen.

3. Kley-Regulator.

Belastet man die Muffe des Watt-Regulators für gekreuzte Aufhängung mit einem Gewichte Q , welches in diesem Falle unterhalb des Armgesperres liegt oder in besonderer Weise am Stellzeuge wirkt, so entsteht der Kley-Regulator (Fig. 298).

Für diesen gilt

$$n^2 = \frac{900}{h} \frac{r}{r-a} \frac{G + Q \frac{l_1}{l}}{G};$$

$$S = Q + G \frac{l}{l_1};$$

$$\varepsilon = \frac{2 \Delta n}{n} = \frac{P}{Q + G \frac{l}{l_1}};$$

$$P = \varepsilon \left(Q + G \frac{l}{l_1} \right).$$

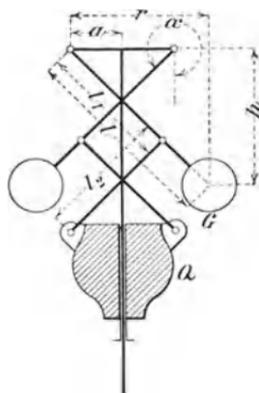


Fig. 298.

Die sehr günstige pseudoastatische n -Kurve zeigt einen ähnlichen Verlauf wie die des Watt-Regulators für gekreuzte Aufhängung. Nur diejenigen Ausschlagwinkel, welche dem stabilen Teile der Kurve entsprechen, kommen in Anwendung. Der unterste Punkt des stabilen

Teiles der n -Kurve ist gegeben durch $\sin \alpha_u = \sqrt[3]{\frac{a}{l}}$. Da α hier im vierten Quadranten liegt (s. Fig. 298), folgt für

$$360^\circ - \alpha_u = 15^\circ, \quad 20^\circ, \quad 25^\circ, \quad 30^\circ, \quad 35^\circ, \quad 40^\circ,$$

$$\frac{a}{l} \leq 0,017, \quad 0,040, \quad 0,075, \quad 0,125, \quad 0,189, \quad 0,265.$$

Zu empfehlen ist

$$l_1 = l_2 = 0,66 l \text{ neben } 360^\circ - \alpha_u = 40^\circ, \text{ also } a = 0,265 l,$$

wobei für

$$360^\circ - \alpha_u = 45^\circ, \quad 47\frac{1}{2}^\circ, \quad 50^\circ, \quad 52\frac{1}{2}^\circ, \quad 55^\circ,$$

$$\frac{a}{l} = 0,0108, \quad 0,020, \quad 0,034, \quad 0,055, \quad 0,077.$$

Bei nicht gekreuzten unteren Armen — Steinle-Regulator (s. S. 328) — kann $l_1 = 0,66 l$ neben $360^\circ - \alpha_u = 26^\circ$, $a = 0,08 l$ und $l_2 = 0,8 l_1$ gesetzt werden.

4. Kosinus-Regulator.

Der Regulator (Fig. 299) besitzt zwei dreiarmlige Pendel, deren Drehpunkte A mit dem Hülsengewichte Q verbunden sind und daher lotrecht geführt werden. An zwei Armen jedes Pendels sind Schwungkugeln befestigt, während der Endpunkt B des dritten Pendelarmes mittels einer Rolle auf einer an der umlaufenden Spindel angebrachten Führung gleitet.

Denkt man sich die Gewichte zweier Schwingkugeln G_1 und G_2 in ihrem Schwerpunkte S_0 vereinigt, so ist

$$n_2 = 900 \frac{\left(G + \frac{Q}{2}\right) l_1 \sin(\beta - \alpha) + G l \sin \alpha}{G a l \cos \alpha}; \dots \quad 47$$

$$\frac{2 \Delta n}{n} = \frac{P}{2 G + Q + 2 G \frac{l}{l_1} \frac{\sin \alpha}{\sin(\beta - \alpha)}}$$

Setzt man in Gl. 47 $\sin(\beta - \alpha) = \sin \beta \cos \alpha - \cos \beta \sin \alpha$ und dividiert mit $\cos \alpha$, so folgt

$$n^2 = \frac{900}{G a l} \left[\left(G + \frac{Q}{2}\right) l_1 \sin \beta - \left(G + \frac{Q}{2}\right) l_1 \cos \beta \operatorname{tg} \alpha + G l \operatorname{tg} \alpha \right].$$

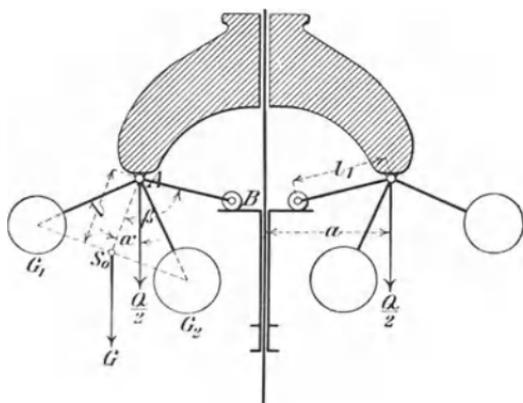


Fig. 299.

Macht man hierin

$$\left(G + \frac{Q}{2}\right) l_1 \cos \beta = G l,$$

so wird

$$n^2 = \frac{900}{G a l} \left(G + \frac{Q}{2}\right) l_1 \sin \beta; \dots \quad 48$$

$$\frac{2 \Delta n}{n} = \frac{P}{Q + 2 G}.$$

Gl. 48 zeigt, daß n unabhängig vom Ausschlagwinkel α ist, der Regulator somit genau astatisch wird. Als Bedingung für Astasie gilt

$$\cos \beta = \frac{l}{l_1} \frac{G}{G + \frac{Q}{2}}.$$

Wünscht man noch genügende Stabilität, so ist β kleiner zu machen, als dieser Gleichung entspricht.

5. Pröll-Regulator.

Bei diesem Regulator (Fig. 300) sind die Pendelarmler umgekehrt aufgehängt, womit die n -Kurve die gewünschte Annäherung an die Astasie erhält. Eine Vergrößerung von Q vergrößert δ ; eine Vergrößerung von G vermindert δ . Der Unempfindlichkeitsgrad ε , hervorgerufen durch die Eigenreibung, beträgt etwa 2%.

Es ist

$$n^2 = \frac{900}{h} \frac{r}{r+a} \frac{(2G+Q) \frac{l_1}{l} \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} - G}{G};$$

$$\varepsilon = \frac{2 \Delta n}{n} \frac{P}{2G+Q-G \frac{l \sin \alpha}{l_1 \sin \beta}}.$$

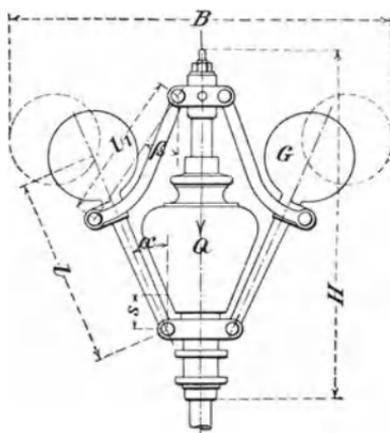


Fig. 300.

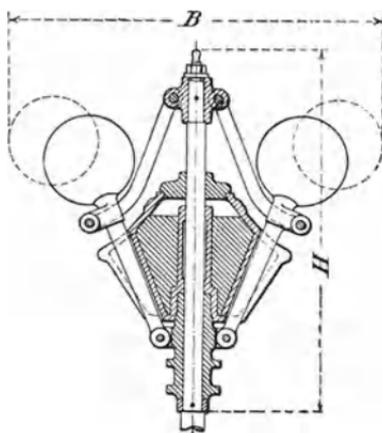


Fig. 301.

Fig. 300 zeigt den Pröll-Regulator mit leichter, Fig. 301 denjenigen mit schwerer Hülse nach Ausführung der Lauchhammerhütte.

Pröll-Regulator mit leichter Hülse.

$\delta = 0,02$ bis $0,03$.

Nummer des Regulators	Minutliche Umlaufzahl n	Energie S kg	Muffenhub s mm	Arbeitsvermögen Ss mkg	Größe Breite B mm	Größe Höhe H mm
I	120	12,5	40	0,5	390	380
II	100	25	50	1,25	500	470
III	90	37,5	60	2,25	600	570
IV	80	50	70	3,5	690	660

Pröll-Regulator mit schwerer Hülse.
 $\delta = 0,03$ bis $0,04$.

Nummer des Regulators	Minutliche Umlaufzahl n	Energie S kg	Muffenhub s mm	Arbeitsvermögen Ss mkg	Größte Breite B mm	Größte Höhe H mm
Ia	145	32	55	1,76	445	420
IIa	130	50	65	3,25	510	470
IIIa	115	62	75	4,6	615	570
IVa	107	85	80	6,8	700	660
Va	120	110	80	8,8	700	660

Die Regulatoren mit leichter (massiver) Hülse werden für Steuerungen mit geringem Kraftbedarf, diejenigen mit schwerer (zum Nachfüllen mit

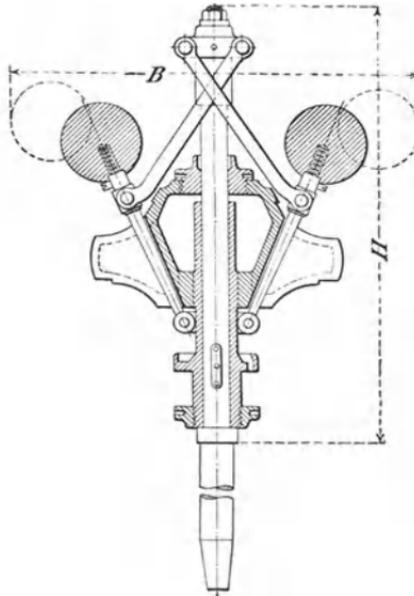


Fig. 302.

Blei eingerichteter) Hülse für solche mit größerem Kraftbedarf oder mit stärkerem Rückdruck auf die Hülse angewendet

6. Steinle-Regulator.

Auch bei diesem Regulator mit gekreuzten Pendel- und offenen Hülsenstangen (Fig. 302) zeigt die n -Kurve einen günstigen pseudo-astatischen Verlauf.

Von Herm. Hartung Nachf. in Düsseldorf gebaute derartige Regulatoren kommen für nachstehende Leistungen und Abmessungen in den Handel¹⁾.

Nummer des Regulators	Minutliche Umlaufzahl n	Energie S kg	Muffenhub s mm	Arbeitsvermögen mkg	Größte Breite B mm	Größte Höhe H mm
1	120	12,5	40	0,5	390	420
2	100	25	50	1,25	500	515
3	90	37,5	60	2,25	600	610
4	80	50	70	3,50	690	710
5	130	50	65	3,25	510	505
6	115	62,5	75	4,70	615	610
7	107	87,5	80	7,00	650	650
8	120	112,5	80	9,00	700	710
9	120	140	100	14,00	780	800
10	120	190	120	22,80	880	920
11	120	288	140	40,30	980	960
12	110	487,5	150	73,00	1065	1100

Über die Berechnung der Federregulatoren siehe nachstehend unter c) 3 (S. 335 u. f.).

c) Beurteilung der Pendelregulatoren auf Grund von Diagrammen²⁾.

1. Konstruktion und Bedeutung der C -Kurven.

Bezeichnet

G das Gewicht und M die Masse aller Schwungkörper zusammen,

C deren gesamte Centrifugalkraft,

Q das Gewicht der die Muffe belastenden Hülse,

x den Abstand des Schwerpunktes M von der Spindel,

so findet sich die Winkelgeschwindigkeit ω bzw. die minutliche Umlaufzahl n des Regulators aus

$$C = \omega^2 M x = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \frac{\pi^2}{g} G x.$$

Bestimmt man die Kräfte C in den verschiedenen Regulatorstellungen durch Rechnung oder Zeichnung und trägt dieselben als Ordinaten von einer Wagerechten aus senkrecht unter den Schwerpunkten M ab, so liegen die Endpunkte auf einer Kurve — der sog. C -Kurve —, die, da sie über den Charakter des Regulators in den einzelnen Wirkungsgebieten Aufschluß gibt, auch die Charakteristik des Regulators genannt wird.

¹⁾ Steinle-Regulatoren werden auch von Zabel & Co. in Quedlinburg und von Steinle & Hartung ebendasselbst gebaut.

²⁾ Vergl. M. Tolle: „Beiträge zur Beurteilung der Centrifugalpendel-Regulatoren“, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1895, S. 735 u. 1896, S. 1424.

Für den beliebigen Punkt P_u (Fig. 303) einer so ermittelten C -Kurve folgt

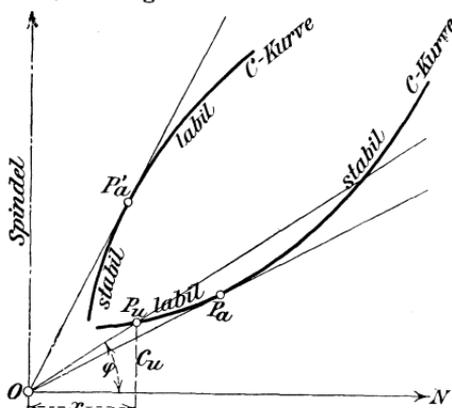


Fig. 303.

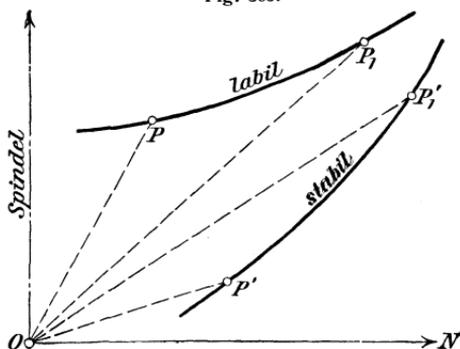


Fig. 304.

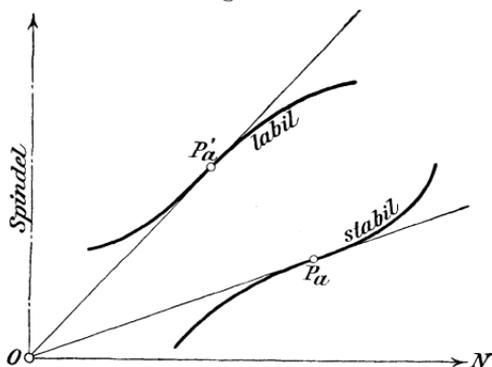


Fig. 305.

$$\frac{C_u}{x_u} = \operatorname{tg} \varphi,$$

worin φ den Winkel bedeutet, den der Fahrstrahl $O P_u$ mit der Wagerechten $O N$ bildet.

Entspricht einem zweiten Punkte der C -Kurve derselbe Winkel φ , so ist für beide Regulatorstellungen die gleiche Umlaufzahl erforderlich.

Ist die C -Kurve eine durch O gehende Gerade, so kann das Gleichgewicht für alle Stellungen nur bei einer und derselben, ganz bestimmten Umlaufzahl ermöglicht werden; der Regulator ist dann astatisch. Eine größere oder geringere Annäherung an diesen Zustand wird bei unmittelbar wirkenden Regulatoren angestrebt (vergl. S. 320); die C -Kurve muß sich somit einer durch O gehenden Geraden möglichst nähern, um die gewünschte Pseudoastasia zu liefern.

Wächst der Winkel φ mit wachsendem Pendelausschlag, so ist der Regulator stabil; nimmt φ mit zunehmendem x ab, so ist der Regulator labil (s. Fig. 304).

Kann man in Fig. 303 an die C -Kurve von O aus eine Tangente ziehen, so bedeutet der Berührungspunkt P_a (bez. P'_a) derselben einen sog. astatischen Punkt. Vor dem astatischen Punkte P_a ist der Regulator stabil, dahinter labil (Fig. 303, obere Kurve), oder umgekehrt (Fig. 303, untere

Kurve). Ist P_u ein Wendepunkt der C -Kurve (Fig. 305), so ist der Regulator ganz stabil oder ganz labil.

Zieht man in Fig. 306 durch die Endpunkte P_u und P_o des benutzten Teiles der C -Kurve Strahlen von O aus, schneidet diese durch

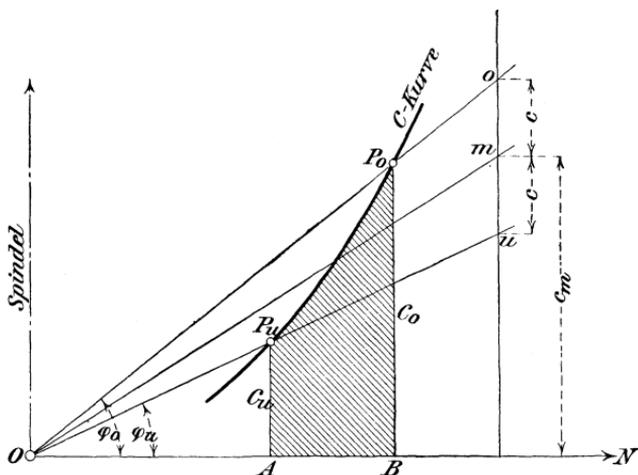


Fig. 306.

eine beliebige Senkrechte in o und u und mißt die Strecke c_m von $O N$ bis zur Mitte m zwischen o und u , so erhält man den Ungleichförmigkeitsgrad

$$\delta = \frac{c}{c_m}.$$

Ist umgekehrt δ gegeben, und soll die einer tiefsten Muffenstellung entsprechende höchste Stellung ermittelt werden, so ist $O P_u$ bis zum Schnittpunkte u mit der beliebig auf $O N$ errichteten Senkrechten zu ziehen, auf dieser $M O = 2 c = 2 \delta c_m$ nach oben abzutragen und mit $O o$ die C -Kurve im gesuchten höchsten Punkte zu schneiden.

Es ist selbstverständlich, daß in der Nähe eines astatischen Punktes P_u der Ungleichförmigkeitsgrad am leichtesten klein zu halten ist; man verwendet deshalb zweckmäßig solche Stücke der C -Kurve, die ungefähr mit P_u beginnen und stabil sind.

Die C -Kurve ermöglicht ferner eine unmittelbare Bestimmung des Arbeitsvermögens \mathfrak{A} eines Regulators.

Beachtet man nämlich, daß sich Energie S und Centrifugalkraft C eines Regulators in jeder Stellung desselben das Gleichgewicht halten, und daß für eine unendlich kleine Verschiebung der Muffe ds die Schwungkugeln in Richtung der Centrifugalkraft C um dx nach außen rücken, so folgt

$$C dx = S ds$$

und

$$\mathfrak{A} = \int S ds = \int C dx.$$

Das Arbeitsvermögen ist in Fig. 306 durch die von der Grundlinie ON , der C -Kurve und den beiden Endwerten der Centrifugalkräfte C_u und C_o eingeschlossene Fläche $\mathfrak{A} = \int C dx = A P_u P_o B$ dargestellt.

Auch für Flachregler mit beliebig gestaltetem Schwungkörper bleiben die vorstehenden Beziehungen gültig, wenn man von einer zu AI (Fig. 307) senkrechten Achse ON aus unter dem Schwerpunkte S_o des Schwungkörpers die Centrifugalkraftmomente \mathfrak{M} des Pendels von der Masse M und dem Gewichte G als Ordinaten errichtet. Die \mathfrak{M} -Kurve ist dann genau so zu benutzen, wie die C -Kurve der vorstehend genannten sog. Kegelregulatoren. Zur Bestimmung von n gilt hier

$$\mathfrak{M} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \frac{\pi^2}{g} a G x.$$

Den Centrifugalkräften des umlaufenden Schwungkörpers ist durch die Spannkraft F angreifender Federn in den einzelnen Stellungen Gleichgewicht zu halten.

Über einen mit Trägheitsring versehenen Flachregler (Bauart Lentz) s. unter „Dampfmaschinen“.

Für die weiteren Untersuchungen zur Beurteilung der Centrifugalkraftmomenten empfiehlt es sich, die von G und Q herrührenden Anteile der Centrifugalkraft (C_g und C_q) getrennt zu ermitteln und als Ordinaten zu einer C_g - und C_q -Kurve aufzutragen. Es ist dann

$$C = C_g + C_q.$$

2. Gewichtsregulatoren.

a) Unmittelbare Aufhängung des Pendels.

Für den allgemeinen Fall ergibt Fig. 308 — es sind hier $Q = 80$ kg und $G = 40$ kg zugrunde gelegt — alle erforderlichen Größen durch Zeichnung, wie folgt.

C_g -Kurve. G und C_g sind an dem Pendel $IIIM$ im Gleichgewicht, wenn ihre Resultierende R durch den festen Drehpunkt I geht. Man trägt daher von I aus G senkrecht nach unten ab und zieht durch den Endpunkt die Wagerechte gg , so schneiden die Linien IM auf der letzteren die gesuchten C_g für die einzelnen Regulatorstellungen ab.

C_q -Kurve. Die Wirkung von Q überträgt sich auf das Pendel $IIII$ durch die Schubstange $IIIII$. Die Zugkraft S_q in dieser folgt durch Zerlegung von Q in die Horizontalkomponente H und nach der Richtung von $IIIII$. Da H auf jeder Seite der Spindel erscheint, heben sich ihre Wirkungen auf. S_q und C_q müssen am Pendel $IIII$ im Gleichgewicht stehen unter Vermittlung einer Zapfenreaktion R' ,

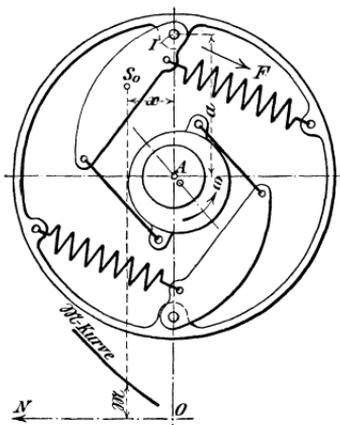


Fig. 307.

Die Eigenreibung R (auf die Hülse bezogen) ergibt sich, wenn $I H = h_1$ und $III \beta = h_3$, ferner μ den Zapfenreibungskoeffizienten bedeutet, aus

$$R = \frac{\mu}{2 h_1} (Z_1 d_1 + Z_2 d_2) + \frac{\mu}{2 h_3} (Z_2 d_2 + Z_3 d_3)$$

und, wenn $d_1 = d_2 = d_3$, allgemein $= d$ gesetzt wird, aus

$$R = \frac{\mu d}{2} \left[\frac{Z_1 + Z_2}{h_1} + \frac{Z_2 + Z_3}{h_3} \right].$$

Für den von der Eigenreibung herrührenden Unempfindlichkeitsgrad ε_r gilt

$$\varepsilon_r = \frac{R}{S}.$$

Für die Auswahl der Größe eines Regulators ist zumeist die sog. nützliche Verstellkraft W maßgebend. Die dieser entsprechende Energie S folgt bei einem angenommenen gesamten Unempfindlichkeitsgrade ε_r aus

$$\varepsilon_w = \varepsilon - \varepsilon_r$$

mit

$$S = \frac{W}{\varepsilon_w} = \frac{W + R}{\varepsilon}.$$

Für rhombische Aufhängung des Pendels (I und III haben gleichen Abstand von der Spindel, $III = II III$, $IIIM$ liegen auf einer Geraden), d. h. bei den Regulatoren von Watt, Porter und Kley, sind die C_g -, C_q - und C -Kurve von gleicher stabiler Gestalt. Q und G können, ohne δ zu beeinflussen, behufs Erzielung anderer Umdrehungszahlen beliebig abgeändert werden. (Durch Kreuzung der Stangen läßt sich der Ungleichförmigkeitsgrad δ nach Belieben verringern.) Es ist ferner die Energie S im allgemeinen konstant, während die Größe R der Eigenreibung und damit auch ε_r für die oberen Stellungen wesentlich niedriger ist als für die unteren.

β) Umgekehrte Aufhängung des Pendels.

Hierhin gehören die Regulatoren von Pröll und Steinle. Betreffs der in ähnlicher Weise wie unter α) durch Zeichnung zu findenden Kurven der Centrifugalkräfte ist anzuführen, daß die C_g -Kurve derartiger ausgeführter Regulatoren in der Regel einen astatischen Punkt P_u aufweist und somit in dessen Nähe pseudoastatisch verläuft. Die C_q -Kurve besitzt dagegen einen stark statischen Charakter, und auch die C -Kurve behält diesen Charakter, obwohl ihn die C_g -Kurve der Pseudoastasia näherrückt. Es ist somit nur durch labilen Verlauf der C_g -Kurve eine gewisse Pseudoastasia erreichbar. Kommt der für gewisse Verhältnisse nötige Ungleichförmigkeitsgrad dadurch zustande, daß die entgegengesetzten Eigenschaften der C_g - und C_q -Kurve sich ausgleichen, so liegt die Gefahr vor, daß bei einer Änderung einer der beiden Größen G oder Q , wie sie gebräuchlich ist, um hierdurch einen Regulator für eine andere Umdrehungszahl einzurichten, die C -Kurve ihren Charakter verliert; am nachteiligsten ist natürlich eine derartige Änderung, durch welche die C -Kurve labil wird.

Besondere Vorteile bieten die Regulatoren mit umgekehrter Aufhängung des Pendels nicht. Den Kley-Regulatoren gegenüber be-

sitzen sie den Nachteil, daß bei gleichen Gewichten die Energie S kleiner, die Eigenreibung R bzw. ε_r und ebenso der gesamte Unempfindlichkeitsgrad ε , insbesondere bei kleineren Umdrehungszahlen, größer wird.

3. Federregulatoren.

Die an Stelle der Gewichte mit Federn belasteten Regulatoren gestatten, wie schon S. 321 hervorgehoben, bei gleicher Regelungsfähigkeit kleinere Ungleichförmigkeitsgrade als Gewichtsregulatoren. Es läßt sich durch passende Wahl der Federabmessungen beliebige Annäherung an die Astasie herbeiführen und da der Charakter des Regulators vollkommen von dem Verhalten der Feder abhängig ist, durch Spannen oder Entspannen derselben der Ungleichförmigkeitsgrad nach Bedarf abändern.

Als Beispiel zur Ermittlung der Centrifugalkräfte C und der C -Kurven u. s. w. eines Federregulators durch Rechnung und Zeichnung diene der in Fig. 309 dargestellte Winkelhebelregulator von R. Trenck in Erfurt mit Gewichts- und Federbelastung.

Der Drehpunkt III ist mit der Hülse verbunden und wird somit lotrecht, der Endpunkt II angenähert in einer Wagrechten durch Stelzen I geführt, die um den festen Punkt I schwingen.

Die Federbelastung F soll dem größten Teile der Centrifugalkraft das Gleichgewicht halten; die entsprechende C_f -Kurve muß also schon einen fast astatischen Charakter zeigen, damit nach Ausgleich derselben mit der C_g - und C_q -Kurve die gesamte C -Kurve die gewünschte Annäherung an die Astasie erhält.

Unter der Voraussetzung, daß Punkt II genau wagerecht geführt wird, ergibt sich C_q durch folgende Überlegung.

Zieht man in dem Fig. 310 ersichtlichen Schema eines Trenck-Regulators durch II eine Lotrechte, durch III eine Wagrechte, so liefert der Schnitt beider den augenblicklichen Drehpunkt für den

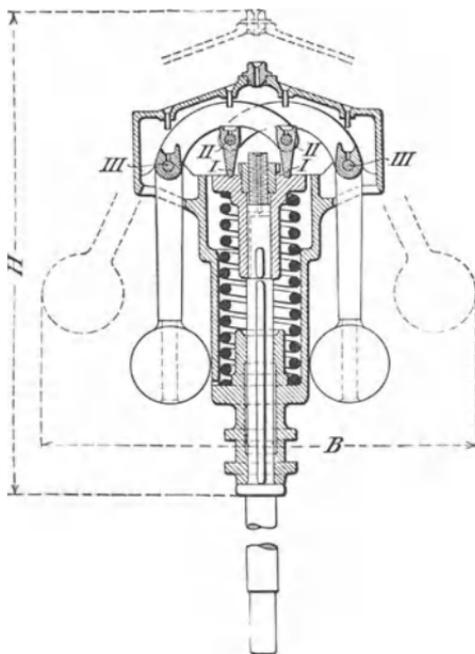


Fig. 309.

Winkelhebel, den Pol \mathfrak{B} . Bei einem Ausschlag des Armes a um den Winkel α aus der Senkrechten gilt

$$Q b \cos(\alpha - \gamma) = C_q a \cos \alpha;$$

$$C_q = Q \frac{b \cos(\alpha - \gamma)}{a \cos \alpha} = Q \frac{b}{a} (\cos \gamma + \sin \gamma \operatorname{tg} \alpha). \quad \dots \quad 49$$

Für $\beta = 90^\circ$ oder $\gamma = 0$ wird

$$C_q = Q \frac{b}{a} = \text{konst.},$$

d. h. die C -Kurve ist, da für kleine Ausschlagwinkel α sich C_q nur ganz unbedeutend ändert, eine zur Achse ON (Fig. 311) parallele

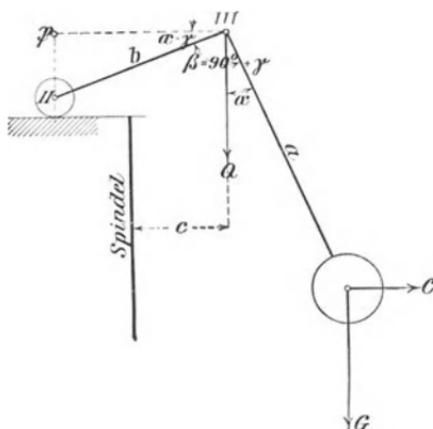


Fig. 310.

Gerade und mithin derart labil, daß Q durch eine mit steigender Muffe zunehmende Federkraft F ersetzt werden muß. C_q findet sich aus der Gleichung

$$C_q a \cos \alpha = G \left[a \sin \alpha + b \cos(\alpha - \gamma) \right],$$

zu

$$C_q = G \left[\operatorname{tg} \alpha \left(1 + \frac{b}{a} \sin \gamma \right) + \frac{b}{a} \cos \gamma \right].$$

Der Form nach stimmt bezüglich des Ausschlagwinkels α dieser Ausdruck mit dem für C_q (Gl. 49) überein.

Mit Berücksichtigung der wirklichen Bahn des Zapfens

II lassen sich alle maßgebenden Größen am einfachsten zeichnerisch ermitteln, was in Fig. 311 durchgeführt ist.

Es sind hier folgende Maße zugrunde gelegt: Hülsengewicht $Q = 68$ kg; Gewicht aller Schwungmassen $G = 16$ kg; Muffenhub = 54 mm; mittlere Centrifugalkraft $C_m = 115$ kg — bei einem Abstände der Schwungmassen $x = 0,2$ m, entsprechend einer mittleren Umlaufzahl von 180 in der Minute.

Mit einem Ungleichförmigkeitsgrade $\delta = 0,02$ lassen sich die Werte der Centrifugalkräfte C für die höchste und tiefste Stellung nach Fig. 306 (S. 331) ermitteln.

Legt man in Fig. 311 durch III (bezw. durch die der tiefsten, mittleren und höchsten Muffenstellung entsprechenden Punkte III_1 , III_3 und III_5) eine Wagerechte, so schneidet diese auf der Stelzenrichtung $I II$ den Pol \mathfrak{B} ab. Zieht man $\mathfrak{B} M$, verlängert diese Linie über M hinaus und setzt sie mit G zu einem Kräftedreieck zusammen, so erhält man C_q . In gleicher Weise findet sich C_q aus Q , indem man durch M die Wagerechte MB legt, diese in B zum Schnitt mit der Lotrechten durch III bringt und in dem Kräftedreieck $b' \parallel B \mathfrak{B}$ zieht. Damit sind die C_q - und C_q -Kurven bestimmt. Die an der gesamten

Centrifugalkraft C noch fehlenden Beträge $C - (C_q + C_f)$ ergeben dann für die äußersten Muffenstellungen die Werte C_f , womit die kleinste und größte Federspannung nach dem in Fig. 311 angegebenen Ver-

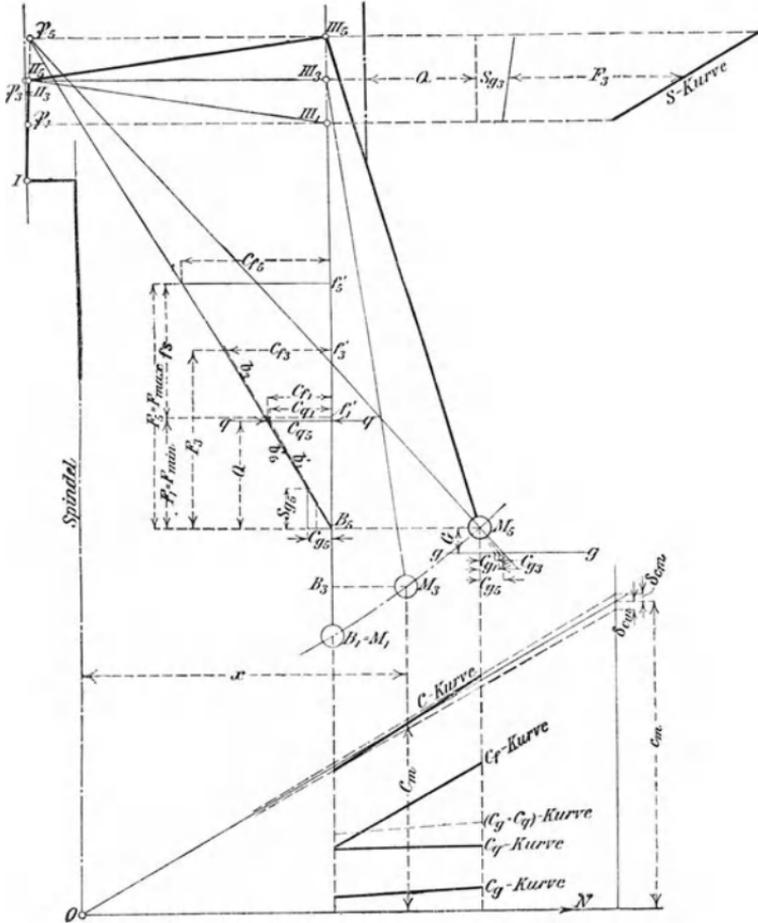


Fig. 311.

fahren gefunden werden. Nachdem auch für Zwischenstellungen der Muffe aus den Federspannungen die entsprechenden Werte C_f ermittelt sind, lassen sich die C_f -Kurve und die C -Kurve fertigstellen.

Die C_q -Kurve ist astatisch. Da C_q , wie schon ausgeführt, fast konstant ist, so muß das Stellzeug genau ausbalanciert werden.

Federberechnung.

Bezeichnet

F_{\max} die größte } Federspannung in kg,
 F_{\min} die kleinste }

f die Zunahme an Federspannung bei 1 cm Zusammendrückung
 (bei z. B. s cm Zusammendrückung $f = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{s}$) in kg/cm,

r den mittleren Halbmesser der Windungen in cm,

m die Anzahl der Windungen,

d die Drahtdicke in cm,

so gilt für cylindrische Schraubenfedern mit kreisförmigem Querschnitte (vergl. S. 54).

$$F_{\max} r = \frac{\pi}{16} d^3 k_d \sim \frac{1}{5} d^3 k_d$$

und

$$m = \frac{d^4 G}{64 f r^3};$$

hierin kann die zulässige Drehungsspannung $k_d = 3500$ kg/qcm (für guten gehärteten Federstahl), der Gleitmodul $G = 800000$ kg/qcm gesetzt werden.

Die Energie S setzt sich aus zwei Teilen zusammen: aus der Gewichts- und Federbelastung $Q + F'$ und einem von G herrührenden (im allgemeinen veränderlichen) Betrage S_g ; für den letzteren gilt

$$\frac{S_g}{C_g} = \frac{Q}{C_g}$$

Mittels dieses Ausdruckes ist S_g rechnerisch oder graphisch (mit Hilfe zweier ähnlicher Dreiecke) zu bestimmen; schließlich erhält man dann

$$S = Q + F' + S_g.$$

S wächst (hauptsächlich infolge der zunehmenden Federspannung F') nach oben hin bedeutend.

Die auf die Muffe bezogene Eigenreibung R wächst anfangs langsam, dann ziemlich schnell; auch der durch R hervorgerufene Unempfindlichkeitsgrad ε_r (im Mittel $\sim 1\%$) nimmt nach oben hin zu.

Eine Änderung der Umlaufzahl durch Änderung der Federspannung ist unzulässig, deshalb wird eine besondere Einrichtung zur Tourenänderung geliefert.

Der reduzierte Hub s_r (s. S. 321) ist im Mittel gleich $\frac{1}{2} s =$ dem halben Hube.

Trenk-Regulatoren.

Nummer des Regulators	Minutliche Umlaufzahl n	Mittlere Energie S kg	Muffenhub s mm	Arbeitsvermögen mkg	Größte Breite B mm	Größte Höhe H mm
0	300	42	30	1,3	300	355
1	280	63	40	2,5	365	425
2	260	100	50	5	430	490
3	240	162	60	9,7	510	570
4	220	240	70	16,8	600	670
5	200	340	80	27,2	700	780
6	180	450	95	42,7	820	910
7	160	610	115	70	950	1075
8	160	760	115	87,5	990	1075

Gleiche Bauart wie der Trenk-Regulator — nur Rollenführung anstatt der Stelzen — und gleiche Eigenschaften hat der alte Federregulator der Erfurter Maschinenfabrik Franz Beyer & Co. in Erfurt.

Auch der in Fig. 312 dargestellte Winkelhebelregulator von Zabel & Co. in Quedlinburg unterscheidet sich nur unwesentlich von dem Trenk-Regulator. Die Enden der Winkelhebel werden hier durch oberhalb aufgehängte Gelenke annähernd in einer Wagerechten geführt.

Eine Abänderung der Umlaufzahl durch Spannen oder Entspannen der Feder ist ohne erhebliche Änderung des Ungleichförmigkeitsgrades auch bei diesem Regulator wegen des labilen Charakters der C_y -Kurve nicht zulässig. Dagegen lassen sich mittels der freigelegten Spannmutter durch das Stellzeug hervorgerufene Be- oder Entlastungen der Muffe ausgleichen.

Der reduzierte Hub beträgt $s_r = 0,3 s$ bis $0,4 s$, das Hülsengewicht nur noch etwa $\frac{1}{10}$ der Federbelastung. Zur Veränderung der Umlaufzahl werden 2 bis 3 Zusatzfedern angeordnet.

Den Federregulator mit entlasteten Gelenken von H. Hartung Nachf. in Düsseldorf zeigt Fig. 313.

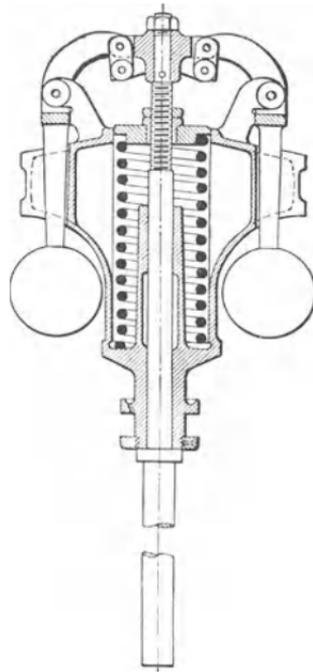


Fig. 312.

Zabel-Regulatoren.

Muffenhub s mm	Nummer des Regulators	Minutliche Umlaufzahl n	Mittlere Energie S kg	Arbeits- vermögen mkg	Nummer des Regulators	Minutliche Umlaufzahl n	Mittlere Energie S kg	Arbeits- vermögen mkg	Größte Breite B mm	Größte Höhe H mm
40	1	240	58	2,32	1S	280	80	3,2	380	380
50	2	220	75	3	2S	260	105	4,2	430	440
60	3	200	113	4,5	3S	240	165	6,6	520	530
70	4	190	163	6,5	4S	220	225	9	610	630
80	5	180	275	11	5S	200	342	13,7	710	730
95	6	160	425	17	6S	180	530	21,2	830	850
100	7	150	625	25	7S	160	725	29	940	1000
100	7A	140	775	31	7AS	150	900	36	970	1010

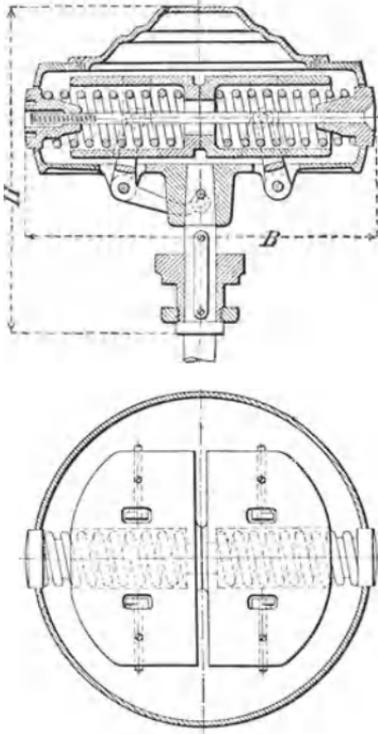


Fig. 313.

Die beiden angeordneten Druckfedern sind fest mit den Schwungmassen und diese gelenkig mit den Pendeln verbunden. Da die Federkraft unmittelbar der Centrifugalkraft entgegenwirkt, hat der Mechanismus zur Übertragung der Bewegung der Schwungmassen auf die Hülse keinerlei Kräfte auszuhalten; die Zapfen bleiben druckfrei, und es fällt der Unempfindlichkeitsgrad infolge der Eigenreibung sehr gering aus (im Mittel $\varepsilon_r = 0,3\%$ — ohne Muffenbelastung).

Die C_T -Kurve ist stark labil; eine Änderung der Umlaufzahl durch Spannen der Feder ist deshalb unzulässig. Hierzu dienen Laufgewichte, die sowohl be- als auch entlastend auf die Muffe wirken können, oder Federwagen. Damit erhöht sich jedoch die Eigenreibung. Die gesamte C -Kurve ist gerade, was als ein Vorteil des Regulators anzusehen ist. Die Energie nimmt nach oben stark zu. Der reduzierte Hub beträgt $s_r = \frac{1}{5} s$ für die kleineren bis $\frac{1}{3} s$ für die größeren Nummern.

Hartung-Regulatoren.

Nummer des Regulators	Minutliche Umlaufzahl n	Mittlere Energie S kg	Muffenhub s mm	Arbeitsvermögen mkg	Größte Breite B mm	Größte Höhe H mm
91	340	57,5	20	1,150	265	277
92	310	80	25	2,000	310	300
93	240	105	30	3,150	350	360
94	240	142	30	4,260	380	388
95	210	172	40	6,880	420	421
96	200	222	50	11,100	460	440
97	190	260	60	15,600	500	486
98	180	290	70	20,300	550	511
99	165	378	80	30,240	660	564
100	160	563	90	50,850	780	617
101	140	730	100	73,000	860	690
102	130	940	110	103,400	960	731

Federregulatoren gleicher Bauart mit konstanter Energie — die Verbindung der Winkelhebel mit der Muffe erfolgt durch symmetrisch angeordnete Glieder, die sich bei höchster Lage der letzteren schräg stellen — sind der Firma H. Hartung Nachf. unter D.R.P. Nr. 114 639 geschützt worden.

Bei dem von Theod. Wiedes Maschinenfabrik A.-G. in Chemnitz gebauten Federregulator von Tolle (Fig. 314) ist durch Anwendung von zwei Belastungsfedern — einer Längsfeder n und einer Querfeder m — die Möglichkeit gegeben, ohne Änderung des Ungleichförmigkeitsgrades die Umlaufzahl durch Spannen der Längsfeder und den Ungleichförmigkeitsgrad durch Spannen der Querfeder zu ändern, wobei im letzteren Falle die gleichzeitig herbeigeführte Änderung der Umlaufzahl durch Entspannen der Längsfeder wieder ausgeglichen werden kann.

Die C_g - und ebenso die C_g -Kurve ist astatisch, die

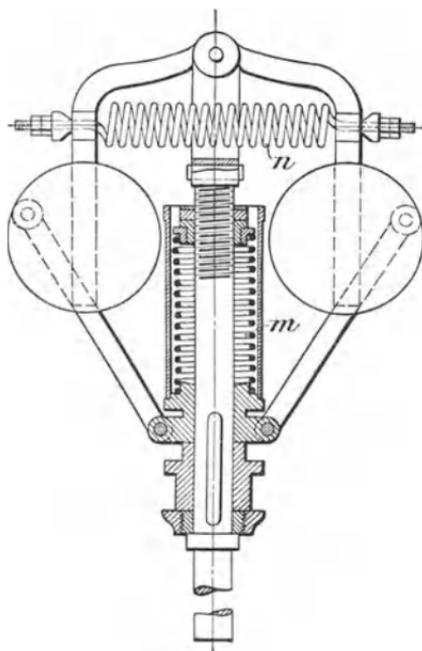


Fig. 314.

Tolle-Regulatoren.

Nummer des Regulators	Minutliche Umlaufzahl n	Energie S kg	Muffenhub s mm	Arbeitsvermögen mkg	Größte Breite B mm	Größte Höhe H mm
0	360	31	28	0,87	260	278
1	340	53	33	1,75	306	322
2	320	80	38	3,1	358	383
3	300	112	44	4,9	410	426
4	300	130	48	6,2	438	457
5	300	151	51	7,7	474	485
6	300	175	55	9,6	510	534
7	290	212	60	12,7	560	581
8	280	252	66	16,6	608	634
9	260	296	72	21,3	666	685
10	250	394	80	31,5	762	791
11	230	576	100	57,6	910	940
12	220	750	110	82,5	1054	1095

gesamte C -Kurve fast gerade. Der Unempfindlichkeitsgrad infolge Eigenreibung beträgt im Mittel $\varepsilon_r = 0,8\%$. Die Energie S ist fast

konstant. Der reduzierte Hub beträgt $s_r = 1/12 s$ für die kleineren bis $1/15 s$ für die größeren Nummern.

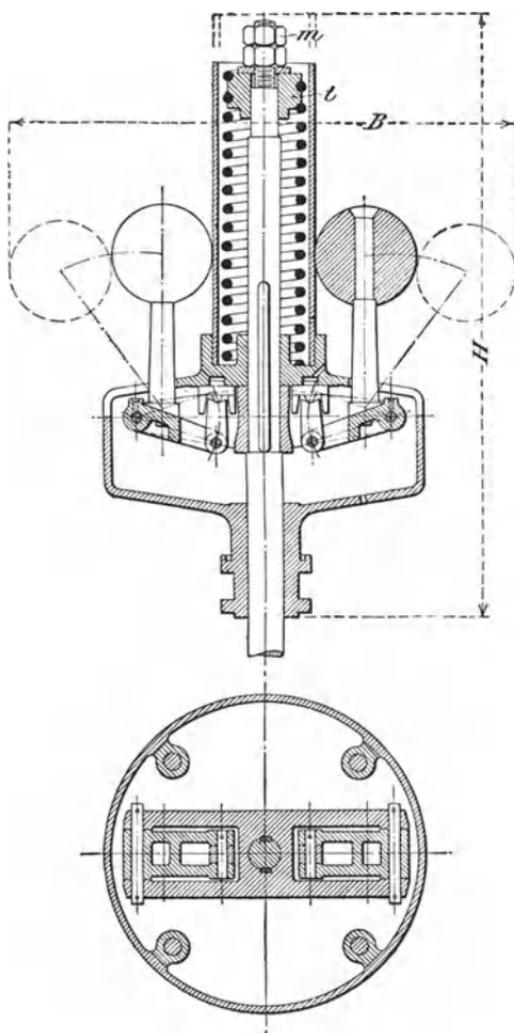


Fig. 315.

Der neue Federregulator von Franz Beyer & Co. in Erfurt (Fig. 315) gestattet ebenfalls den Ungleichförmigkeitsgrad und die Umlaufzahl ohne Änderung des ersteren einzustellen.

Behufs Verkleinerung oder Vergrößerung des Ungleichförmigkeitsgrades innerhalb der Grenzen von 2% bis 10% wird der Teller t um einen gewissen Betrag aus der Belastungsfeder heraus- oder in diese hereingeschraubt und damit die Anzahl der zur Wirkung kommenden Windungen der Feder vergrößert oder verringert. Die Umlaufzahl wird durch weiteres Spannen oder durch Entspannen der Feder mittels der Spindelmuttern m erhöht oder vermindert. Ergibt sich dabei eine labile Lage oder ein zu großer Ungleichförmigkeitsgrad, so kann durch Ein- oder Ausschalten einer entsprechenden Anzahl federnder Gänge nachgeholfen werden.

Die Drehpunkte der behufs Zugänglichkeit der Feder, und um den Schwerpunkt des Regulators tief legen zu können, in umgekehrter Lage aufgehängten Kugelarmer sind in einem

an der Spindel befestigten Querhaupte gelagert. Damit wird, da auch die Hülse oben und unten an der Spindel geführt ist, ein ruhiger Gang des sowohl lotrecht als wagerecht anzuordnenden Regulators erreicht.

Beyer-Regulator.

Nummer des Regulators	Minutliche Umlaufzahl n	Mittlere Energie S kg	Muffenhub s mm	Arbeitsvermögen mkg	Größte Breite B mm	Größte Höhe H mm
10	300	40	30	0,51	310	405
11	280	84	40	1,40	395	515
12	260	154	50	3,00	490	600
13	240	233	60	5,70	570	670
14	220	340	70	9,45	655	780
15	200	500	80	15,20	760	900
16	180	683	95	25,65	885	1035
17	160	958	115	43,70	1035	1190

VI. Maschinenteile zur Aufnahme und zur Fortleitung von Flüssigkeiten.

A. Cylinder.

Die hierunter gehörigen, zumeist aus Gußeisen, sonst auch aus Stahlguß, Bronze oder aus anderen, den jeweiligen Verhältnissen angepaßten Legierungen hergestellten Cylinder finden bei Pumpen und bei Dampfmaschinen (Verbrennungsmotoren) Verwendung. Hiernach unterscheidet man Pumpencylinder und Dampfzylinder.

a) Pumpencylinder.

Diese bilden den Hauptkörper der zur Förderung von Flüssigkeiten, wie auch zur Erzeugung von Druckwasser (Druckluft) dienenden Pumpen (Kompressoren).

Fig. 316 zeigt den zu einer liegenden einfachwirkenden Plungerpumpe gehörigen gußeisernen Cylinder mit angegossenem Ventilkasten und aufgeschraubtem Druckwindkessel.

Die Wandstärke s (in cm) dieses nicht auszubohrenden Cylinders vom inneren Durchmesser D (in cm) kann, sofern nur Rücksichten auf Herstellung, Fortschaffung und Aufstellung maßgebend sind, nach C. v. Bach genommen werden

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{1}{50} D + 1,0 \text{ cm, wenn stehend gegossen} \\ s &= \frac{1}{40} D + 1,2 \text{ cm, wenn liegend gegossen} \end{aligned} \right\} \quad \cdot \cdot \quad 50$$

Der innere Flüssigkeitsdruck p_i (in kg/qcm) erfordert eine Wandstärke (vergl. Gl. 1, S. 55)

$$s = 0,5 \left[\sqrt{\frac{k_z + 0,4 p_i}{k_z - 1,3 p_i}} - 1 \right] D + a \text{ cm; } \quad \cdot \cdot \cdot \quad 51$$

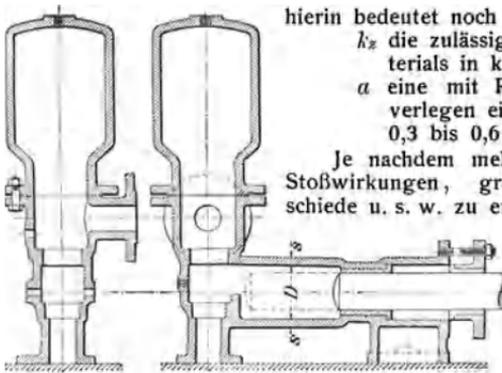


Fig. 316.

hierin bedeutet noch

- k_z die zulässige Zugspannung des Materials in kg/qcm,
- a eine mit Rücksicht auf das Kernverlegen einzuführende Größe ($a = 0,3$ bis $0,6$ cm).

Je nachdem mehr oder weniger heftige Stoßwirkungen, größere Temperaturunterschiede u. s. w. zu erwarten sind, wählt man

für Gußeisen und Bronze

$k_z = 100$ bis 200 kg/qcm,

für Stahlguß und Bronze

$k_z = 200$ bis 400 kg/qcm.

Der größere Wert der aus Gl. 50 und 51 berechneten Wandstärke ist beizubehalten.

Auszubohrende gußeiserne Pumpencylinder sollen bei eingetretener Abnutzung ein- oder zweimal nachgebohrt werden können; sie erhalten demzufolge eine um etwa $0,5$ bis $1,0$ cm größere Wandstärke als nicht auszubohrende Cylinder.

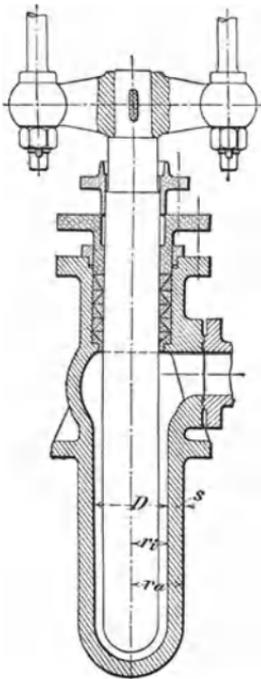


Fig. 317.

Cylinder von großem Durchmesser und für hohen Druck werden durch angegossene Umfangs- und Längsrippen versteift.

Bei dem Entwurf eines Pumpencylinders mit angegossenem oder angeschraubtem Ventilkasten sind scharfe Ecken, plötzliche Querschnittsveränderungen bezw. Ablenkungen des Flüssigkeitsstromes zu vermeiden. Die Saugventile sind möglichst nahe an den Pumpenkörper, die Druckventile, zur Verhütung von Luftansammlungen, möglichst an der höchsten Stelle desselben anzuordnen.

Die zur Befestigung von Deckeln u. s. w. an vorstehenden Flanschen des Pumpencylinders dienenden Schrauben sind, um die Biegungsbeanspruchung der Deckel und der Cylinderwandung herabzumindern, der letzteren so weit zu nähern, als es mit Rücksicht auf das Einbringen der Schrauben und das Nachziehen der Muttern geschehen kann.

Verschiedene Formen von Pumpencylindern siehe unter „Kolbenpumpen“.

Den zu einer stehenden Preßpumpe gehörigen Cylinder — Preßcylinder — zeigt Fig. 317.

Die Wandstärke ist nach Gl. 51 unter Vernachlässigung der Größe a zu berechnen, wobei man für k_z die folgenden Werte zulassen muß:

für Gußeisen ¹⁾ und Bronze	$k_z = 300$ bis 600 kg/qcm,
„ Phosphorbronze	$k_z = 500$ „ 1000 „
„ Stahlguß mindestens	$k_z = 1000$ „ 1200 „
„ Schweißeisen ²⁾	$k_z = 900$ „ 1800 „

Den oberen Grenzwerten von k_z darf man sich nur gezwungen nähern.

Für Stahlguß-Preßcylinder empfiehlt es sich, k_z nach Gewährleistung des zu liefernden Hüttenwerkes zu wählen.

Die Deutsch-Österreichischen Mannesmannröhren-Werke gewährleisten

für Martinstahl	$k_z = 1250$ bis 3000 kg/qcm,
„ Tiegelstahl	$k_z = 2000$ „ 4500 „

Der äußere Halbmesser r_a eines Preßcylinders, dessen Kolben einen bestimmten Druck P zu übertragen hat, wird nach Gl. 1 (S. 55) zu einem Kleinstwerte für

$$p_i = 0,36 k_z;$$

demnach nach Gl. 51

$$s_{(\min)} = 0,5 r_i \text{ oder } r_a(\min) = 1,5 r_i.$$

Für die Formgebung der Preßcylinder gilt das bei den Pumpencylindern Bemerkte.

b) Dampfcylinder.

Mit Rücksicht auf Herstellung, Fortschaffung, Aufstellung und Abnutzung der auszubohrenden gußeisernen Dampfcylinder kann nach C. v. Bach bei D cm lichtigem Durchmesser derselben für gewöhnlich die Wandstärke s bestimmt werden aus:

$$\left. \begin{array}{l} s = \frac{1}{50} D + 1,3 \text{ cm, wenn stehend gegossen,} \\ s = \frac{1}{40} D + 1,5 \text{ „ „ „ „ „ „ „ „ „ „ } \end{array} \right\} \cdot \cdot \cdot 52$$

Die für den inneren Überdruck p_i des Dampfes aus Gl. 1 (S. 55) berechnete Wandstärke würde kleiner ausfallen, als aus den vorstehenden Gleichungen hervorgeht.

Stehend angeordnete wie auch liegende Cylinder für verhältnismäßig kurzen Kolbenhub können um 10% bis 20% schwächer gehalten werden, als die Gl. 52 ergeben.

Die Stärke der Flanschen ist 1,3 s bis 1,4 s zu nehmen.

Fig. 318 zeigt den Hochdruckcylinder einer stehenden Schieber-Verbundmaschine $\frac{445-700}{600}$ mit zugehörigem Deckel und

Schieberkasten nach Ausführung der Sächsischen Maschinenfabrik in Chemnitz.

Behufs Mantelheizung ist der Cylinder mit einem durch Kopfschrauben gehaltenen Einsatz (Laufbüchse) versehen, dessen Abdichtung gegen den Heiz- und Arbeitsraum des Cylinders in der Fig. 318 ersichtlichen Weise durch zu verstemmende Kupferringe erfolgt. Die

¹⁾ Durch wiederholtes Umschmelzen der Masseln und Ausgießen zu Platten, auch unter Umständen durch Zusatz von Schweißeisen im Kupolofen (Stirlingmetall) erhält man ein Material, für das $k_z = 500$ bis 750 kg/qcm noch zulässig erscheint.

²⁾ Hierbei ist vorausgesetzt, daß die Herstellung aus Quadrateisen erfolgt, das schraubenförmig um einen Cylinder gewunden und in der Achsenrichtung geschweißt wird.

beiderseitigen Absätze an der Innenfläche der Laufbüchse werden von den Liderungsrings des Kolbens in seinen Endstellungen etwas (1 bis 2 mm) überschritten.

Zuweilen wird der Heizmantel mit dem Dampfcylinder aus einem Stück gegossen; der ringförmige Zwischenraum zwischen beiden —

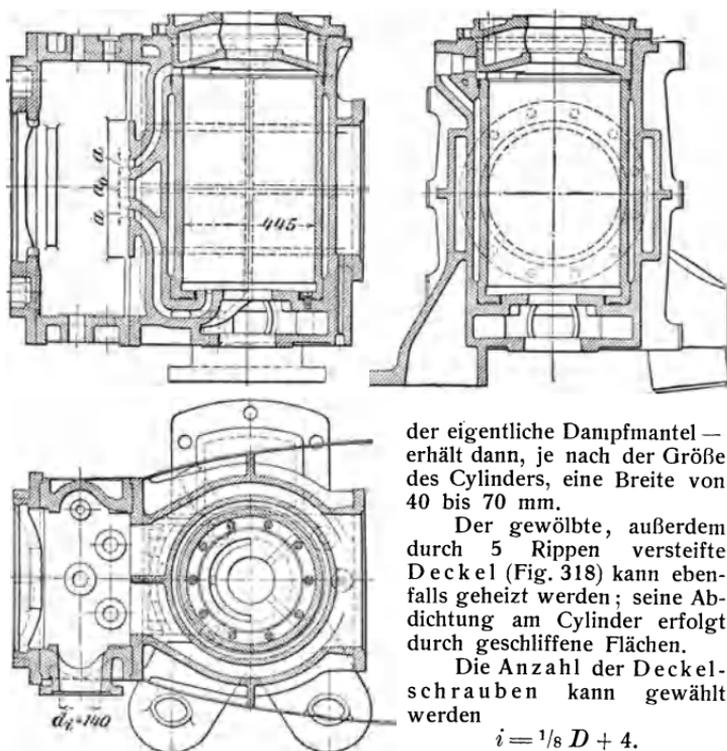


Fig. 318.

der eigentliche Dampfmantel — erhält dann, je nach der Größe des Cylinders, eine Breite von 40 bis 70 mm.

Der gewölbte, außerdem durch 5 Rippen versteifte Deckel (Fig. 318) kann ebenfalls geheizt werden; seine Abdichtung am Cylinder erfolgt durch geschliffene Flächen.

Die Anzahl der Deckelschrauben kann gewählt werden

$$i = \frac{1}{8} D + 4.$$

Zur Erzielung eines gleichmäßigen Dichtungsdruckes

soll jedoch die Schraubenentfernung höchstens 15 cm betragen und ferner um so kleiner genommen werden, je geringer die Flanschenstärke ist.

Die zulässige Zugspannung k_z des Kernquerschnittes der Deckelschrauben darf 300 kg/qcm nicht überschreiten.

Für die Berechnung der Querschnitte f der Einlaßkanäle sind für gesättigten Dampf zweckmäßig Geschwindigkeiten $w_{\max} = 30$ bis 40 m/sek — bei größter Kolbengeschwindigkeit c_{\max} in m/sek (vergl. S. 267) — zugrunde zu legen. Bezeichnet F den Kolbenquerschnitt in qcm, so ist der Kanalquerschnitt

$$f = F \frac{c_{\max}}{w_{\max}} \text{ qcm.}$$

Überhitzter Dampf verträgt zufolge seiner größeren Elastizität höhere Strömungsgeschwindigkeiten, d. h. es können bei Verwendung desselben die Dampfführungsquerschnitte am Cylinder wesentlich kleiner gehalten werden als bei einem mit gesättigten Dampf gespeisten Cylinder.

Bei Schiebersteuerungen sind die rechteckigen Kanäle im Schieberspiegel im allgemeinen möglichst breit auszuführen, damit die Kanalweite a , welche für die Abmessungen der ganzen Steuerung maßgebend ist, klein ausfällt.

Das Verhältnis der Weite zur Breite der Einlaßkanäle ist etwa $\frac{1}{4}$ bei kleinen, $\frac{1}{6}$ bei mittleren und $\frac{1}{6}$ bis $\frac{1}{10}$ bei großen Maschinen.

Der mittlere Auslaßkanal ist so zu bemessen, daß bei äußerster Schieberstellung noch mindestens eine Auslaßweite $a_o = a$ bis $\frac{4}{3}a$ verbleibt.

Sämtliche Kanäle sollen möglichst schlanke Übergänge haben und im Schieberspiegel (auf etwa 1 cm) senkrecht zu diesem ausmünden, so daß eine Bearbeitung der steuernden Kanten möglich ist.

Der Dampf-Einlaßstutzen erhält einen Durchmesser d_i , der sich ergibt aus

$$\frac{\pi}{4} d_i^2 > f.$$

Für den Durchmesser d_a des Auslaßstutzens gilt, je nach Ausführung, $d_a = d_i + 1,0$ bis $2,0$ cm.

Der Spielraum zwischen Deckel bzw. Boden und Kolben des Cylinders kann, je nach der Größe des letzteren, 0,4 bis 1,0 cm betragen.

Zum Anbringen von Entwässerungshähnen (nötigenfalls Sicherheitsventilen gegen Wasserschlag), Indikatoren, Schmiergefäßen u. s. w. ist der Cylinder mit Stutzen zu versehen; auch sind Rippen u. s. w. zur Befestigung des den Cylinder umgebenden Schutzmantels erforderlich.

In Fig. 318 bildet der Schieberkasten ein besonderes, durch Verschraubung mit dem Cylinder vereinigt Gußstück; häufig wird derselbe auch mit dem Cylinder zusammengegossen.

Die Wandstärke des Schieberkastens, wie auch diejenige des Schieberkastendeckels ist nach den von C. v. Bach für plattenförmige Körper aufgestellten Formeln zu berechnen.

Was insbesondere den Schieberkastendeckel anbelangt, so kann dieser in der Fig. 319 ersichtlichen Ausführung als ein nach der Diagonale eingespannter Stab betrachtet werden, der

1. durch den auf der Innenfläche des Deckels von der Größe $0,5 a b$ wirkenden Überdruck p_i (in kg/qcm) des Dampfes,
2. durch die Widerstandskraft der Schrauben von der Größe $0,5 a b p_i$

belastet wird.

Vorausgesetzt ist hierbei, daß die Abdichtung sehr nahe an den Schrauben stattfindet.

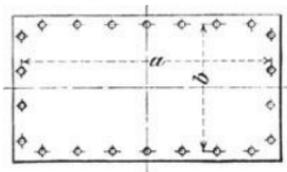


Fig. 319.

Bedeutet

J das Trägheitsmoment des bezeichneten Querschnittes auf die Breite $\sqrt{a^2 + b^2}$ in cm^4 ,

e den Abstand der am stärksten beanspruchten Faser des Querschnittes von der in Betracht kommenden Hauptachse des letzteren in cm ,

k_b die zulässige Biegebungsbeanspruchung des Materials in kg/qcm , so findet sich mit dem durch Versuche ermittelten Berichtigungskoeffizient φ

$$\frac{1}{12} \varphi \frac{a^2 b^2}{\sqrt{a^2 + b^2}} p_i = \frac{J}{e} k_b \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{53}$$

In dieser Gleichung ist $\varphi = 1$ bis $3/8$, $k_b = 200$ bis $250 \text{ kg}/\text{qcm}$ einzusetzen.

Rippen sind bei gußeisernen Deckeln nur dann wirksam, wenn sie innen angeordnet werden, so daß den gezogenen Fasern der kleinere und nicht der größere Schwerpunktsabstand zukommt. Im allgemeinen verdienen gewölbte Deckel der Fig. 320 ersichtlichen Form den Vorzug.

Außer der Gl. 53 ist bei zusammengesetzten Querschnitten eines Schieberkastendeckels auch

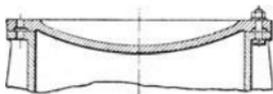


Fig. 320.

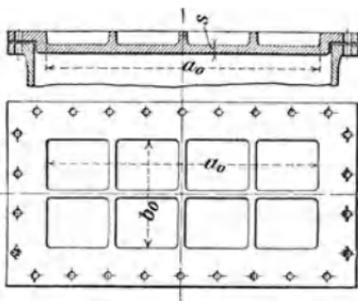


Fig. 321.

der weiteren Forderung Genüge zu leisten, daß nicht ein einzelnes Wandstück desselben zum Bruche gelangt. So könnte z. B. bei dem Deckel (Fig. 321), falls Rippen nicht vorhanden wären, die Gefahr vorliegen, daß der mittlere ebene Teil desselben von der Länge a_0 und der Breite b_0 in der Mitte durchbricht.

Betrachtet man diesen mittleren Teil als eine am Umfange eingespannte Platte, so gilt für die Wandstärke derselben

$$s \geq \frac{b_0}{2} \sqrt{\frac{2}{1 + \left(\frac{b_0}{a_0}\right)^2} \varphi \frac{p_i}{k_b}}$$

Es ist $\varphi = 3/4$ und (bei vorhandener Gußhaut) $k_b = 280$ bis höchstens $350 \text{ kg}/\text{qcm}$ in vorstehende Gleichung einzusetzen. Werden zur Versteifung Rippen angewendet, so kann s etwas kleiner gewählt werden.

Für die zur Befestigung der Schieberkastendeckel dienenden Schrauben ist das auf S. 346 für Cylinderdeckel Bemerkte zu berücksichtigen.

In Fig. 322 ist der Hochdruckcylinder einer liegenden Tandem-Verbundmaschine $\frac{380-600}{600}$ mit Schiebersteuerung — eben-

falls nach Ausführung der Sächsischen Maschinenfabrik in Chemnitz — dargestellt. Der Cylinderfuß ist mit Rücksicht auf Wärme-
dehnung des Cylinders verschiebbar auf einer mit dem Fundament
verankerten Platte befestigt. Die Abdichtung der Laufbüchse erfolgt auch

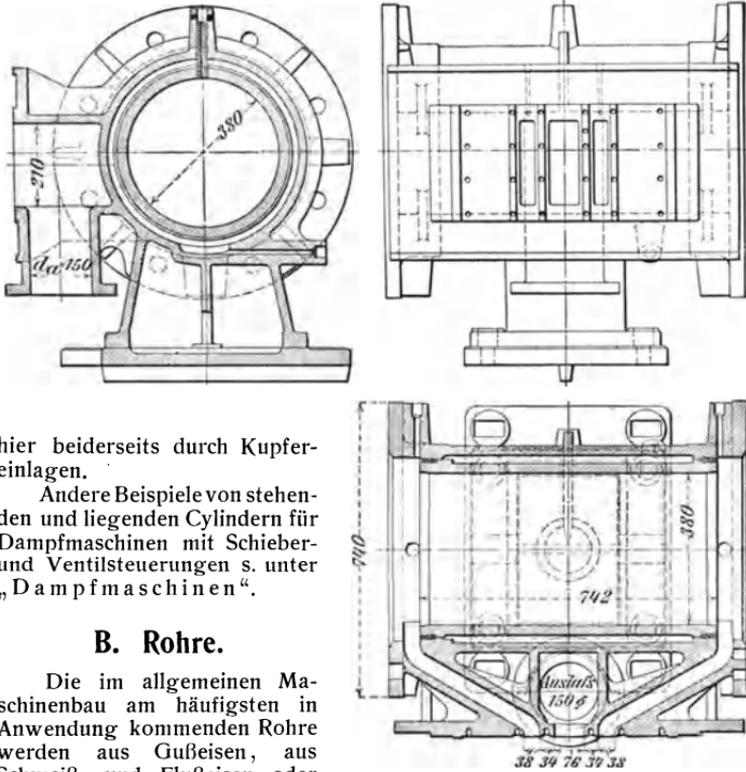


Fig. 322.

hier beiderseits durch Kupfer-
einlagen.

Andere Beispiele von stehen-
den und liegenden Cylindern für
Dampfmaschinen mit Schieber-
und Ventilsteuerungen s. unter
„Dampfmaschinen“.

B. Rohre.

Die im allgemeinen Mas-
chinenbau am häufigsten in
Anwendung kommenden Rohre
werden aus Gußeisen, aus
Schweiß- und Flußeisen oder
Stahl und aus Kupfer hergestellt.

a) Gußeiserne Rohre.

Diese Rohre werden stehend oder liegend gegossen. Man
nimmt für Rohre, welche hauptsächlich Wasserleitungszwecken
dienen, mit Rücksicht auf Herstellung, Fortschaffung, Verlegung der-
selben u. s. w., wenn D den inneren Durchmesser in cm, s die Wand-
stärke in cm bedeutet

$$\left. \begin{aligned} s &= \frac{1}{60} D + 0,7 \text{ cm für stehend gegossene Rohre,} \\ s &= \frac{1}{50} D + 0,9 \text{ „ „ liegend „ „ } \end{aligned} \right\} \cdot 54$$

sofern der Betriebsdruck 10 kg/qcm, der Prüfungsdruck 20 kg/qcm
nicht überschreitet und erhebliche Temperaturunterschiede in der
Leitung nicht stattfinden.

Die Gl. 1 (S. 55) gilt ebenfalls für Rohre, doch liefert sie bei Drücken bis zu 10 atm kleinere Werte für die Wandstärke s , als aus der Gl. 54 hervorgeht.

Dampfleitungen verlangen von etwa $D = 10$ cm an eine Vergrößerung der aus der Gl. 54 ermittelten Werte von s um 12,5% bis 25%. Rohre mit kleinerem, innerem Überdruck (z. B. Gas- und Windrohre) können schwächer gehalten werden.

Zu Rohrleitungen von großer Weite und für Dampf von höherer Spannung empfiehlt sich die Verwendung von Gußeisen überhaupt nicht.

Die Wandstärke s von stehend gegossenen Rohren für hohen Druck, wie sie z. B. bei Druckwasserleitungen vorkommen, kann nach Gl. 51 (S. 343) berechnet werden; dabei ist p_i gleich dem größten Betriebsüberdrucke in kg/qcm, $k_b = 200$ kg/qcm und $a = 0,7$ cm zu setzen.

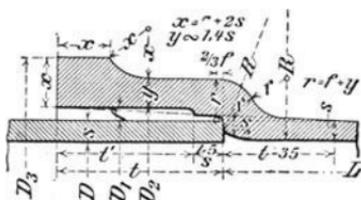


Fig. 323.

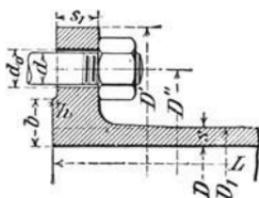


Fig. 324.

Bei liegend gegossenen Rohren ist ein größerer Zuschlag als 0,7 cm erforderlich.

Nach der Art der Verbindung je zweier Rohre unterscheidet man Muffen- und Flanschenrohre (Fig. 323 und 324).

Die für die letzteren erforderliche Anzahl von Verbindungsschrauben — Stärke derselben mindestens 13 mm — soll, wenn möglich, nicht unter 4 betragen und ferner so gewählt werden, daß die Entfernung je zweier Schrauben nicht größer als etwa 16 cm wird. Andererseits bestimmt die Flüssigkeitspressung und das Material der Schrauben die Anzahl derselben.

Die von dem Verein deutscher Ingenieure und dem Vereine deutscher Gas- und Wasserfachmänner aufgestellten, im Jahre 1882 revidierten Normalien geben über die vereinbarten Abmessungen, Gewichte u. s. w. gußeiserner Muffen- und Flanschenrohre weitere Auskunft.

(Siehe hierzu die Tabelle mit Anmerkungen S. 352—354.)

b) Rohre aus Schweißisen, Flußeisen und Stahl.

Man unterscheidet insbesondere genietete, geschweißte und nahtlose Rohre.

1. Genietete Rohre.

Diese Rohre kommen für größere Durchmesser oder in Fällen, in denen die Leitungen durch äußere Kräfte erheblich belastet werden, in Anwendung. Die Blechstärke s bestimmt sich nach der Inanspruchnahme der Rohre mittels der unter „Vernietungen“ (S. 75 u. ff.) ge-

gebenen Formeln; unter Umständen ist noch Rücksicht auf Rostbildung oder sonstige Abnutzungen zu nehmen. Von der Blechstärke s ist der zu wählende Nietdurchmesser abhängig.

Die Verbindung der Rohre erfolgt in der Regel durch aufgenietete Winkeleisenringe, deren Stärke, falls die Schraubenteilung nicht größer als 16 cm ist, für gewöhnliche Fälle gleich dem $\frac{4}{5}$ fachen Schraubendurchmesser zu nehmen ist.

2. Geschweißte Rohre.

Man unterscheidet stumpf geschweißte, überlappt geschweißte und spiral geschweißte Rohre.

Stumpf geschweißte Rohre kommen für Gas- und Wasserleitungen mit geringem Drucke in Anwendung; sie sind mit Verbindungsmuffe und dem in Tabelle II (S. 66) gegebenen Gewinde in folgenden Lichtweiten zu haben:

$\frac{1}{8}$ $\frac{1}{4}$ $\frac{3}{8}$ $\frac{1}{2}$ $\frac{5}{8}$ $\frac{3}{4}$ $\frac{7}{8}$ 1 $1\frac{1}{4}$ $1\frac{1}{2}$ $1\frac{3}{4}$ 2 $2\frac{1}{4}$ $2\frac{1}{2}$
 $2\frac{3}{4}$ 3 $3\frac{1}{2}$ 4" engl.

$\frac{3}{8}$ - bis 3 zöllige Rohre sind die üblichsten.

Für Wasserleitungen werden die Rohre auch „verzinkt“ geliefert¹⁾.

¹⁾ Auf Antrag seines Thüringer Bezirksvereins, und nachdem auch die übrigen Bezirksvereine in ihrer großen Mehrzahl sich für diesen Antrag erklärt hatten, ist der Verein deutscher Ingenieure mit dem Verein deutscher Gas- und Wasserfachmänner, dem Verein deutscher Zentralheizungsindustrieller und dem Verbands deutscher Röhrenwerke in gemeinsame Beratung eingetreten, um für geschweißte Gas- und Wasserleitungsrohre ein einheitliches Gewinde aufzustellen. Diese Beratung hat zu folgenden Vereinbarungen geführt:

Das unabänderliche Maß des Rohres ist sein äußerer Durchmesser. Die für die verschiedenen Verwendungszwecke erforderliche Verschiedenheit der Wandstärken wird durch Änderung des inneren Durchmessers herbeigeführt. Die Bezeichnung nach dem inneren Durchmesser, und zwar, wie bisher üblich, in Zoll engl., ist deshalb nicht eine genaue Maßangabe, sondern die Bezeichnung einer Rohrsorte. Das äußere Maß des Gewindes ist gleich dem äußeren Durchmesser des Rohres. Die Form des Gewindes ist die seinerzeit von Whitworth angegebene mit einem Winkel von 55° und abgerundeten Spitzen. Wie bisher haben die Rohre von $\frac{1}{4}$ " und $\frac{3}{8}$ " engl. 19 Gänge auf 1", die Rohre von $\frac{1}{2}$ " bis $\frac{3}{4}$ " 14 Gänge und die Rohre von 1" bis 4" 11 Gänge auf 1". Die vereinbarten Maße sind in folgender Zahlentafel enthalten.

Zahlentafel.

Handelsbezeichnung des Rohres nach dem inneren Durchmesser engl. Z.	Äußerer Durchmesser des Rohres und des Gewindes mm	Zahl der Gänge auf 1" engl.	Durchmesser im Grunde des Gewindes (Kerndurchmesser) mm
$\frac{1}{4}$	13	19	11,3
$\frac{3}{8}$	16,5	19	14,8
$\frac{1}{2}$	20,5	14	18,2
$\frac{5}{8}$	23	14	20,7
$\frac{3}{4}$	26,5	14	24,2
1	33	11	30
$1\frac{1}{4}$	42	11	39
$1\frac{1}{2}$	48	11	45
$1\frac{3}{4}$	52	11	49
2	59	11	56
$2\frac{1}{4}$	70	11	67
$2\frac{1}{2}$	76	11	73
3	89	11	86
$3\frac{1}{2}$	101,5	11	98,5
4	114	11	111

Deutsche Rohr-Normalien für guß-
(Die Normalien zu Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung — auf-

Muffenrohre (Fig. 323)												
Lichter Durch- messer D	Normale Wandstärke s	Äußerer Rohr- durchmesser D_1	Gewicht eines (glatten) Rohrstückes von 1 m Länge, ausschl. Muffe oder Flansch	Weite der Dichtungsfuge f						Gewicht der Muffe	Gewicht eines Rohres von vorstehender Nutzlänge	Gewicht für den lfd. m Rohr bei vorstehender Nutzlänge
				mm	mm	mm	mm	mm	mm			
40	8	56	8,75	7	70	116	74	62	2	2,68	20,18	10,09
50	8	66	10,57	7,5	81	127	77	65	2	3,14	24,28	12,14
60	8,5	77	13,26	7,5	92	140	80	67	2	3,89	30,41	15,21
70	8,5	87	15,20	7,5	102	150	82	69	3	4,35	49,95	16,65
80	9	98	18,24	7,5	113	163	84	70	3	5,09	59,81	19,94
90	9	108	20,29	7,5	123	173	86	72	3	5,70	66,57	22,19
100	9	118	22,34	7,5	133	183	88	74	3	6,20	73,22	24,41
125	9,5	144	29,10	7,5	159	211	91	77	3	7,64	94,94	31,65
150	10	170	36,44	7,5	185	239	94	79	3	9,89	119,21	39,74
175	10,5	196	44,36	7,5	211	267	97	81	3	12,00	145,08	48,36
200	11	222	52,86	8	238	296	100	83	3	14,41	172,99	57,66
225	11,5	248	61,95	8	264	324	100	83	3	16,89	202,71	67,57
250	12	274	71,61	8,5	291	353	103	84	4	19,61	306,05	76,51
275	12,5	300	81,85	8,5	317	381	103	84	4	22,51	349,91	87,48
300	13	326	92,68	8,5	343	409	105	85	4	25,78	396,50	99,13
325	13,5	352	104,08	8,5	369	437	105	85	4	28,83	445,15	111,29
350	14	378	116,07	8,5	395	465	107	86	4	32,23	496,51	124,13
375	14	403	124,04	9	421	491	107	86	4	34,27	530,43	132,61
400	14,5	429	136,89	9,5	448	520	110	88	4	39,15	586,71	146,68
425	14,5	454	145,15	9,5	473	545	110	88	4	41,26	621,82	155,46
450	15	480	158,87	9,5	499	573	112	89	4	44,90	680,38	170,10
475	15,5	506	173,17	9,5	525	601	112	89	4	48,97	741,65	185,41
500	16	532	188,04	10	552	630	115	91	4	54,48	806,64	201,66
550	16,5	583	212,90	10	603	683	117	92	4	62,34	913,94	228,49
600	17	634	238,90	10,5	655	737	120	94	4	71,15	1026,75	256,69
650	18	686	273,86	10,5	707	793	122	95	4	83,10	1178,54	294,64
700	19	738	311,15	11	760	850	125	96	4	98,04	1342,64	335,66
750	20	790	350,76	11	812	906	127	97	4	111,29	1514,33	378,58
800	21	842	392,69	12	866	964	130	98	4	129,27	1700,03	425,01
900	22,5	945	472,76	12,5	970	1074	135	101	4	160,17	2051,21	512,80
1000	24	1048	559,76	13	1074	1184	140	104	4	195,99	2435,03	608,76
1100	26	1152	666,81	13	1178	1296	145	106	4	243,76	2911,00	727,75
1200	28	1256	783,15	13	1282	1408	150	108	4	294,50	3427,10	856,78

eiserne Muffen- und Flanschenrohre.

gestellt vom Verein deutscher Ingenieure 1900 — finden sich S. 364 bis 371.)

Flanschenrohre (Fig. 324)														
Flansch		Dichtungs- leiste		Lochkreis- durchmesser D''	Schrauben			Durchmesser des Schrauben- loches d_0	Übliche Baulänge L	Gewicht des Flansches nebst Anschluß	Gewicht eines Rohres bei vorstehender Baulänge	Gewicht für den lfd. m Rohr bei vorstehender Baulänge	Lichter Durch- messer D	
Durch- messer D'	Dicke s_1	Breite b	Höhe h		Anzahl	Stärke d								Länge l
						mm	engl. Z.							
mm	mm	mm	mm	mm		mm	mm	m	kg	kg	kg	mm		
140	18	25	3	110	4	12,7	1/2	70	15	2	1,89	21,28	10,64	40
160	18	25	3	125	4	15,9	5/8	75	18	2	2,41	25,96	12,98	50
175	19	25	3	135	4	15,9	5/8	75	18	2	2,96	32,44	16,22	60
185	19	25	3	145	4	15,9	5/8	75	18	3	3,21	52,02	17,34	70
200	20	25	3	160	4	15,9	5/8	75	18	3	3,84	62,40	20,80	80
215	20	25	3	170	4	15,9	5/8	75	18	3	4,37	69,61	23,20	90
230	20	28	3	180	4	19,0	3/4	85	21	3	4,96	76,94	25,65	100
260	21	28	3	210	4	19,0	3/4	85	21	3	6,26	99,82	33,27	125
290	22	28	3	240	6	19,0	3/4	85	21	3	7,69	124,70	41,57	150
320	22	30	3	270	6	19,0	3/4	85	21	3	8,96	151,00	50,33	175
350	23	30	3	300	6	19,0	3/4	85	21	3	10,71	180,00	60,00	200
370	23	30	3	320	6	19,0	3/4	85	21	3	11,02	207,89	69,30	225
400	24	30	3	350	8	19,0	3/4	100	21	3	12,98	240,79	80,26	250
425	25	30	3	375	8	19,0	3/4	100	21	3	14,41	274,37	91,46	275
450	25	30	3	400	8	19,0	3/4	100	21	3	15,32	308,68	102,89	300
490	26	35	4	435	10	22,2	7/8	105	25	3	19,48	351,20	117,07	325
520	26	35	4	465	10	22,2	7/8	105	25	3	21,29	390,79	130,26	350
550	27	35	4	495	10	22,2	7/8	105	25	3	24,29	420,70	140,23	375
575	27	35	4	520	10	22,2	7/8	105	25	3	25,44	461,55	153,85	400
600	28	35	4	545	12	22,2	7/8	105	25	3	27,64	490,73	163,58	425
630	28	35	4	570	12	22,2	7/8	105	25	3	29,89	536,39	178,80	450
655	29	40	4	600	12	22,2	7/8	105	25	3	32,41	584,33	194,78	475
680	30	40	4	625	12	22,2	7/8	105	25	3	34,69	633,50	211,17	500
740	33	40	5	675	14	25,4	1	120	28,5	3	44,28	727,26	242,42	550
790	33	40	5	725	16	25,4	1	120	28,5	3	47,41	811,52	270,51	600
840	33	40	5	775	18	25,4	1	120	28,5	3	50,13	921,84	307,28	650
900	33	40	5	830	18	25,4	1	120	28,5	3	56,50	1046,45	348,82	700
950	33	40	5	880	20	25,4	1	120	28,5	3	59,81	1171,90	390,63	750

Die normalen Wandstärken s gelten für Rohre, die einem Betriebsdrucke von etwa 10 atm und einem Probedrucke von höchstens 20 atm ausgesetzt sind und vor allem Wasserleitungszwecken dienen. Für gewöhnliche Druckverhältnisse von Wasserleitungen (4 bis 7 atm) ist eine Verminderung der Wandstärken zulässig, ebenso für Leitungen,

in denen nur ein geringer Druck herrscht (Gas-, Wind-, Kanalisationsleitungen u. s. w.). Für Dampfleitungen, die größeren Temperaturunterschieden und dadurch entstehenden Spannungen, sowie für Leitungen, die unter besonderen Verhältnissen schädigenden äußeren Einflüssen ausgesetzt sind, ist es empfehlenswert, die Wandstärken entsprechend zu erhöhen (vergl. S. 350).

Der äußere Durchmesser des Rohres (D_1) ist feststehend; Änderungen der Wandstärke werden also nur auf den lichten Durchmesser des Rohres (D) von Einfluß sein. Als unabänderlich normal gilt ferner die innere Muffenform, die Art des Anschlusses an das Rohr und die Fugenweite (Bleifuge) f .

Aus Gründen der Herstellung sind bei geraden Normalrohren Abweichungen von den durch Rechnung ermittelten Gewichten um höchstens $\pm 3\%$ zu gestatten. In den Gewichtsberechnungen ist das spezifische Gewicht des Gußeisens = 7,25 gesetzt worden. — Für die Anordnung der Schraubenlöcher bei den Flanschenrohren gilt die Regel, daß die lotrechte Ebene durch die Rohrachse Symmetrieebene für die Löcher ist und kein Schraubenloch enthält.

Zu beachten ist, daß die übliche Nutzlänge L der Muffenrohre und die übliche Baulänge L der Flanschenrohre von den verschiedenen Fabriken für manche Rohre um 0,5 bis 1,0 m größer ausgeführt werden, so daß bei Bestellungen eine vorhergehende Vereinbarung mit dem Lieferanten geboten erscheint.

Rohre für hohen Druck (für Manometer, Wasserdruckpressen u. s. w.) erhalten Wandstärken von durchgängig $1/4''$ engl.

Innerer Durchmesser										
in engl. Zollen . . .	$1/4$	$3/8$	$1/2$	$5/8$	$3/4$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2,
Innerer Durchmesser										
in mm	6	10	13	16	19	25	32	38	44	51,
Rohrgewicht in kg/lfd. m	2,05	2,5	2,9	3,4	3,9	4,9	6,0	7,0	7,8	9,0.

Überlappt geschweißte Rohre der nachstehenden Tabelle finden vorzugsweise als Dampfkesselrohre (für Lokomotiven, Dampfschiffe, Lokomobilen und in feststehenden Heizrohr- und Wasserrohrkesseln) Verwendung; sie werden auch in etwas größeren Wandstärken, sowie an den Enden erweitert oder verengt oder mit angelöteten Kupferstutzen geliefert. Für Heizungszwecke und für Dampfleitungen mit geringem Innendrucke werden überlappt geschweißte Rohre von etwa $4''$ engl. äußerem Durchmesser an auch in kleineren Wandstärken geliefert.

Die übliche Länge beträgt 4 bis 5 oder 6 m.

(Siehe hierzu die Tabelle S. 355.)

Spiral geschweißte Rohre werden von den Werken der Rheinischen Metallwaren- und Maschinenfabrik in Düsseldorf, Rath und Sömmerda aus zähem Schweißeisen (Festigkeit desselben 3000 bis 3500 kg/qcm) angefertigt.

Die Verbindung dieser Rohre erfolgt für Drücke bis 1 atm mittels aufgenieteter gußeiserner Flanschen (Fig. 325), für Drücke bis 2 atm mittels flacher, loser Flanschen aus Schmiedeeisen, Fig. 326, für Drücke bis 4 atm und darüber mittels aufgenieteter Flanschen aus Winkelisen (Fig. 327), für Rohre von 157 bis 416 mm äußerem Durchmesser und

Überlappt geschweißte Rohre.
Zulässiger Betriebsüberdruck bis 15 atm.

	Äußerer Durchmesser	Gewöhnliche Wandstärke	Flansch-		Lochkreis-durchmesser	Schrauben-			Rohrgewicht	
			Durchmesser	Dicke		Loch-durchmesser	Stärke	Anzahl	ein-schließ-lich	aus-schließ-lich
engl. Z.	mm	mm	mm	mm	mm	engl. Z.			Flansche kg/lfd. m	
1 ^{1/2}	38,1	2 ^{1/4}	96	8	68	11,5	3/8	4	2,20	1,97
1 ^{5/8}	41,3	2 ^{1/4}	99	8	71	11,5	3/8	4	2,40	2,17
1 ^{3/4}	44,4	2 ^{1/4}	103	8	75	11,5	3/8	4	2,57	2,32
1 ^{7/8}	47,6	2 ^{1/4}	106	8	78	11,5	3/8	4	2,74	2,49
2	50,8	2 ^{1/2}	116	10	84	15	1/2	4	3,22	2,97
2 ^{1/8}	54,0	2 ^{1/2}	121	10	89	15	1/2	4	3,50	3,15
2 ^{1/4}	57,1	2 ^{3/4}	124	10	92	15	1/2	4	4,00	3,65
2 ^{3/8}	60,3	3	129	10	97	15	1/2	4	4,60	4,20
2 ^{1/2}	63,5	3	133	12	101	15	1/2	4	4,90	4,45
2 ^{3/4}	69,8	3	140	12	108	15	1/2	4	5,40	4,90
3	76,2	3	146	12	114	15	1/2	4	5,90	5,35
3 ^{1/4}	82,5	3 ^{1/4}	163	12	126	18	5/8	4	7,05	6,35
3 ^{1/2}	88,9	3 ^{1/4}	169	14	132	18	5/8	4	7,66	6,78
3 ^{3/4}	95,2	3 ^{1/4}	175	14	138	18	5/8	4	8,17	7,30
4	101,6	3 ^{3/4}	185	14	148	18	5/8	4	10,00	9,01
4 ^{1/4}	108,0	3 ^{3/4}	191	14	154	18	5/8	4	10,60	9,56
4 ^{1/2}	114,3	3 ^{3/4}	197	14	160	18	5/8	4	11,20	10,10
4 ^{3/4}	120,7	4	204	14	167	18	5/8	4	12,63	11,46
5	127,0	4	226	16	179	21	3/4	4	13,68	12,03
5 ^{1/4}	133,4	4	231	16	184	21	3/4	4	14,35	12,65
5 ^{1/2}	139,7	4 ^{1/2}	239	16	192	21	3/4	4	16,70	14,90
5 ^{3/4}	146,1	4 ^{1/2}	245	16	198	21	3/4	6	17,40	15,55
6	152,4	4 ^{1/2}	254	16	207	21	3/4	6	18,10	16,20
6 ^{1/4}	158,8	4 ^{1/2}	261	16	214	21	3/4	6	19,10	17,00
6 ^{1/2}	165,1	4 ^{1/2}	269	16	222	21	3/4	6	19,70	17,65
6 ^{3/4}	171,5	4 ^{1/2}	275	16	228	21	3/4	6	20,60	18,30
7	177,8	4 ^{1/2}	286	18	240	21	3/4	6	21,70	19,10
7 ^{1/2}	190,5	5 ^{1/2}	300	18	253	21	3/4	6	27,70	24,90
8	203,2	5 ^{1/2}	313	20	266	21	3/4	6	29,90	26,60
8 ^{1/2}	215,9	6 ^{1/2}	327	20	280	21	3/4	6	36,70	33,20
9	228,6	6 ^{1/2}	341	20	294	21	3/4	6	38,90	35,30
9 ^{1/2}	241,3	6 ^{1/2}	354	22	306	21	3/4	8	41,40	37,20
10	254,0	6 ^{1/2}	372	22	323	21	3/4	8	44,30	39,50
10 ^{1/2}	266,7	7	385	22	336	21	3/4	8	49,50	44,50
11	279,4	7 ^{1/2}	404	25	353	21	3/4	8	55,90	49,60
11 ^{1/2}	292,1	7 ^{1/2}	417	25	365	21	3/4	8	58,70	52,10
12	304,8	7 ^{1/2}	430	25	379	21	3/4	8	61,50	54,70
12 ^{1/2}	317,5	8	442	25	392	21	3/4	8	66,00	60,50

jeden zulässigen Druck durch mit Kupfer aufgelötete schmiedeiserne Bunde mit Vor- und Rücksprung und lose Flanschen (Fig. 328) oder auch mittels glattgedrehter, aufgelöteter Bunde und loser Flanschen (passend zu gußeisernen Normalrohren) (Fig. 329), für Rohre von 467 bis 422 mm äußerem Durchmesser und jeden zulässigen Druck mittels

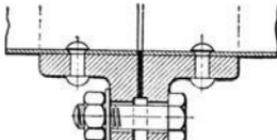


Fig. 325.

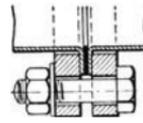


Fig. 326.

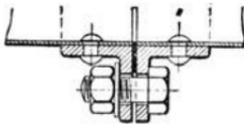


Fig. 327.

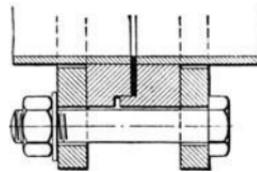


Fig. 328.

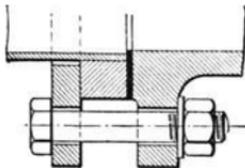


Fig. 329.

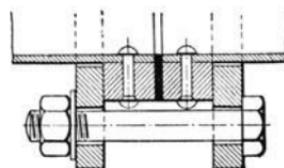


Fig. 330.

glattgedrehter, aufgenieteter schmiedeiserne Bunde und loser Flanschen (passend zu gußeisernen Normalrohren) (Fig. 330); für Drücke bis 5 atm werden die Spiralrohre auch mit angewalzter Muffe ausgeführt.

Abmessungen und Gewichte der von der genannten Firma für normale Baulängen von je 10 m gelieferten spiral geschweißten Rohre sind aus der nachstehenden Tabelle zu entnehmen.

Spiral geschweißte Rohre.

Äußerer Durchmesser	Wandstärke	Betriebsdruck	Probendruck	Gewicht ohne Flanschen	Äußerer Durchmesser	Wandstärke	Betriebsdruck	Probendruck	Gewicht ohne Flanschen
engl. Z. mm	mm	atm	atm	kg/ld. m	engl. Z. mm	mm	atm	atm	kg/ld. m
6 ³ / ₁₆ 157	2,5	24	35	10,0	8 ³ / ₁₆ 208	2,5	18	27	13,8
	3	28	40	12,5		3	22	33	16,5
	3,5	30	45	15,0		3,5	26	39	19,2
7 ³ / ₁₆ 182	2,5	20	30	11,7	9 ³ / ₁₆ 233	2,5	16	24	15,4
	3	25	35	14,5		3	19	28	18,4
	3,5	30	45	17,1		3,5	23	34	21,6

Äußerer Durchmesser		Wandstärke	Betriebsdruck	Probendruck	Gewicht ohne Flanschen	Äußerer Durchmesser		Wandstärke	Betriebsdruck	Probendruck	Gewicht ohne Flanschen
engl. Z. mm		mm	atm	atm	kg/lfd. m	engl. Z. mm		mm	atm	atm	kg/lfd. m
10 ³ / ₁₆	259	2,5	15	22	17,0	18 ³ / ₈	467	4	13	19	49,8
		3	17	25	20,3			5	16	24	62,0
		3,5	20	30	24,0			6	19	27	75,0
12 ¹ / ₄	311	3	15	22	24,7	20 ³ / ₈	517	3,5	10	15	48,2
		3,5	18	27	29,0			4	12	18	55,0
		4	20	30	33,3			5	15	23	68,8
14 ¹ / ₄	362	5	24	34	42,0	22 ¹ / ₂	571	6	18	26	80,0
		3	13	20	29,0			3,5	9,5	14,5	53,3
		3,5	15	23	33,5			4	11	17	60,9
16 ³ / ₈	416	4	17	25	38,5	24 ¹ / ₂	622	5	13	20	76,0
		5	21	29	48,0			6	15	22	91,0
		3,5	13	18	38,8			3,5	8,5	13	58,0
18 ³ / ₈	467	4	15	22	44,3			4	10	15	66,5
		5	18	27	54,7			5	12,5	18,5	83,0
		3,5	11	17	43,5			6	15	22	100,0

3. Nahtlose Rohre.

Derartige Rohre für höhere Drücke werden nach dem Ehrhardt'schen Preßverfahren von den Werken der Rheinischen Metallwaren- und Maschinenfabrik in Düsseldorf, Rath und Sömmerda oder nach dem Walzverfahren von Mannesmann von den Deutsch-Österreichischen Mannesmannröhren-Werken in Remscheid, Bous a. Saar, Rath und Komotau in Böhmen hergestellt.

Nahtlose, glattgezogene Stahlrohre (5 bis 50 mm äußerer Durchmesser) der Rheinischen Metallwaren- und Maschinenfabrik.

Wandstärke mm	Äußerer Durchmesser in mm									
	5 bis 10	über 10 bis 15	über 15 bis 20	über 20 bis 25	über 25 bis 30	über 30 bis 35	über 35 bis 40	über 40 bis 45	über 45 bis 50	
0,5	5,36	5,30	5,80	6,13	6,69					
über 0,5 bis 0,6	4,18	4,18	4,72	5,01	5,57	5,83	6,39	6,69		7,24
„ 0,6 „ 0,7	3,62	3,62	4,18	4,45	5,01	5,27	5,83	6,13		6,69
„ 0,7 „ 0,8	3,62	3,34	3,90	4,20	4,95	5,10	5,70	5,90		6,50
„ 0,8 „ 0,9	3,62	3,34	3,73	4,02	4,72	5,01	5,57	5,83		6,39
„ 0,9 „ 1	3,62	3,34	3,55	3,80	4,40	4,65	5,20	5,45		6,10
„ 1 „ 1,2	3,62	3,34	3,47	3,62	4,18	4,43	5,01	5,27		5,83
„ 1,2 „ 1,4	3,62	3,34	3,90	4,18	4,72	5,01	5,57	5,83		6,39
„ 1,4 „ 1,6	3,62	3,40	3,95	4,25	4,85	5,10	5,65	6,00		6,50
„ 1,6 „ 1,8	3,62	3,47	4,02	4,43	5,01	5,27	5,83	6,13		6,69
„ 1,8 „ 2	3,62	3,60	4,40	4,75	5,50	5,90	6,50	6,70		7,70
„ 2 „ 2,5	3,62	3,73	4,59	5,01	5,83	6,26	7,10	7,20		8,20
„ 2,5 „ 2,75	3,74	3,90	4,72	5,27	6,13	6,69	7,64	8,06		8,92
„ 2,75 „ 3	3,90	4,18	5,01	5,57	6,69	7,21	8,20	8,49		9,31
„ 3 „ 3,25	4,04	4,22	5,14	5,70	6,97	7,51	8,56	8,98		9,95
„ 3,25 „ 3,5	4,18	4,29	5,27	5,83	7,24	7,80	8,92	9,47		10,59

Die Firma fertigt nahtlose Rohre bis 300 mm äußeren Durchmesser.

Nahtlose Mannesmann-Stahlrohre werden — wenn nicht anders bestimmt — auf 50 kg/qcm Überdruck geprüft.

(Siehe hierzu die Tabelle S. 359.)

Nahtlose Mannesmann-Muffen-Stahlrohre finden als Ersatz für gußeiserner Rohre Verwendung; sie sind gegen Verrosten durch Heißasphaltierung und Umhüllung mit geteilter Jute geschützt.

Mannesmann-Muffen-Stahlrohre (Fig. 331).

Lichtweite des Rohres D	Wandstärke des Rohres s	Innendurchmesser der Muffe D_1	Stärke der Dichtungsfuge f	Muffentiefe t	Ungefähres Gewicht (einschl. Juteumhüllung) kg/lfd. m
mm	mm	mm	mm	mm	
40	3	60	7	87	3,85
50	3	71	7,5	91	4,9
60	3	81	7,5	94	5,5
70	3 ^{1/4}	91,5	7,5	97	6,5
80	3 ^{1/2}	102	7,5	99	8,6
90	4	113	7,5	102	10,5
100	4	123	7,5	105	11,6
125	4	149	7,5	109	14,0
150	4 ^{1/2}	176	7,5	112	19,0
175	5	202	7,5	115	25,5
200	5 ^{1/2}	226	8	117	30,0
225	6 ^{1/2}	251	8	120	40,0
250	7	277	8,5	123	53,0

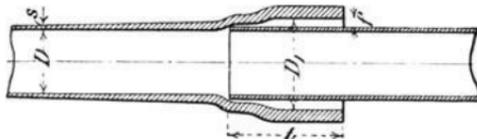


Fig. 331.

Fig. 332 zeigt die durch einen heiß aufgezogenen Ring verstärkte Muffe eines Mannesmann-Stahlrohres.

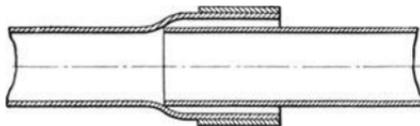


Fig. 332.

Nahtlose Mannesmann-Stahlrohre
für Wasser-, Dampf- und Luftleitungen.

Äußerer Durchmesser		Wandstärke	Flanschen- durchmesser	Flanschen- stärke	Flanschen- lochkreis	Schraubenloch- durchmesser	Anzahl der Schrauben- löcher	Ungefähres Gewicht (einschließlich Flanschen) in
engl. Z.	mm							
1 ^{1/2}	38	2,25	96	8	68	11,5	3	2,40
1 ^{5/8}	41,5	2,25	99	8	71	11,5	3	2,40
1 ^{3/4}	44,5	2,25	103	8	75	11,5	3	2,52
1 ^{7/8}	47,5	2,25	106	8	78	11,5	3	2,74
2	51	2,50	116	10	84	14	3	3,22
2 ^{1/8}	54	2,50	121	10	89	14	3	3,50
2 ^{1/4}	57	2,75	124	10	92	14	3	4
2 ^{3/8}	60	3	129	10	97	14	3	4,60
2 ^{1/2}	63,5	3	133	12	101	14	3	4,90
2 ^{3/4}	70	3	140	12	108	14	4	5,40
3	76	3	146	12	114	14	4	5,90
3 ^{1/4}	83	3,25	163	12	126	17	4	7,05
3 ^{1/2}	89	3,25	169	14	132	17	4	7,66
3 ^{3/4}	95	3,25	175	14	138	17	4	8,17
4	102	3,75	185	14	148	17	4	10
4 ^{1/4}	108	3,75	191	14	154	17	4	10,60
4 ^{1/2}	114	3,75	197	14	160	17	4	11,20
4 ^{3/4}	121	4	204	14	167	17	4	12,63
5	127	4	226	16	179	21	4	13,68
5 ^{1/4}	133	4	231	16	184	21	4	14,35
5 ^{1/2}	140	4,5	239	16	192	21	4	16,70
5 ^{3/4}	146	4,5	245	16	198	21	6	17,40
6	152	4,5	254	16	207	21	6	18,10
6 ^{1/4}	159	4,5	261	16	214	21	6	19,10
6 ^{1/2}	165	4,5	269	16	222	21	6	19,70
6 ^{3/4}	171	4,5	275	16	228	21	6	20,60
7	178	4,5	286	18	240	21	6	21,70
7 ^{1/2}	191	5,5	300	18	253	21	6	27,70
8	203	5,5	313	20	266	21	6	29,91
8 ^{1/2}	216	6,5	327	20	280	21	6	36,67
9	229	6,5	341	20	294	21	7	38,92
9 ^{1/2}	241	6,5	354	22	306	21	7	41,44
10	254	6,5	372	22	323	21	7	44,26
10 ^{1/2}	267	7	385	22	336	21	7	49,52
11	279	7,5	404	25	353	21	8	55,90
11 ^{1/2}	292	7,5	417	25	365	21	8	58,71
12	305	7,5	430	25	379	21	8	61,48

c) Kupferrohre.

Die Rohre werden entweder hart gelötet (also mit Naht) in Lichtweiten von 4 bis 250 mm bei Wandstärken von 0,75 bis 6 mm und gezogen oder gewalzt (ohne Naht) in Lichtweiten von 3 bis 250 mm bei Wandstärken von 0,5 bis 6 mm, ferner auf elektrolytischem Wege bis 1500 mm Lichtweite hergestellt in den Handel gebracht.

Bei gebogenen Kupferrohren mit kleinen Lichtweiten empfiehlt es sich, den Halbmesser der gekrümmten Mittellinie mindestens gleich dem 2- bis 3fachen, bei großen Lichtweiten gleich dem 4- bis 5fachen Rohrdurchmesser zu nehmen.

Über die Wandstärke, Flanschenverbindung u. s. w. kupferner Rohre s. unter nachstehenden „Normalien“.

d) Normalien zu Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung, aufgestellt vom Verein deutscher Ingenieure 1900¹⁾.

Hierzu die Abbildungen auf S. 368 bis 371, sowie die Tabellen auf S. 364 bis 367.

1. Geltungsbereich hinsichtlich des Rohrdurchmessers und des Dampfdruckes; Prüfungsdruck.

Die Normalien gelten für Rohrdurchmesser von 30 bis 400 mm und für einen inneren Betriebsüberdruck von 8 bis 20 atm; für Rohre von mehr als 300 mm Durchmesser ist außerdem eine Zahlenreihe der Abmessungen für 15 atm Überdruck aufgestellt.

Die Einzelstücke sind bei gewöhnlicher Temperatur mit dem zweifachen höchsten Betriebsdrucke zu prüfen, und dabei sind die Rohre, während sie unter Druck stehen, mit dem Hammer abzuklopfen. Es empfiehlt sich, auch die fertigen Rohrleitungen zu prüfen, und zwar nach den für Dampfkessel geltenden Vorschriften.

Für die Rohrdurchmesser sind die Zahlen der Normalien für gußeiserne Flanschrohre (s. S. 352) beibehalten worden; für Rohre, deren Durchmesser zwischen den in jenen Normalien angegebenen Stufen liegen, sollen jeweils die Maße der höheren Stufe gewählt werden.

2. Druckfläche der Flanschverbindungen.

Die den Festigkeitsberechnungen zugrunde gelegte Druckfläche der Flanschverbindungen ist gleich der Kreisfläche, die sich bis zur Außenkante der Dichtungsringfläche erstreckt.

3. Baustoffe.

α) Gußeisen darf bis 8 atm Druck zu Rohren, Formstücken und Ventilkörpern für alle Durchmesser,

von 8 bis 13 atm zu Ventilkörpern und Formstücken für alle Durchmesser, zu Rohren nur bis 150 mm Durchmesser,

von 13 bis 20 atm überhaupt nicht verwendet werden, mit Ausnahme von Ventilen bis 50 mm Durchmesser.

¹⁾ Zu beziehen von der Geschäftsstelle des Vereins deutscher Ingenieure, Berlin NW., Charlottenstraße 43.

Das Gußeisen muß mindestens eine Biegezugfestigkeit $K_b = 2500$ kg/qcm bei 18 mm Durchbiegung besitzen, gemessen an quadratischen Stäben mit Gußhaut, die 30 mm Seitenlänge des Querschnittes haben, und deren freie Auflagerlänge 1 m beträgt.

β) Bronze. Für Ventilkörper und Formstücke ist Bronze zulässig, vorausgesetzt, daß die Bronze eine Zugfestigkeit von mindestens $K_z = 2000$ kg/qcm bei mindestens $\varphi = 15\%$ Dehnung besitzt.

Da die Streckgrenze der Bronze (aus 87 Cu, 8,7 Sn, 4,3 Zn oder aus 91 Cu, 5 Sn, 4 Zn bestehend) $\sigma_f = 900$ kg/qcm beträgt, so ist — bei gewöhnlicher Temperatur — für die Arbeitsbelastung (= halbe Probelastung) $k_z \geq 450$, nur ausnahmsweise bis 500 kg/qcm zu wählen.

γ) Kupfer soll eine Festigkeit von mindestens $K_z = 2100$ kg/qcm bei mindestens $\varphi = 35\%$ Dehnung besitzen. (Vorschrift der Kaiserlichen Marine.)

δ) Schweißisen, Flußeisen, Stahlguß. Aus Schweißisen oder Flußeisen können angefertigt werden: die Schrauben; aus Schweißisen, Flußeisen oder Stahlguß: die Flansche; aus Schweißisen oder Flußeisen: die Rohrwandungen, sofern sie nicht aus Kupfer bestehen sollen. Die Ventile werden aus Stahlguß, die Formstücke aus Stahlguß oder Schweißisen hergestellt, sofern nicht Bronze gewählt wird oder nach dem unter 3 α) Gesagten Gußeisen zulässig ist.

Die Zahlen der Festigkeit und der Dehnung sollen betragen

für Schweißisen: in der Längsrichtung	$K_z \geq 3400$ kg/qcm,	$\varphi \geq 12\%$;
„ „ Querrichtung	$K_z \geq 3200$ „	$\varphi \geq 8\%$;
„ Flußeisen:	$K_z \geq 4500$ „	$\varphi \geq 22\%$;
„ Stahlguß:	$K_z \geq 3800$ „	$\varphi \geq 20\%$.

Die Probestäbe sind den Rohren zu entnehmen.

4. Schrauben.

Die Beanspruchung bei 20 atm Arbeitsdruck soll im Schraubenkern betragen:

bei Schrauben von $\frac{5}{8}$ " engl. Durchmesser	höchstens $k_z = 240$ kg/qcm,
„ „ „ $\frac{3}{4}$ " „ „	$k_z = 310$ „
„ „ „ $\frac{7}{8}$ " „ „	$k_z = 335$ „
„ „ „ 1" „ „	$k_z = 415$ „
„ „ „ $1\frac{1}{8}$ " „ „	$k_z = 445$ „

Die Anzahl der Schrauben soll gerade sein. In der Symmetrieebene der Ventile sollen keine Schrauben sitzen.

Für Schrauben von $\frac{5}{8}$ ", $\frac{3}{4}$ ", $\frac{7}{8}$ ", 1", $1\frac{1}{8}$ " engl. Durchmesser erhalten die Schraubenlöcher 17, 21, 24, 28, 32 mm Durchmesser.

5. Rohrwandungen.

Die Rohrwandungen dürfen nur bis zu den nachstehend angegebenen Grenzen aus Gußeisen bestehen; sonst aus Schweißisen, aus geschweißtem oder gezogenem Flußeisen oder aus Kupfer.

α) Gußeisen. Bis 8 atm ist Gußeisen für die Rohrwandungen bei allen Durchmessern, von 8 bis 13 atm nur bis 150 mm Durchmesser zulässig; von 13 bis 20 atm ist es nicht mehr zulässig.

β) Schweiß Eisen, Flußeisen sollen in den Rohrwandungen bei den weitesten Rohren — 400 mm Durchmesser — durch den inneren Druck höchstens mit $k_z = 400 \text{ kg/qcm}$ beansprucht werden.

Die Wanddicken s (in mm) in der Tabelle auf S. 364 sind bis $D = 200$ mm Durchmesser nach der Formel $s = \frac{pD}{700} + 1$ berechnet, wo p den höchsten Betriebsdruck in atm bezeichnet; von da an nimmt die Beanspruchung des Eisens allmählich zu, bis die Wanddicke für Rohre von 400 mm Durchmesser der Formel $s = \frac{pD}{800}$ entspricht.

Stumpf geschweißte Rohre — sog. Gasrohre — sollen nicht verwendet werden, sondern nur nahtlose oder überlappt geschweißte.

γ) Kupfer. Für die Wandungen kupferner Rohre sollen die Bestimmungen der Kaiserlichen Marine maßgebend sein, welche anordnen:

$$s = \frac{pD}{400} + 1,5 \text{ für Rohre bis 100 mm Durchmesser,}$$

$$s = \frac{pD}{400} \text{ für Rohre von 125 mm Durchmesser und darüber.}$$

(s und D in mm, p in atm.)

Kupferne Rohre von 125 mm l. W. und darüber für Dampf von mehr als 8 atm sind mit verzinktem Stahldrahttau so zu umwickeln, daß die Tauspiralen sich berühren, und daß bei dem Bruché des Taus in einer Spirale die anliegenden anderen Tauspiralen nicht lose werden; für die Dicke des Taus gelten folgende Maße:

Lichte Rohr- weite in mm	125–150	155–200	205–250	255–300	305–350	355–400
Umfang des Drahttaues in cm	0,75	1,0	1,25	1,5	1,75	2,0

Die Umwicklung ist mit einem guten Anstrich von Leinölfirnis zu versehen.

Wenn möglich, sind gezogene Rohre zu verwenden.

6. Flanschen.

α) Flansch- und Bundköpfe für lose Flanschen.

Die Verbindung der Flanschen mit den Rohren durch Lötung allein ist nur für Rohre bis zu 50 mm Durchmesser zulässig; bei Rohren über 50 mm Durchmesser muß die Sicherung der Flanschköpfe gegen Abschieben von den Rohren durch Schweißen oder Nieten, durch Aufrollen, mittels Gewindes oder durch Umbördeln erzielt werden.

Bei Kupferrohren sind die Flansch- und Bundköpfe in Bronze auszuführen.

Für überhitzten Dampf sind Verbindungen, die nur mittels Lötung hergestellt sind, nicht zulässig.

β) Flansch- und Schraubenkreisdurchmesser.

Bis zu 80 mm Durchmesser stimmen die Flansch- und Schraubenkreisdurchmesser mit den Maßen der gußeisernen Flanschrohre für geringen Druck (s. S. 353) überein; über 80 mm Durchmesser hinaus sind sie größer.

γ) Dichtung.

Bei Anwendung von glatten Flanschen sind solche Dichtungsringe zu wählen, die durch hohen Dampfdruck nicht herausgedrückt werden können.

Werden solche Flanschen angewendet, die einander centrieren, so ist der eine Flansch mit einem vorstehenden Rande, der andere mit einer entsprechenden Eindrehung zu versehen. Bei Ventilgehäusen soll der Flansch auf der Seite des einströmenden Dampfes die Nut, der auf der anderen die Feder enthalten. Wo das Bedürfnis vorliegt, einen Blindflansch einzuziehen zu können, soll der vorspringende Teil des Centrierringes fortfallen.

Die in die Normalien aufgenommenen Dichtungen sind entweder metallische oder weiche.

Von metallischen Dichtungen werden der gewellte Kupfering zwischen glatten Flanschen und die metallene Linse mit geschliffenen Kugelflächen benutzt. Die letztere Anordnung gestattet Richtungsänderungen in der Rohrleitung und ist, weil jedes Dichtungsmittel fortfällt, die zuverlässigste, wenn auch teuerste Dichtung.

Von weichen Dichtungen erscheint die durch runde Schnur in Dreiecksnute mit Centrierring besonders empfehlenswert. Die Packung ist eingeschlossen und wird durch den Dampfdruck in den keilförmigen Winkel hineingedrückt. Beim Anziehen des Flansches wird Metall auf Metall gepreßt, so daß der Flansch — und mit ihm das Rohr — nicht schief gezogen werden kann. Ein einmal angezogener Flansch hält für alle Drücke dicht. Die runde oder auch mit anderem Querschnitt versehene Dichtungsschnur läßt sich über den Centrierring hinüberziehen und wird durch ihre Spannung festgehalten; infolgedessen lassen sich die Flanschen in jeder Stellung, auch wenn der Ring an einem wagrecht gestellten oder nach unten gerichteten Flansch sitzt, zusammenbringen, ohne daß der Ring abfällt. Der vorstehende Rand centriert die Rohre. Der Spielraum in der inneren Fuge gestattet bei einer etwa zu stark gewählten Packung dem Überschuß herauszudringen. Die Dichtung mit rechteckiger Nut und Feder hält die Packung eingeschlossen und centriert die Rohre. Um das Zusammenschrauben der Flanschen zu erleichtern, muß die Nut etwas weiter sein als die Feder.

Bei der in den Abbildungen (S. 370) ebenfalls aufgenommenen Flanschverbindung für Kupferrohre von Gebr. Sulzer in Winterthur wird in das in kaltem Zustande aufgeweitete Rohrende eine Art Linse eingesetzt, während es den Flansch außen dicht umfaßt. Genannte Firma hat diese Verbindung seit mehreren Jahren bei hohem Dampfdruck für Rohre bis 200 mm Durchmesser, bei Zwischendampfleitungen für solche bis 350 mm Durchmesser mit gutem Erfolge ausgeführt; sie hat den Vorzug, daß sie ganz auf kaltem Wege hergestellt wird, daher frei von Gefahr infolge zu hoher Erwärmung ist und dem Rohrende eine bedeutende Elastizität sichert.

Zusammenstellung der Maße für Normalien zu
Hierzu die Abbildungen

Lichter Durchmesser des Rohres	Wanddicke ¹⁾					Flanschdurchmesser	Lochkreisdurchmesser	Dichtung							
	des Rohres bei Ausführung in							mit Nute und Feder				mit Linsen			
	Schweiß- oder Flußeisen		Kupfer ²⁾	am Hals des Ventils bei Ausführung in Bronze				Innerer Durch- messer der Nute	Breite der Nute ²⁾	Tiefe der Nute	Durchmesser der Dichtungsschnur bei dreieckiger Nute	Äußerer Durch- messer der Linse	Radius der Wölbung	Breite der Dichtungsfläche	Dicke der Linse
	im Rohr- schaft	am Bord- ring													
<i>D</i>	<i>s</i>	<i>s</i> ₁	<i>s</i> ₂	<i>s</i> ₃	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>E</i>	<i>R</i>	<i>c</i>	<i>d</i>		
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	

I. Rohrleitungen von

30	2,25	2,25	3	8	125	95	48	8	4	5	55	50	4	10
40	2,25	2,25	3,5	9	140	110	60	8	4	5	68	60	4	12
50	2,5	2,5	4	10	160	125	72	8	4	5	80	70	5	12
60	3	3	4,5	11	175	135	84	8	4	5	93	85	5	14
70	3	3	5	12	185	145	94	8	4	5	106	100	5	14
80	3,5	3,5	5,5	13	200	160	105	8	4	5	120	115	6	16
90	4	4	6	14	220	180	116	8	4	5	134	135	6	16
100	4	4	6,5	15	240	190	128	11	5	7	148	155	7	18
125 ⁵⁾	5	5	6,5	16	270	220	154	11	5	7	176	180	7	20
150 ⁵⁾	5,5	5,5	7,5	18	300	250	182	11	5	7	207	210	8	20
175	6	12	9	20	330	280	212	11	5	7	238	240	8	22
200	7	14	10	22	360	310	242	11	5	7	269	270	8	22
225	7	14	11,5	24	390	340	272	14	5	8	300	305	10	24
250	8	16	12,5	26	420	370	300	14	5	8	330	340	10	24
275	8	16	14	28	450	400	330	14	5	8	360	385	10	26
300	9	18	15	30	480	430	360	14	5	8	390	430	10	26
325	9	18	16,5	32	520	465	390	14	5	8	420	475	12	28
350	10	20	17,5	34	550	495	420	14	5	8	450	520	12	28
375	10	20	19	36	580	525	450	14	5	8	480	565	12	30
400	10	20	20	38	605	550	476	14	5	8	510	610	12	30

II. Rohrleitungen von

325	8	16	12,5	26	495	445	376	14	5	8	405	415	10	24
350	8	16	14	28	525	475	406	14	5	8	435	460	10	26
375	9	18	15	30	555	505	436	14	5	8	465	505	10	26
400	9	18	16	32	585	535	465	14	5	8	505	550	12	28

¹⁾ Diese Maße gelten nur für Rohre von Schweißeisen bzw. Flußeisen oder Kupfer. Von 8 bis 13 atm Überdruck und bis 150 mm Durchmesser ist es zulässig, gußeiserne Rohre zu verwenden, wozu die Wanddicken und Flanschen der deutschen Rohrnormalien entsprechend zu verstärken und zu ändern sind.

²⁾ Die in der Maßtafel angegebenen Wanddicken für Kupferrohre beziehen sich auf 20 (I) und 15 (II) atm Überdruck; bei geringerem Druck sind die Wanddicken nach den Formeln $s = \frac{p D}{400} + 1,5$ (für Rohre bis 100 mm lichter Durchmesser) und $s = \frac{p D}{400}$ (für Rohre von 125 mm lichtigem Durchmesser und darüber) zu bestimmen.

Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung.
auf S. 368 bis 371.

Schrauben ⁴⁾			Flansche											Lichter Durchmesser des Rohres		
Gesamtdruck auf die Schrauben berechnet für $C + 2v$ kg	Durchmesser engl. Z.	Anzahl Durchmesser des Schraubenloches mm	Äußerer Durchmesser A mm	Loser Flansch			Bordring Äußerer Durchmesser G mm	Höhe des aufgeschweißten Bordes f mm	Fester Flansch und Bordring				Flansch am Ventil aus Bronze $h_v =$ mm		für Linsen- dichtung	
				Innerer Durchmesser F mm	Höhe e mm	Höhe			Höhe des Ansatzes auf dem Flansche h_2 mm	Tiefe der inneren Eindrehung i mm						
						aus Stahlguß g mm					aus Bronze h mm					
												aus Stahlguß $g-b$ mm		aus Bronze $h-b$ mm		

8 bis 20 atm Überdruck.

643	1/2	6	14	125	60	16	75	16	16	12	16	12	20	8	7	30
907	1/2	6	14	140	75	17	90	18	18	14	18	14	22	9	9	40
1216	5/8	6	17	160	85	18	100	20	20	16	20	16	24	10	9	50
1571	5/8	6	17	175	90	19	110	21	21	17	21	17	25	12	11	60
1900	5/8	6	17	185	100	20	120	22	22	18	22	18	26	12	11	70
2300	3/4	6	21	200	115	22	135	23	23	19	23	19	27	13	12	80
2737	3/4	6	21	220	125	23	150	24	24	20	24	20	28	13	13	90
3534	3/4	6	21	240	140	24	160	26	26	21	26	21	31	14	14	100
4866	3/4	8	21	270	170	28	190	28	28	23	28	23	33	14	15	125
6537	7/8	8	24	300	195	32	220	30	29	24	30	25	35	14	16	150
8600	7/8	10	24	330	225	37	250	31	30	25	32	27	37	15	17	175
10948	7/8	12	24	360	255	40	280	32	31	26	34	29	39	15	18	200
14137	1	12	28	390	285	42	310	34	32	27	36	31	41	16	19	225
16900	1	12	28	420	315	45	340	36	33	28	38	33	43	17	21	250
20130	1	14	28	450	340	48	370	37	34	29	40	35	45	18	22	275
23648	1	16	28	480	370	50	400	38	35	30	42	37	47	18	23	300
27445	1 1/8	16	32	520	405	52	430	39	36	31	44	39	49	18	25	325
31526	1 1/8	16	32	550	435	55	460	40	37	32	46	41	51	19	27	350
35890	1 1/8	18	32	580	465	58	490	41	38	33	48	43	53	19	28	375
39900	1 1/8	20	32	605	490	60	515	42	40	35	48	43	53	20	29	400

8 bis 15 atm Überdruck.

19230	1	14	28	495	390	45	415	36	33	28	38	33	43	17	21	325
22190	1	16	28	525	415	48	445	38	34	29	40	35	45	17	22	350
25369	1	18	28	555	445	50	475	38	35	30	40	35	45	17	23	375
28633	1	20	28	585	480	52	505	40	36	31	42	37	47	18	25	400

³⁾ Die Feder ist stets 1 mm schmaler als die Nute.

⁴⁾ Die Außenmaße der Muttern entsprechen den Vorschriften der Kaiserlichen Marine für englische und den Beschlüssen des Vereins deutscher Ingenieure für metrische Schraubenmaße.

⁵⁾ Die Flanschverbindungen der Kupferrohre von 125 und 150 mm lichten Durchmesser sind in den Zeichnungen nicht dargestellt; der Unterschied gegenüber den Röhren von 175 mm lichten Durchmesser und darüber besteht darin, daß die Flanschverbindungen der Rohre von 125 und 150 mm lichten Durchmesser nur eine Reihe von Nieten haben. Alle Maße auch dieser Flanschverbindungen sind aus der vorstehenden Tafel zu entnehmen.

Fortsetzung der Tabelle

Lichter Durchmesser des Rohres	Hals für Rohre aus Schweißisen oder Flußeisen								Niete für Rohre aus Schweiß- eisen oder Flußeisen					
	geschraubt oder eingerollt				genietet und gelötet			ge- nietet und ver- stemmt	Durchmesser	Abstand von der Außen- kante des Halses	Abstand von der Innen- kante des Rohres	Anzahl der Niete in einer Reihe bei		
	Höhe des Hals- ansatzes	Dicke des Hals- ansatzes		Tiefe der Ein- rollung	Höhe des Hals- ansatzes	Länge der Aus- sparung	Breite und Länge der Abschrägung					Höhe des Hals- ansatzes	Durchmesser	Abstand von der Außen- kante des Halses
		k	m					m_1	t	n	o			
D	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	

I. Rohrleitungen von

30	18	8	.	1
40	20	8	.	1
50	22	9	.	1
60	24	9	.	1
70	25	10	.	1
80	26	10	.	1
90	27	11	.	1,5
100	28	11	.	1,5
125	32	12	13	1,5
150	42	12	14	2	42	37	6	67	13	23	45	28	10	7
175	45	13	15	2	45	40	7	75	14	24	48	30	11	8
200	47	14	16	2	47	42	8	82	15	25	53	32	12	9
225	50	15	17	.	50	45	9	84	16	26	55	35	14	10
250	52	16	18	.	52	47	10	86	17	27	58	36	15	12
275	52	16	18	.	52	47	11	86	17	27	58	36	16	13
300	55	16	18	.	55	50	12	88	18	28	60	38	17	14
325	55	17	19	.	55	50	13	88	18	28	60	38	18	15
350	58	17	19	.	58	53	13	95	19	30	64	40	19	16
375	58	18	20	.	58	53	14	95	19	30	64	40	20	17
400	60	18	20	.	60	55	14	103	20	32	67	44	21	18

II. Rohrleitungen von

325	52	16	18	.	52	47	10	86	17	27	58	36	18	15
350	52	16	18	.	52	47	11	86	17	27	58	36	19	16
375	55	16	18	.	55	50	12	88	18	28	60	38	20	17
400	55	17	19	.	55	50	13	88	18	28	60	38	21	18

¹⁾ Unter Baulänge des Ventils ist dasjenige Maß verstanden, welches sich von Mitte zu Mitte Ventil ohne Rücksicht auf die Dichtung ergibt, wenn zwei gleiche Ventile aneinander gefügt werden. Die Schenkellängen der normalen

von Seite 364 und 365.

Hals für Rohre aus Kupfer					Niete für Rohre aus Kupfer				Um-börtelung des Kupferrohres		Lichter Durchmesser des Rohres	Baulänge des Ventiles $L^1) = 2D + 150$
Höhe	Dicke		Länge der Aus-sparung	Breite und Länge der Abschrägung	Durchmesser	Abstand von der Außenkante des Halses		Anzahl der Niete in einer Reihe	Breite	Tiefe		
	des Halsansatzes	k_1				v	v_1				o_1	l
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm

8 bis 20 atm Überdruck.

14	7	.	14	5	3	3	30	210
14	8	.	15	5,5	3	3,5	40	230
14	8	.	15	5,5	3,5	3,5	50	250
14	8	.	15	6	3,5	4	60	270
15	8	.	16	6	4	4	70	290
15	9	.	16	6	4	4,5	80	310
16	9	.	16	6	4	4,5	90	330
17	9	.	16	6	4,5	5	100	350
42	9	10	.	6	11	17	.	8	4,5	5,5	125	400
42	9	10	.	6	11	17	.	10	5	6	150	450
71	10	12	.	7	12	19	40	8	5,5	7	175	500
75	11	13	.	8	13	21	43	9	6	8	200	550
79	12	14	.	9	14	23	47	10	7	9	225	600
81	13	15	.	10	15	25	51	12	8	10	250	650
83	14	16	.	11	16	27	55	13	9	11	275	700
88	15	17	.	12	17	29	58	14	10	12	300	750
94	16	18	.	13	18	31	63	15	11	13	325	800
100	17	19	.	13	18	31	63	16	11	14	350	850
105	18	20	.	14	20	33	68	17	12	15	375	900
109	18	20	.	14	20	33	68	18	12	15	400	950

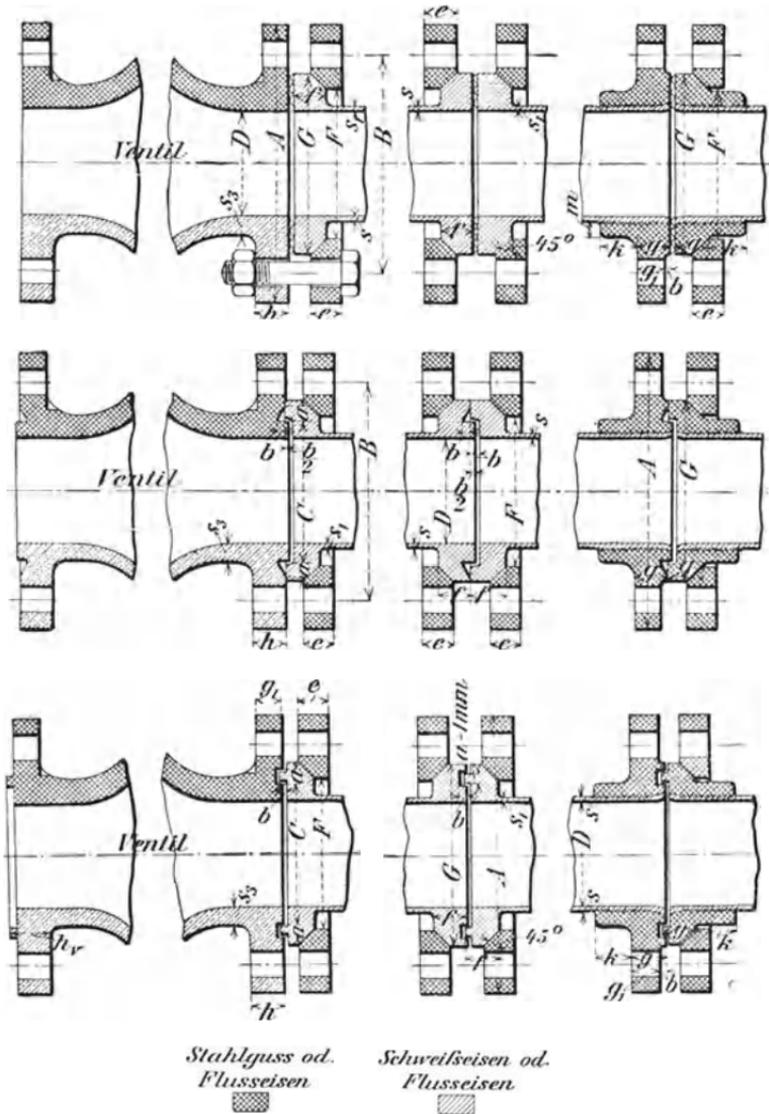
8 bis 15 atm Überdruck.

81	13	15	.	10	15	25	51	15	8	10	325	800
83	14	16	.	11	16	27	55	16	9	11	350	850
88	15	17	.	12	17	29	58	17	10	12	375	900
94	16	18	.	13	18	31	63	18	11	13	400	950

T-Stücke und Krümmen sind gleich der halben Baulänge der Durchgangsventile, also = $D + 75$ mm.

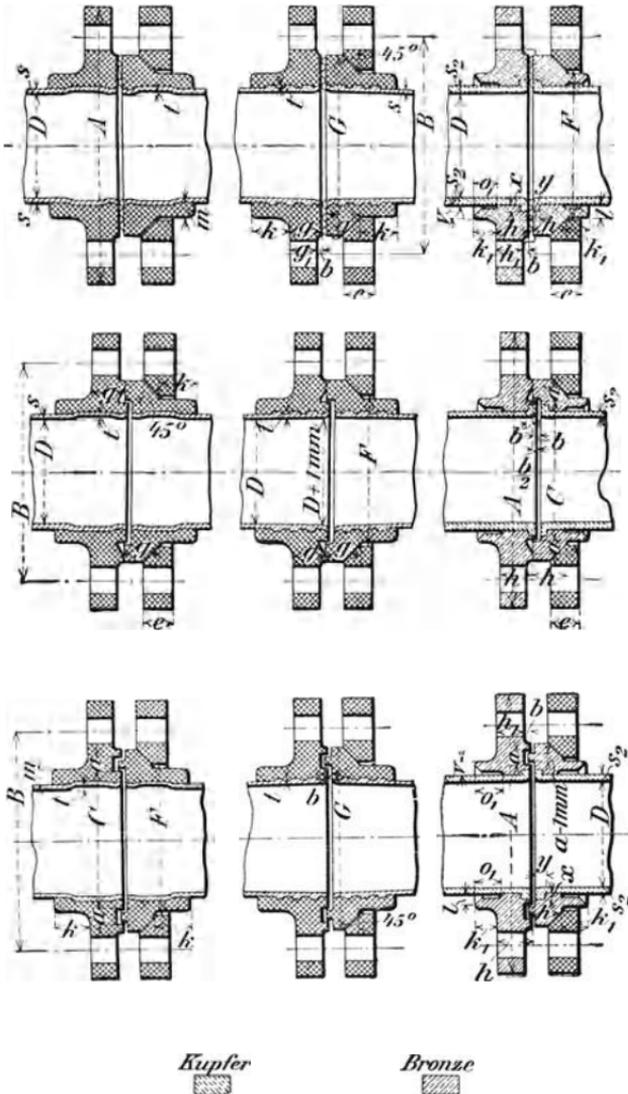
Normalien zu Rohrleitungen für Dampf

Die Abbildungen zeigen Flanschverbindungen für 70 mm lichten bei sonst gleichen Flanschverbindungen, wagrecht nebeneinander eine (Die den eingeschriebenen Buchstaben entsprechenden Maße

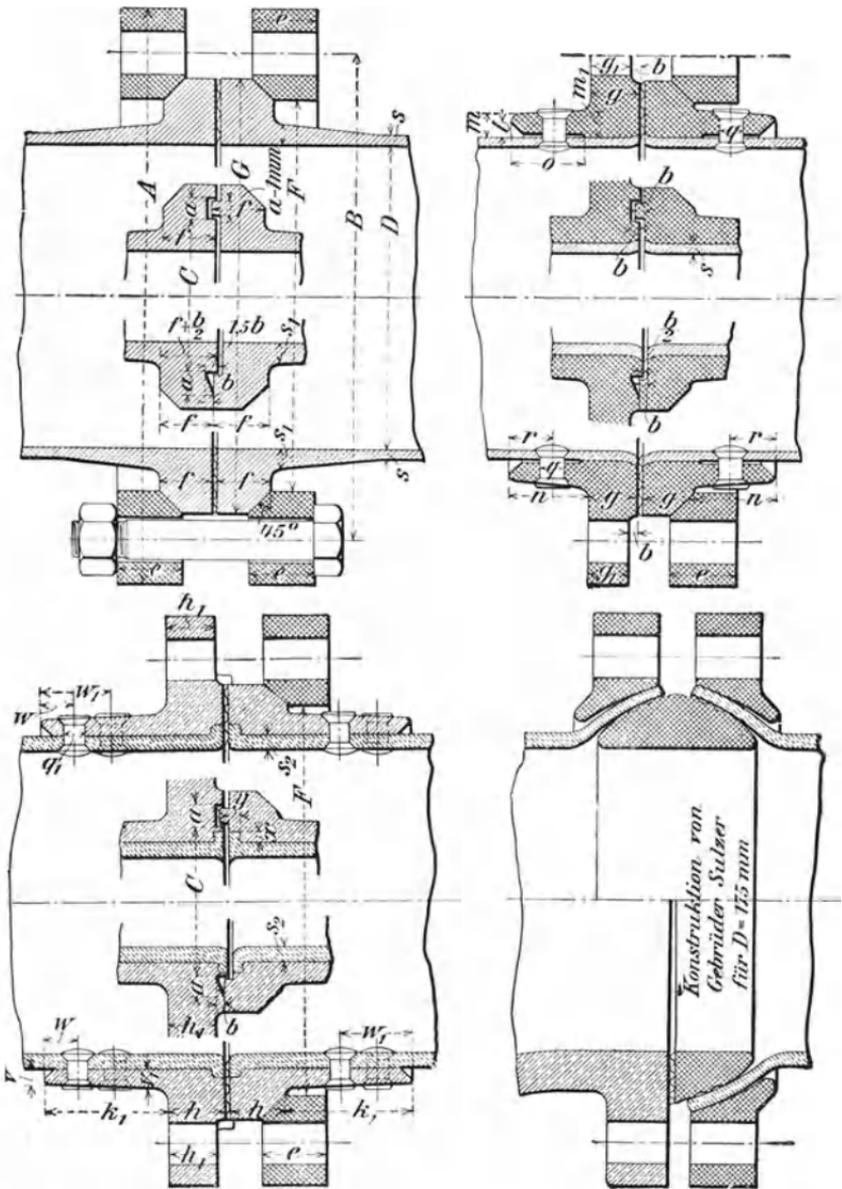


von hoher Spannung (bis 20 atm Überdruck).

Durchmesser, und zwar senkrecht untereinander verschiedene Dichtungen und dieselbe Dichtung bei verschiedenen Flanschverbindungen, sind den Tabellen auf S. 364 bis 367 zu entnehmen.)



Die Abbildungen zeigen Flanschverbindungen für 175 mm lichten Flanschverbindungen bzw. eine und dieselbe (Die den eingeschriebenen Buchstaben entsprechenden

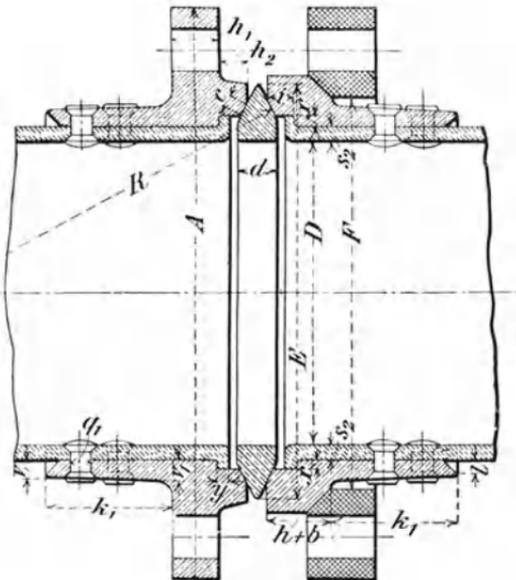
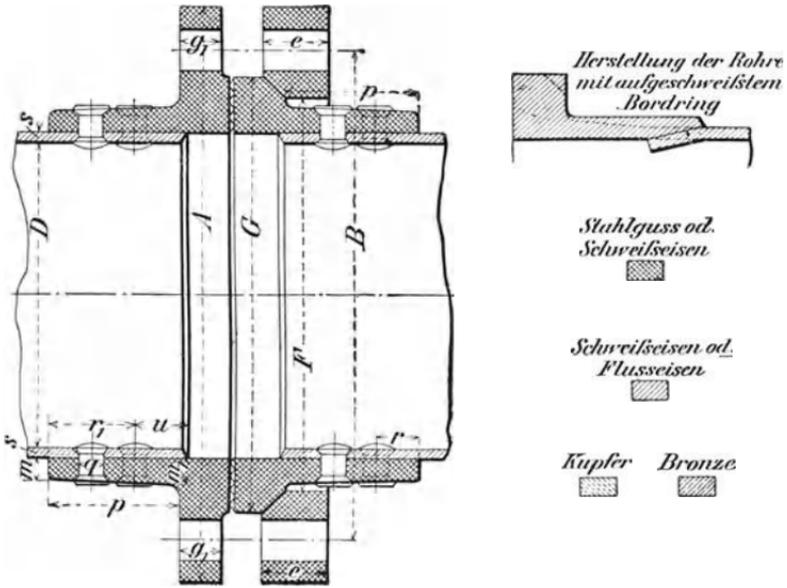


von hoher Spannung (bis 20 atm Überdruck).

371

Durchmesser, und zwar verschiedene Dichtungen bei sonst gleichen Dichtung bei verschiedenen Flanschverbindungen.

Maße sind den Tabellen auf S. 364 bis 367 zu entnehmen.)



C. Ventile.

Die zur zeitweisen Unterbrechung eines Flüssigkeitsstromes erforderlichen Verschlüsse werden als Ventile bezeichnet; sie lassen sich, je nach ihrer zum Zwecke des Freilegens einer vordem abgeschlossenen Öffnung nötigen Bewegung, einteilen in Schieber-, Hub- und Klappenventile.

Bei den Schieberventilen geschieht dies durch die geradlinige oder drehende Bewegung eines plattenförmigen Körpers bezw. eines Ventiles mittels eines Handrades oder dergl. Hierunter gehören Absperrventile und Absperrschieber, Drehschieber und Hähne.

Bei den Hubventilen bewegt sich der Ventilkörper senkrecht zu dem festliegenden Ventilsitz; bei den Klappenventilen oder Klappen erfolgt die öffnende Bewegung des Ventiles durch Drehen desselben um eine Achse und Abheben vom Ventilsitz. Die Bewegung der Ventile kann eine teilweise oder vollkommen zwangläufige oder eine selbsttätige sein.

Zur selbsttätigen Bewegung eignen sich nur die Hub- und Klappenventile, doch lassen sich dieselben auch teilweise oder vollkommen zwangläufig bewegen, wie z. B. bei den auslösenden und zwangläufigen Ventilsteuerungen der Dampfmaschinen u. s. w.

Bei allen Ventilarten ist, um ein Rücktreten der Flüssigkeit zu verhindern, ein vollständig dichtes Abschließen des Ventiles erforderlich.

Damit ein Klemmen und Festsitzen des Ventiles im geöffneten Zustande nicht eintreten kann, ist dasselbe mit einer zuverlässigen Führung zu versehen, deren Gleitflächen zur Vermeidung der Abnutzung und der seitlichen Ablenkung genügend groß sein müssen. Um die Bewegungswiderstände herabzumindern, soll die Flüssigkeit beim Durchströmen durch das Ventil möglichst wenig Richtungs- und Querschnittsänderungen erfahren.

a) Absperrventile.

Fig. 333 zeigt ein gewöhnliches Absperrventil (sog. Bauchventil) für hohen Druck mit schmiedeiserner Brücke und außen liegendem Spindelgewinde nach Ausführung der Firma Schäffer & Budenberg in Magdeburg-Buckau.

Ventilsitz und Ventilkegel sind aus Rotguß gefertigt; ersterer ist durch Umbörtelung des unteren Randes gegen das Herausdrücken gesichert. Die Spindel trägt einen Konus, der bei ganz geöffnetem Ventil gegen die Stopfbüchse abdichtet, so daß letztere auch während des Betriebes verpackt werden kann. Der zwischen die kräftigen

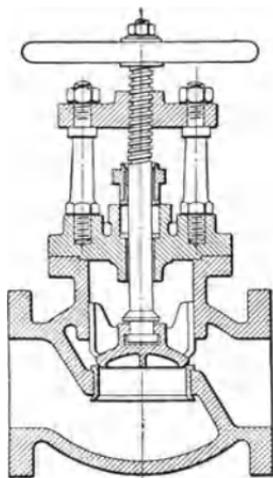


Fig. 333.

Spindelbunde eingehängte Ventilkegel hat obere Führung im ausgedrehten Ventilhalse; über 150 mm Lichtweite sind die Kegel oben und unten durch Flügel geführt. Ventile bis einschließlich 100 mm Durchgangsöffnung erhalten Spindeln aus Rotguß.

Die vor dem Versand einem Probedruck von 30 atm ausgesetzten Ventile werden in folgenden Abmessungen geliefert.

Durchgangs- öffnung	Baulänge	Flanschen- Durchmesser	Lochkreis- durchmesser	Anzahl der Schrauben	Stärke der Schrauben	Durchgangs- öffnung	Baulänge	Flanschen- durchmesser	Lochkreis- durchmesser	Anzahl der Schrauben	Stärke der Schrauben
mm	mm	mm	mm		engl. Z.	mm	mm	mm	mm		engl. Z.
25	155	110	80	4	1/2	110	350	245	195	6	5/8
30	170	120	90	6	1/2	120	370	260	210	6	5/8
35	180	130	100	6	1/2	125	380	260	210	6	5/8
40	200	140	110	6	1/2	130	390	275	220	6	5/8
45	210	150	115	6	1/2	140	410	285	230	6	3/4
50	220	160	125	6	5/8	150	430	290	240	6	3/4
55	230	170	130	6	5/8	175	480	320	270	8	3/4
60	240	175	135	6	5/8	200	530	350	300	8	3/4
65	250	180	140	6	5/8	225	580	370	320	8	3/4
70	260	185	145	6	5/8	250	630	400	350	10	3/4
80	280	200	160	6	5/8	275	680	425	375	10	3/4
90	300	215	170	6	5/8	300	730	450	400	10	3/4
100	330	230	180	6	5/8						

Bei Eckventilen, die eine Änderung der Rohrrichtung um 90° vermitteln, ist der Abstand des unteren Flansches, sowie der des Seitenflansches von der Ventilmitte gleich der halben Baulänge.

Ein Eckventil von Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover mit innen liegendem Spindelgewinde ist in Fig. 334 abgebildet. Es ist darauf zu achten, daß das Spindelgewinde nicht in den Packungsraum der Stopfbüchse treten kann. Mit Rücksicht auf die Verbindung der Spindel mit dem Ventil durch eine Überwurfmutter und die Verpackung der Stopfbüchse unter Druck muß die Flüssigkeit bei geöffnetem Ventil von *a* nach *b* strömen, d. h. gegen die Unterfläche des Ventiles wirken.

Damit die Stopfbüchse auch bei geöffnetem Ventil verpackt werden kann, bildet genannte Firma den oberen Teil der Überwurfmutter und dementsprechend auch den unteren Teil eines in den Deckelhals eingetriebenen Rotgußfutters kegelförmig aus.

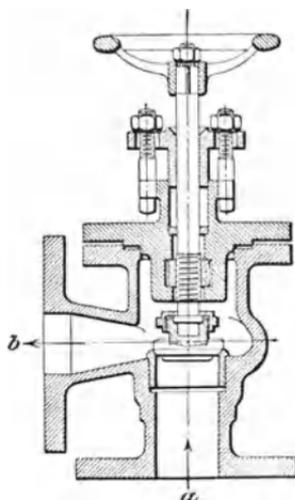


Fig. 334.

Das Fig. 335 ersichtliche Ablaßventil für Dampfkessel von Dreyer, Rosenkranz & Droop wird mit Flansch *b* an den am Kessel befindlichen Ablaßkrümmer befestigt,

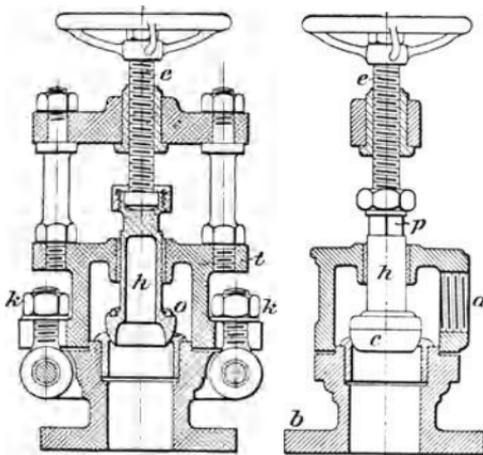


Fig. 335.

so daß der Ablauf bei *a* nach unten mündet. Die Dichtung des Rotgußkegels *c*, der sich mit dem angegossenen Führungsstück *h* bei Drehung der Spindel *e* hebt, ist scharf, d. h. die Kanten des Ventil-sitzes sind fast gar nicht gebrochen, so daß alle Schlamm- und Schmutzteile abgekniffen werden. Sitz und Kegel sind nach Entfernung des Ober-teiles *t* mittels der Klapp-schrauben *k* leicht zugäng-lich. Nach oben dichtet der Kegel *c* durch einen Weichmetallring *o*. Eine Stopfbüchse ist ver-mieden. Durch Drehen des Kegels am Vierkant *p* wird eine Nach-dichtung im Betriebe möglich.

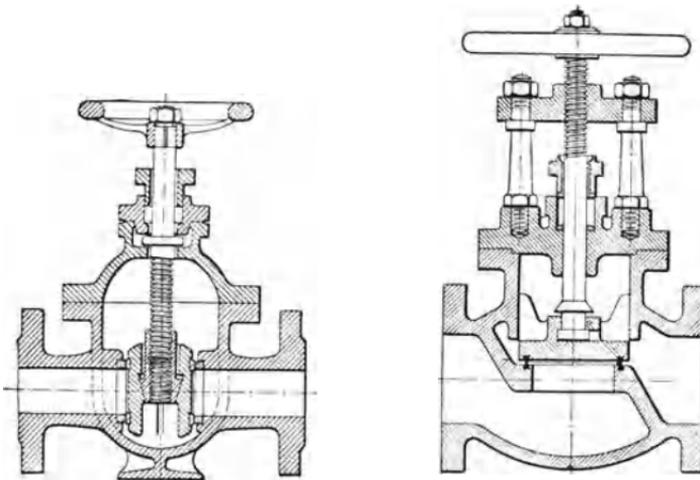


Fig. 336.

Fig. 337.

Ein Absperrventil besonderer Art, das Peet-Ventil, zeigt Fig. 336 nach Ausführung der vorgenannten Firma.

Die Absperrung erfolgt durch zwei gußeiserne Scheiben mit Rotgußringen, die mittels eines auf der Spindel drehbar angeordneten Kegels auseinander und damit auf entsprechende Rotgußsitze der Durchgangsöffnungen gepreßt werden. Für Dampf- und Wasserleitungen von geringer Lichtweite (bis 50 mm Durchgang) werden die Ventile ganz in Rotguß hergestellt.

Für hohe Dampfspannungen und für überhitzten Dampf ist die bisher für Absperrventile allgemein angewandte Rotgußdichtung nicht besonders geeignet, da dieses Material bei höheren Temperaturen an Festigkeit verliert und die Flächen der Sitze und Kegel, besonders wenn der Dampf Unreinigkeiten mitführt, nach kurzer Zeit beschädigt werden, auch ist wegen der ungleichen Ausdehnung von Eisen und Rotguß eine Lockerung der Rotgußsitze zu befürchten.

Um diesen Übelständen zu begegnen, fertigen Schäffer & Budenberg die starkwandigen Ventile nach Fig. 337 mit kräftigen Gußeisenkegeln und mit in Sitz und Kegel eingepreßten Dichtungsringen aus einer geeigneten Metallkomposition, die gleiche Ausdehnung wie Gußeisen hat.

Während der gespannte Dampf bei den gewöhnlichen Absperrventilen unter dem Ventilkegel eintritt, muß er bei den Ventilen, Bauart Daelen, stets über dem Kegel eintreten. Zu dem Zwecke ist, wie Fig. 338 ersichtlich, das Ventil mit zwei Rotgußkegeln ausgerüstet, von denen der kleinere, der eine inmitten des losen Hauptkegels befindliche Öffnung verschließt, unmittelbar an der Ventilspindel befestigt ist. Der cylindrische Hauptkegel ist mit so viel Spiel in den Ventilhals eingepaßt, daß der Dampfdruck sich in den Raum *a* oberhalb der Kegel fortpflanzen, also beide Kegel niederdrücken kann. Sobald die Ventilspindel mit dem kleinen Kegel hochgeschraubt wird, kann der in dem Raume *a* befindliche gespannte Dampf entweichen, und es hebt sich nunmehr der Hauptkegel durch den Dampfdruck ohne Belastung der Spindel selbsttätig. Beim Schließen des kleineren Ventiles bringt der in dem Raume *a* verbleibende gespannte Dampf den Hauptkegel selbsttätig auf seinen Sitz zurück.

Das Ventil läßt sich auch bei hohen Dampfdrücken ohne besondere Kraftanwendung öffnen und schließen.

Die Ventile werden bis zu 300 mm Durchgangsöffnung mit Rotgußspindel und von 350 mm an aufwärts mit Eisenspindeln ausgeführt.

Sogenannte Schnellschlußventile (Fig. 339) gestatten aus größeren Entfernungen mittels eines Drahtzuges bei *z* am Hebel *m*

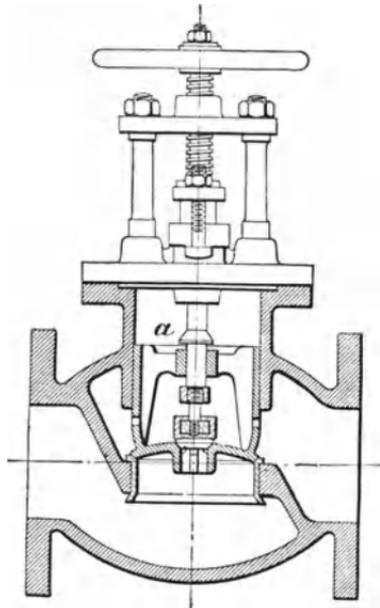


Fig. 338.

oder aus nächster Nähe mittels des Handgriffes h an genanntem Hebel ein schnelles Abschließen der Dampfleitung. Das Ventil hat eine geteilte Spindel. Der mit Gewinde versehene Teil s_1 derselben bewegt sich in der Ventilbrücke b , während der mit dem Ventilkegel verbundene Teil s_2 behufs Öffnens des Ventiles durch einen Überwurf k mit dem Spindelteil s_1 gekuppelt werden muß. Das Ventil ist so in die Leitung einzuschalten, daß der Dampf über dem Kegel eintritt und diesen beim Anlüften des Hebels m auf den Sitz zu drücken bestrebt ist.

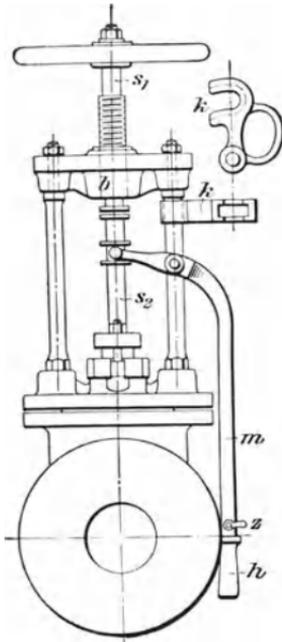


Fig. 339.

Bei dem Schnellschlußventil von Dreyer, Rosenkranz & Droop (Fig. 340) hat die Spindel kein Gewinde, und die Ventilbrücke ist oberhalb und unterhalb zu einem Kreiskeilpaar K ausgebildet, welches dem Ventilhube entsprechen muß; an dem Stellrade und der Spindel ist je ein Knaggenpaar K_1 unter einem Winkel von 90° gegeneinander versetzt angeordnet, und diese bewegen sich auf dem Kreiskeil mit der nötigen Reibung, um in jeder Höhenlage Selbstverstellung zu hindern. Eine halbe Umdrehung öffnet und schließt das Ventil

Um durch plötzlich eintretende Undichtigkeiten in einer Dampfleitung, z. B. beim Losreißen eines Flansches, Zerspringen eines Rohres u. s. w., eintretende Unglücksfälle zu verhüten, sind Selbstschlußventile anzuordnen, die beim Zerreißen eines Teiles der Dampfleitung die Dampfausströmung verhindern.

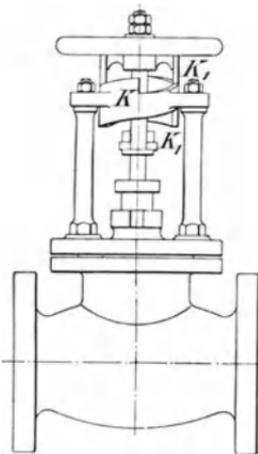


Fig. 340.

Die Wirkung dieser Ventile beruht bei der von Dreyer, Rosenkranz & Droop hergestellten Ausführungsform derselben (Fig. 341) darauf, daß der auf dem Dorn d geführte Ventilteller t , sobald bei a infolge eines Rohrbruches Entlastung eintritt, durch die saugende Wirkung im Rohre a und durch die Expansion des Dampf Kissens unter t an den Sitz gedrückt und hier so lange festgehalten wird, bis die Leitung vom Kessel abgesperrt und der Druck bei e entsprechend gefallen ist. Der Teller, dessen Gewicht entsprechend gewählt und der sogar zuweilen angebohrt wird, fällt dann von selbst zurück. Durch Öffnen des Hahnes p kann der Vorgang beschleunigt werden; ferner kann man durch den Hahn

sich von der Beweglichkeit des Kegels überzeugen. Auch das Dampf-
wasser wird hier entfernt¹⁾.

Fig. 342 zeigt das mit einem gewöhnlichen Absperrventil vereinigte
Selbstschlußventil von Schumann & Co. in Leipzig-Plagwitz. Der
Ventilteller trägt hier noch einen Rotgußkolben *a*, der in dem guß-
eisernen Gehäuse *b* dampfdicht eingeschliffen ist. Die Löcher *c* lassen
den Dampf oberhalb des Kolbens *a* austreten, wenn sich das Ventil im
Falle eines Rohrbruches selbsttätig schließt. Die in dem abgeschlossenen
Raume unterhalb des Kolbens *a* entstehende Saugwirkung veranlaßt, daß
das Ventil ohne Stoß auf seinen Sitz auftrifft und verhindert den un-
beabsichtigten Schluß bei einer aus irgend welchen Gründen in geringem
Maße gesteigerten Dampfgeschwindigkeit²⁾.

Wechselventile (Dreiwege-
ventile) finden bei Dampfmaschinen
Verwendung; sie gestatten je nach
ihrer Stellung das Entweichen des Ab-
dampfes der Maschine in einen Kondensator oder ins Freie.

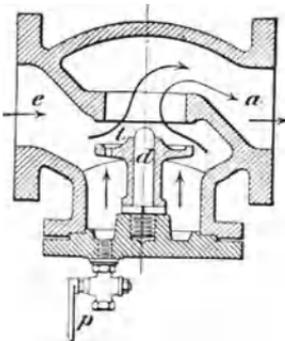


Fig. 341.

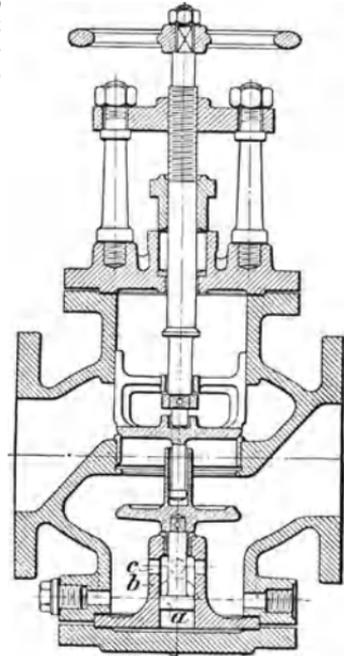


Fig. 342.

Fig. 343 und 344 (S. 378) zeigen Wechselventile von Schäffer &
Budenberg mit je einem seitlichen Einlauf- und einem seitlichen und
einem unteren Auslaufstutzen; letzterer kann anstatt gerade auch als
Krümmerstutzen ausgebildet werden.

Das Ventil (Fig. 343) besitzt einen Doppelkegel aus Rotguß und
Sitze aus demselben Material, das in Fig. 344 dargestellte leichtere

¹⁾ Lethuillier & Pinel haben solche Ventile bereits vor Jahren hergestellt
(vergl. Z. d. V. d. I. 1894, S. 1432).

²⁾ Vergl. auch die Mitteilungen von R. Koch in der Zeitschrift des Vereins
deutscher Ingenieure 1898, S. 644, über das von ihm erfundene „selbsttätige Absperr-
und Regelventil“.

Modell einen Kegel aus Gußeisen mit Weißmetall-Dichtungsringen, die auf abgedrehte Vorsprünge des gußeisernen Ventilgehäuses zu liegen kommen.

Bei hochgeschraubter Spindel ist der seitliche Einlaufstutzen mit dem unteren, bei niedergeschraubter Spindel dagegen mit dem seitlichen Auslaufstutzen verbunden.

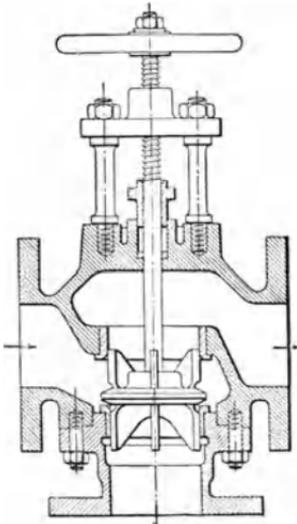


Fig. 343.

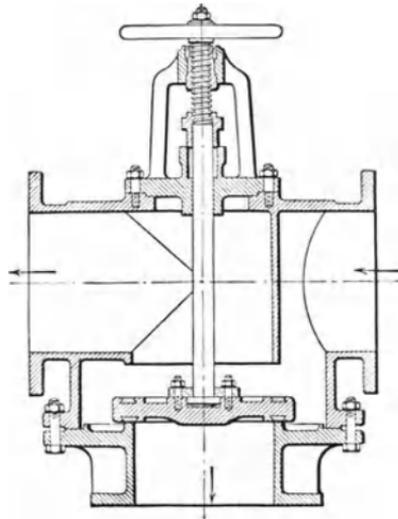


Fig. 344.

Je nach der Art und Beschaffenheit der Flüssigkeit wird bei den Absperrventilen statt metallischer Abdichtung auch solche durch Gummi, Leder, Hanf, Holz, Vulkanfiber (Jenkinsdichtung) oder dergl. verwendet.

Bei unzugänglicher Lage der Absperrventile lassen sich dieselben nicht mehr unmittelbar durch ein Handrad einstellen; in solchen Fällen sind Übersetzungsantriebe anzuwenden.

Die Bedienung hochgelegener Absperrventile erfolgt mittels Stirnrad- oder Kegelradübersetzung und verlängerter Spindel vom Fußboden aus; die Spindel kann in einer Säule oder in einem Wandlager geführt sein. Soll die Bedienung von oben aus erfolgen, so ist die Ventilspindel selbst bis zum Bedienungsort nach oben zu verlängern. Es kann ferner die Bedienung hochgelegener Absperrventile mittels Kette und Kettenrad geschehen, wobei der Antrieb der Ventilspindeln durch eine Stirnradübersetzung bzw. durch Schnecke und Schneckenrad bewirkt wird.

Es empfiehlt sich, alle Übersetzungsantriebe mit Schildern zu versehen, die anzeigen, ob das betreffende Ventil geöffnet oder geschlossen ist.

Um größere Absperrventile gewöhnlicher Bauart auch bei hohen Dampfspannungen leicht öffnen und schließen zu können, sind besondere, vom Hauptventil unabhängige sog. Umlaufventile anzubringen, mittels welcher vor dem Öffnen des Hauptventils Druckausgleich in den über und unter dem Kegel liegenden Räumen hergestellt wird.

Fig. 345 zeigt eine solche Anordnung an einem geraden Durchgangsventil, bei dem die Druckflüssigkeit über dem Kegel eintritt.

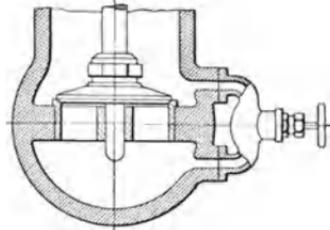


Fig. 345.

b) Absperrschieber.

Die gebräuchliche Konstruktion eines Wasserschiebers mit rundem Querschnitte des zugehörigen Gehäuses zeigt Fig. 346. Baulänge ($l = d + 200$ mm) und Flanschenabmessungen der für Durchgänge bis 800 mm gebauten Schieber entsprechen den vom Verein deutscher Ingenieure und dem deutschen Verein von Gas- und Wasser-Fachmännern aufgestellten Normalien (s. Tabelle auf S. 352 und 353).

Das gußeiserne Gehäuse hat eingepreßte Sitzringe von Rotguß. Der Schieber bildet einen keilförmig abgeschnittenen Cylinder von Gußeisen mit eingewinkelten Rotgußringen in den schrägen Stirnseiten. Spindel und zugehörige Mutter sind ebenfalls von Rotguß gefertigt; erstere erhält Linksgewinde, so daß sich der Schieber bei Rechtsdrehung der Spindel schließt. Die Führung des Schiebers erfolgt durch seitliche Lappen, die, mit hinreichendem Spiel, in Nuten des Gehäuses gleiten.

Für höhere Drücke als 50 atm werden die Gehäuse in Stahlguß ausgeführt.

Dampfschieber werden mit innenliegendem Spindelgewinde in ähnlicher Weise wie die Wasserschieber oder mit außenliegendem Spindelgewichte und Säulenaufsatz — aus zwei Säulen und Brücke von Schmiedeseisen bestehend — ausgeführt. Besondere Rücksicht ist hier darauf zu

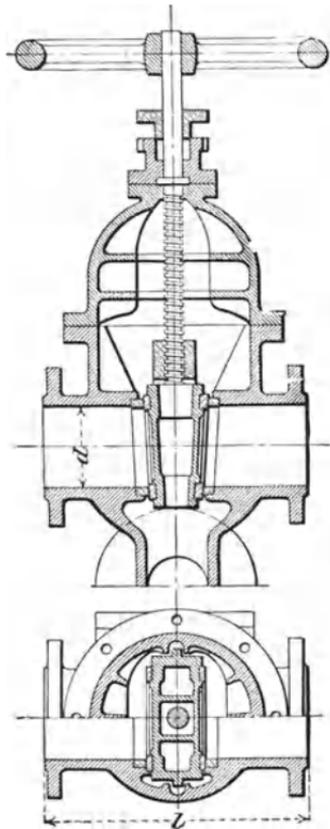


Fig. 346.

nehmen, daß wegen der ungleichen Ausdehnung von Eisen und Rotguß kein Lockern der aus dem letztgenannten Material gefertigten Gehäuse- und Keildichtung eintritt. Spindeln und zugehörige Muttern werden in der Regel aus Phosphorbronze hergestellt. Die Dampfschieber haben gegenüber den Dampfventilen den Nachteil sehr langsamen Schließens und Öffnens; auch ist es nicht möglich, die Sitzflächen nachzuschleifen und überhaupt deren Zustand zu beurteilen.

Die Gasschieber haben Stahlspindeln mit innenliegendem Linksgewinde. Die keilförmigen

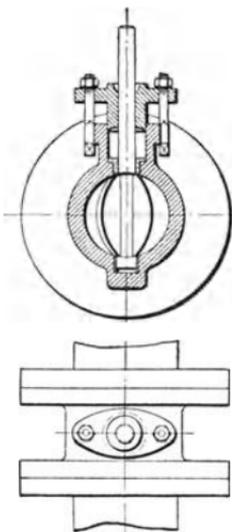


Fig. 347.

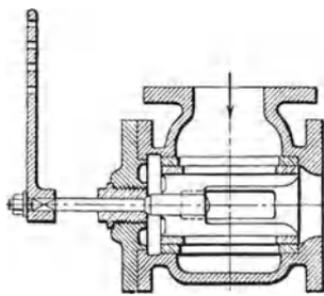


Fig. 348.

Schieber aus Gußeisen gleiten ohne besondere Dichtungsringe auf vorstehenden Leisten des gußeisernen Gehäuses.

Die Hauptabmessungen (Flanschen- bzw. Muffenabmessungen und Baulängen) der Dampfschieber (Normalmodell) für niederen und mittleren Druck — sie werden im Gehäuse mit einem Wasserdruck von 20 atm geprüft — sowie diejenigen der Gasschieber (Normalmodell) entsprechen ebenfalls den vom Verein deutscher Gas- und Wasser-Fachmänner aufgestellten Normen.

Drehschieber finden, da sie für die Dauer nicht dicht halten, zur zeitweisen Unterbrechung eines Flüssigkeitsstromes keine Verwendung mehr; sie kommen jedoch als Drosselorgane zur Leistungsregelung von Kraftmaschinen (Dampfmaschinen, Turbinen, Gasmaschinen) in Anwendung.

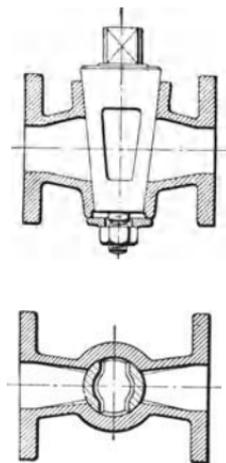


Fig. 349.

Fig. 347 zeigt eine als elliptische Scheibe mit zugeschärften Rändern ausgebildete Drosselklappe, deren Gehäuse in die Dampfleitung

eingebaut ist, Fig. 348 ein Drosselventil, dessen — ebenso wie diejenige der Drosselklappe — durch eine Stopfbüchse nach außen abgedichtete Spindel mit dem Regulator in Verbindung steht.

In Fig. 349 ist ein einfacher Hahn dargestellt. Da kegelförmiges Metallküken (Neigung der Kegelseite gegen die Achse 1:8 bis 1:15) wird in das metallene oder gußeiserne Gehäuse eingeschliffen. Die Abdichtung geschieht durch die mittels Anziehung einer Schraubenmutter ausgeübte Achsialkraft. Eine Drehung der Mutter wird dadurch verhindert, daß die Unterscheibe auf ein Vierkant des Hahnkükens gesetzt ist. Bei dem Fig. 350 ersichtlichen Hahn erfolgt die Abdichtung selbsttätig durch den Flüssigkeitsdruck.

Einen Dreiweghahn läßt Fig. 341 erkennen. Je nach Stellung des Hahnkükens kann die von *c* kommende Flüssigkeit nach *a* oder *b* geleitet oder von beiden Stutzen abgesperrt werden.

Hähne (insbesondere Wasserstandshähne) mit Asbestfutter und cylindrischem Küken (Fig. 352) werden von Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover hergestellt.

Das Wesen solcher Hähne besteht darin, daß das Küken die Metallflächen des Gehäuses nur berührt, ohne zu schleifen, und daß ein über

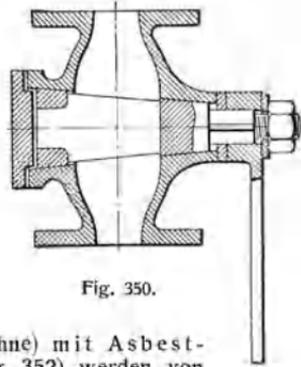


Fig. 350.

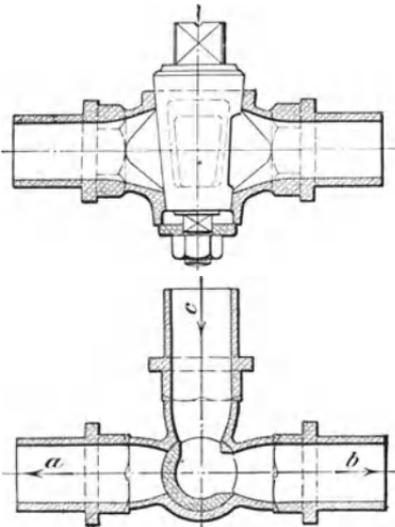


Fig. 351.

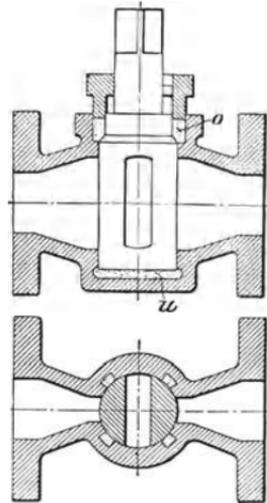


Fig. 352.

der Hahnbohrung liegender Asbestring *o* und ein ebensolcher unterer Ring *u*, die durch vier Asbeststreifen in schwalbenschwanzförmigen *Nuten* senkrecht verbunden sind, die Abdichtung bewirken. Die mit

Graphit vermischte Asbestfaser ist derartig festgestampft, daß das Kücken sich nur in den Asbeststreifen, gewissermaßen auf etwas elastischen Schleifflächen, bewegt.

Die Nuten sind so versetzt, daß sie stets gedeckt sind und Dampf oder Wasser sie nicht unmittelbar berühren können.

c) Hubventile¹⁾.

Man unterscheidet selbsttätige oder freigängige Hubventile und selbsttätige Hubventile mit gesteuerter Schlußbewegung.

1. Selbsttätige Hubventile.

Ein selbsttätiges Hubventil öffnet sich, wenn der gegen seine untere Fläche wirkende Druck den auf die obere Fläche wirkenden Druck und ferner das Gewicht G' des Ventiles (unter Flüssigkeit) überwindet. Der erstgenannte Druck setzt sich zusammen aus der auf die wirksame untere freiliegende Fläche f_u des Ventiles sich äußernden Flüssigkeitspressung (auf die Flächeneinheit mit p_u bezeichnet) und der Pressung zwischen den Dichtungsflächen; der zweitgenannte Druck ist die Summe der auf der oberen wirksamen Fläche f_o des Ventiles lastenden Flüssigkeitspressung (auf die Flächeneinheit mit p_o bezeichnet) und der Spannung E einer etwa vorhandenen Belastungsfeder.

Demnach muß, wenn p_z den spezifischen Druck zwischen den Dichtungsflächen bezeichnet,

$$f_u p_u + (f_o - f_u) p_z > f_o p_o + E + G'$$

sein.

Die zum Anheben des Ventiles erforderliche Kraft, welche die Masse desselben, die der etwa vorhandenen Feder und die der auf dem Ventil lastenden Flüssigkeitssäule — falls diese nicht schon in entsprechender Bewegung — beschleunigen muß, ergibt sich somit zu

$$f_u p_u - f_o p_o + (f_o - f_u) p_z - E - G', \text{ oder zu} \\ f_u (p_u - p_o) - (f_o - f_u) (p_o - p_z) - E - G'.$$

Je größer diese Kraft, desto größer wird die Beschleunigung der Ventilerhebung sein, desto schneller wird somit das Ventil sich öffnen.

Der Wert des vorstehenden Ausdruckes wird um so größer, je größer der Druckunterschied $p_u - p_o$, je kleiner die Dichtungsfläche $f_o - f_u$ (vorausgesetzt, daß $p_o - p_z$ positiv ist) und je geringer die Federspannung und das Ventiltgewicht ist.

Das Sinken des Ventiles beginnt, wenn die Geschwindigkeit des durchströmenden Flüssigkeitsstromes Null wird, d. h. bei Pumpen im Augenblicke des Hubwechsels des Kolbens. Da aber das Ventil eine gewisse Zeit braucht, um auf seinen Sitz zu gelangen, wird das Schließen desselben nicht sofort, sondern erst unter dem Druck der rückströmenden Flüssigkeit eintreten, womit ein Verlust an gelieferten Flüssigkeitsmengen, ferner, mit Rücksicht auf die veränderliche Kolbengeschwindigkeit, eine Beschleunigung der Drucksäule verbunden ist, die zu Stößen Veranlassung gibt.

¹⁾ Vergl. K. Hartmann und J. O. Knoke, „Die Pumpen“, 2. Auflage, Berlin 1897, Julius Springer.

Der freie Ventilhub h soll deshalb so klein als möglich gemacht werden, jedoch groß genug, um für den Durchtritt der Flüssigkeit durch das geöffnete Ventil den notwendigen Querschnitt zu bieten.

Die wirksame Ventilbelastung, die das gehobene Ventil gegen den Flüssigkeitsstrom im Gleichgewicht hält, kann nach den von C. v. Bach hierüber angestellten Versuchen gesetzt werden:

Für einsitzige, einfache Hubventile ohne untere Führung

$$P = f_u \frac{v_u^2}{2g} \gamma \left[\lambda + \left(\frac{d_u}{4\mu h} \right)^2 \right]; \dots \dots \dots 55$$

für einsitzige, einfache Hubventile mit unterer Führung durch i Rippen von der Breite s , gemessen auf dem Umfange $d_u \pi$ der Ventilsitzöffnung

$$P = f_u \frac{v_u^2}{2g} \gamma \left[\lambda + \left(\frac{f_u}{\mu (\pi d_u - i s) h} \right)^2 \right] \dots \dots \dots 56$$

In den vorstehenden Gleichungen bedeuten noch

- v_u die Geschwindigkeit, mit der die Flüssigkeit den Querschnitt
- f_u der Ventilsitzöffnung (Durchmesser = d_u) durchfließt,
- γ das spezifische Gewicht der Flüssigkeit,
- λ und μ von der Anordnung und Ausführung des Ventiles, sowie von der Umgebung desselben abhängige Erfahrungszahlen (s. S. 384 und 385).

Für den Beginn des Sinkens muß, wenn E' die Spannung einer etwa vorhandenen, das Ventil belastenden Feder bezeichnet,

$$G' + E' > P$$

sein. Die Beschleunigung der fallenden Ventilbewegung beim Beginn derselben beträgt

$$\frac{G' + E' - P}{m};$$

die Ventilmasse ist

$$m = \frac{G}{g}.$$

Hierbei ist G das wirkliche Gewicht des Ventiles, so daß, wenn V das vom Ventil verdrängte Flüssigkeitsvolumen bezeichnet, sich ergibt

$$G = G' + V \gamma.$$

Es ist somit die Beschleunigung am Anfange der Ventilbewegung

$$g \frac{G' + E' - P - V \gamma}{G}.$$

Da die Zeit, welche das Ventil braucht, um auf seinen Sitz zu fallen, um so kleiner wird, je größer diese Beschleunigung ist, wird es sich um so rascher schließen, je größer sein Gewicht und die Feder-
spannung und ferner je kleiner sein Volumen ist.

Mit der Größe des Ventilgewichtes wächst aber, insbesondere bei schnelllaufenden Pumpen, der Stoß, den das Ventil beim Aufschlagen auf den Sitz ausübt, ferner erfolgt nach Früherem das Öffnen des Ventiles um so langsamer, je größer sein Gewicht ist.

Gewichtsventile, bei denen die Schwerkraft allein tätig ist, finden deshalb nur bei Pumpen mit langsamem Gange Anwendung. Bei schnelllaufenden Pumpen, wie sie in der Neuzeit zumeist gebaut werden, wird der Ventilschluß durch eine Feder bewirkt. Es soll dann das Ventil möglichst leicht sein, da durch die Ventilmasse die Wirkung der Feder beeinträchtigt wird.

Der Ventilwiderstand bestimmt sich aus

$$h_v = \zeta \frac{v_u^2}{2g},$$

wenn ζ eine Widerstandsvorzahl bedeutet; für diese hat C. v. Bach, je nach der Ventilform (s. nachstehend), folgende drei Gleichungen ermittelt:

$$\zeta = \alpha_1 + \beta_1 \left(\frac{d_u}{h} \right)^2, \quad \dots \dots \dots 57$$

$$\zeta = \alpha_1 + \beta_1 \left[\frac{d_u^2}{(\pi d_u - i s) h} \right]^2, \quad \dots \dots \dots 58$$

$$\zeta = \alpha_1 + \beta_1 \left(\frac{d_u}{h} \right)^2 + \gamma_1 \left(\frac{d_u}{h} \right), \quad \dots \dots \dots 59$$

Hierin sind α_1 , β_1 und γ_1 Erfahrungszahlen.

Für die in Fig. 353 bis 357 dargestellten fünf Ventilformen gelten, unter der Voraussetzung, daß $\frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) = 1,8 \frac{\pi}{4} d_u^2 = 1,8 f_u$, d. h. der ringförmige Querschnitt zwischen Ventilteller und Gehäusewandung um 80% größer als die Ventilöffnung ist, die nachstehenden Werte für λ , μ , α_1 , β_1 und γ_1

1. Für Tellerventile ohne untere Führung (Fig. 353) bei Hubhöhen $h = 0,10 d_u$ bis $0,25 d_u$ und $b = 0,10 d_u$ bis $0,25 d_u$:

Gleichung 55 mit

$$\lambda = 2,5 + 19 \frac{b - 0,1 d_u}{d_u} \quad \text{und} \quad \mu = 0,60 \text{ bis } 0,62;$$

Gleichung 57 mit

$$\alpha_1 = 0,55 + 4 \frac{b - 0,1 d_u}{d_u} \quad \text{und} \quad \beta_1 = 0,16 \text{ bis } 0,15.$$

Die ersten Werte von μ und β_1 gelten bei breiter, die zweiten bei schmaler Dichtungsfläche.

2. Für Tellerventile mit unterer Führung (Fig. 354) bei $h = 0,125 d_u$ bis $0,25 d_u$ und $b = 0,10 d_u$ bis $0,25 d_u$:

Gleichung 56 mit λ und μ um 10% kleiner als bei 1;

Gleichung 58 mit α_1 um 0,8 bis 1,6 größer als bei 1 und $\beta_1 = 1,75$ bis 1,70.

3. Für Kegelveentile mit ebener Unterfläche (Fig. 355) bei $h = 0,10 d_u$ bis $0,15 d_u$ und $b = 0,1 d_u$:

Gleichung 55 mit

$$\lambda = -1,05 \quad \text{und} \quad \mu = 0,89;$$

Gleichung 59 mit

$$\alpha_1 = 2,60, \quad \beta_1 = -0,80 \quad \text{und} \quad \gamma_1 = 0,14.$$

4. Für Kegelveentile mit kegelförmiger Unterfläche (Fig. 356) bei $h = 0,125 d_u$ bis $0,25 d_u$:

Gleichung 55 mit

$$\lambda = 0,38 \quad \text{und} \quad \mu = 0,68;$$

Gleichung 57 mit

$$\alpha_1 = 0,60 \quad \text{und} \quad \beta_1 = 0,15.$$

5. Für Kegelventile mit kugelförmiger Unterfläche (Fig. 357) bei $h = 0,10 d_u$ bis $0,25 d_u$:

Gleichung 55 mit

$$\lambda = 0,96 \text{ und } \mu = 1,15;$$

Gleichung 59 mit

$$\alpha_1 = 2,70, \beta_1 = -0,80 \text{ und } \gamma_1 = 0,14.$$

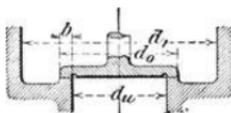


Fig. 353.

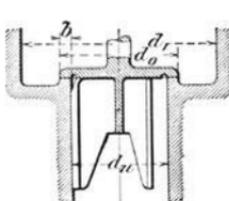


Fig. 354.

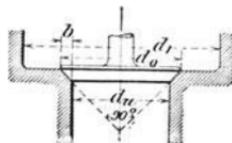


Fig. 355.

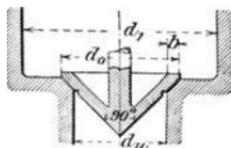


Fig. 356.

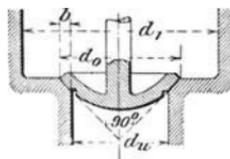


Fig. 357.

Die vorstehenden Versuchsergebnisse ermöglichen die Berechnung des Ventilgewichtes und des Druckhöhenverlustes, welcher durch ein Ventil von gegebener Größe verursacht wird.

Für die erstgenannte Bestimmung ist bei reinen Gewichtsventilen $G' = P$ zu setzen und letzterer Wert aus den gegebenen Abmessungen durch Gleichung 55 bzw. 56 zu berechnen. Für die Bestimmung des Ventilwiderstandes ist aus denselben Gleichungen, unter Einführung des gegebenen Wertes G' für P , der Ventilhub h zu berechnen und damit aus Gleichung 57 bzw. 58 oder 59 der Wert von ζ ; die gesuchte Druckhöhe ist dann

$$\zeta = \frac{v_{it}^2}{2g}$$

Die Hubventile können außer mit ebener, kegel- oder kugelförmiger Sitzfläche noch mit einem, zwei oder mehreren Sitzen versehen sein; hiernach unterscheidet man ein-, zwei- und mehrsitzige Teller-, Kegel- und Kugelventile.

Für größere Pumpen kommen mehrfache Ventile und zwar mehrere einsitzige Teller-, Kegel- oder Kugelventile neben- oder übereinander, mehrere einsitzige Ringventile übereinander und mehrere zweisitzige Ringventile neben-, in- und übereinander in Anwendung.

Einfache Ventile.

Fig. 358 und 359 zeigen gebräuchliche Formen von Tellerventilen mit metallischen Dichtungsflächen und oberer bzw. unterer Rippenführung, wie sie z. B. bei Sicherheitsventilen Anwendung finden. Die Rippen werden, um Abnutzungen ihrer Führungsflächen zu vermindern, außen verbreitert. Zuweilen ist der Ventilteller mit einem oben oder unten *angegossenen* Stift versehen, der in einer am Deckel

des Ventilgehäuses angegossen bzw. mit dem Ventilsitz aus einem Stück gefertigten Ventilhülse gleitet. Im ersteren Falle ist durch eine

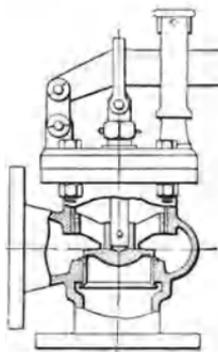
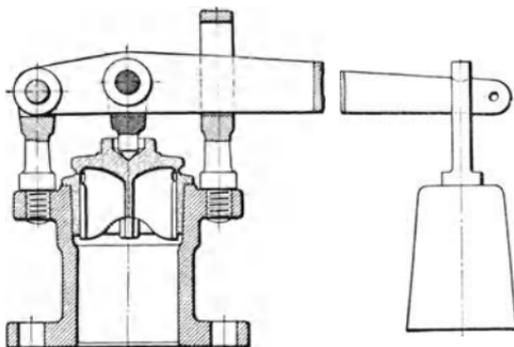


Fig. 358.

seitliche Bohrung in der Hülse ein Entweichen der Flüssigkeit aus dieser beim Heben des Ventiles zu ermöglichen (s. Fig. 361). Einen Ventilteller mit unterer Stiftführung zeigt z. B. Fig. 345 (S. 379).

Eine auswechselbare, etwas federnde Dichtung, aus besonders erprobter Vulkanmasse bestehend, läßt der Fig. 360 ersichtliche Ventilteller mit oberer Stiftführung erkennen. Statt dieser können auch andere Dichtungsscheiben — je nach der Art der Flüssigkeit — aus Hartgummi, Leder, Vulkanfieber, Hartblei oder aus anderen Metallmischungen (s. Wechselventil, Fig. 344) in den Ventilteller eingelegt werden.

Fig. 361 zeigt ein von C. v. Bach für große Hubzahlen (bis zu 120 in der Minute) in Vorschlag gebrachtes Tellerventil mit Federbelastung. Die Dichtungsfläche wird durch den vorstehenden



Ring einer zwischen Metallscheiben geklemmten, leicht auswechselbaren Gummiplatte gebildet. Damit die Kanten der metallischen Sitzfläche nicht schädigend auf den Gummi einwirken, ist die Breite der Dichtungsfläche desselben geringer als die der Sitzfläche.

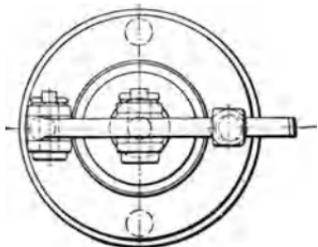


Fig. 359.

Die Hubhöhe h des Ventiles bestimmt sich allgemein, wenn f den freien Durchgangsquerschnitt, u den freien Durchgangsumfang des Ventiles, v und v' die zugehörigen Durchfließgeschwindigkeiten der Flüssigkeit Q , ferner α und α' , die die Kontraktion beim Durchfließen der Querschnitte f und u berücksichtigenden Koeffizienten bezeichnen, aus

$$Q = \alpha f v = \alpha' u h v'. \quad 60$$

Mit $v = v'$, $\alpha \geq \alpha'$, $u = \pi d_u$ und $f = \frac{\pi}{4} d_u^2$ folgt

$$h \geq \frac{d_u}{4}.$$

Für ein Ventil mit unterer Führung durch i (in der Regel drei oder vier) Rippen, die außen die Breite s , innen eine solche s_1 haben (s. Fig. 354), ist zur Bestimmung des Ventilhubes h bzw. des Ventildurchmessers d_u

$$u = \pi d_u - i s \text{ und } f = \frac{\pi}{4} d_u^2 - i s_1 \frac{d_u}{2}$$

in Gl. 60 einzuführen.

Die Höhe des Ventil-sitzes kann gesetzt werden

$$h_1 \geq d_u.$$

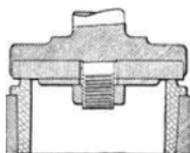


Fig. 360.

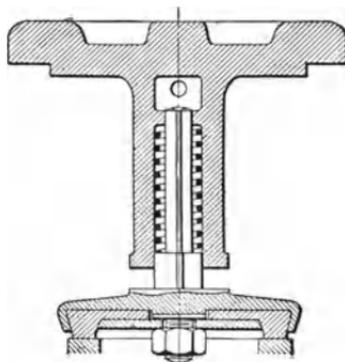


Fig. 361.

Die Sitzbreite $b = 0,5 (d_o - d_u)$ ist mit Rücksicht auf genügende Abdichtung zu wählen.

Für aufgeschliffene Metallventile empfiehlt C. v. Bach

$$b = \sqrt[4]{5} \sqrt{d_u} \text{ (} d_u \text{ in mm), 61}$$

für mit Lederdichtungsflächen versehene Ventile

$$b = \sqrt[5]{4} \sqrt{d_u} 62$$

zu nehmen.

Nicht spielende Ventile, z. B. Sicherheitsventile für Dampfkessel, Dampffässer, Speiseleitungen u. s. w. mit Feder- oder Gewichtsbelastung (s. Fig. 358 und 359), erhalten je nach ihrer Größe Sitzbreiten von etwa 1,5 bis 2,5 mm.

Die Sitzbreite bestimmt sich ferner mit Rücksicht auf den zulässigen Flächendruck k aus

$$f_o p_o = (f_o - f_u) k;$$

hierin kann k (bei stoßfreiem Gange) gesetzt werden

für Rotguß	bis 150 kg/qcm
„ Phosphorbronze	200 „
„ Gußeisen	80 „
„ Hartgummi und Leder	30 „

Die Weite d_1 (Fig. 353 bis 357) des Ventilgehäuses ergibt sich, wenn dieselbe Durchflußgeschwindigkeit wie im Sitze bestehen soll, aus

$$Q = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_o^2) = \frac{\pi}{4} d_u^2$$

zu

$$d_1 = \sqrt{d_u^2 + d_o^2}.$$

Kegelventile werden fast durchgängig nur mit metallischen Sitzflächen angeordnet. Der Kegelwinkel beträgt in der Regel 45° . Bezüglich der Führung, Hubbegrenzung und Sitzbreite — diese als Horizontalprojektion gemessen — gelten die für Tellerventile gemachten Angaben.

Kugelventile werden als volle Kugel (aus Bronze oder Rotguß) nach Fig. 362 oder nur mit kugelförmiger Sitzfläche ausgeführt. In der Regel bildet ein Bügel, der durch eine Druckschraube auf den Ventilsitz gepreßt wird und diesen damit zugleich festhält, die Führung und Hubbegrenzung des Ventiles.

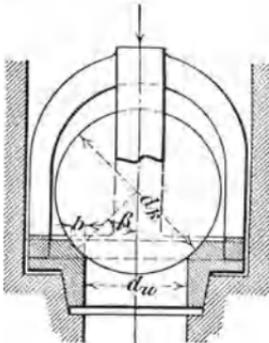


Fig. 362.

Größere Kugeln werden, um sie möglichst leicht zu erhalten, aus Kautschuk mit inneren Blei- oder Eisenkern hergestellt; sie finden insbesondere für unreine Flüssigkeiten, wie Jauche u. dergl., Verwendung.

Um ein Festklemmen der Kugel im Sitz zu vermeiden, ist der Winkel β (s. Fig. 362) kleiner als 45° zu nehmen. Dann ergibt sich

$$d_k \sin \beta = d_u + b;$$

für mittlere Verhältnisse und für $\beta = 45^\circ$ wird hieraus, da die Sitzbreite wie beim Kegelventil zu nehmen ist,

$$d_k = \frac{3}{2} d_u \text{ bis } \frac{8}{5} d_u.$$

Die Hubhöhe h ist wie beim Kegelventil ohne untere Führung zu bestimmen.

Kugelventile, bei denen nur die Sitzfläche als Kugelstück gebildet ist, sind bezüglich Führung, Durchmesser, Sitzbreite und Hubhöhe wie Kegelventile zu gestalten und zu berechnen.

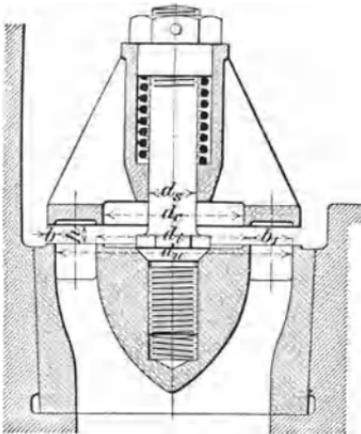


Fig. 363.

Doppelsitzventile gestatten einen kleineren Hub als einsitzige Ventile. Die beiden Sitzflächen können in einer Ebene oder übereinander liegen. Im ersteren Falle ergeben sich die einfachen Ringventile mit ebener bzw. kegelförmiger Sitzfläche.

Fig. 363 zeigt ein federbelastetes Ringventil mit ebener Sitzfläche. Unter Bezugnahme auf die hier eingeschriebenen Bezeichnungen ergibt sich der Ventilhub h bei gleicher Durchflußgeschwindigkeit der Flüssigkeit durch Sitz und Ventil aus

$$Q = \frac{\pi}{4} (d_u^2 - d_i^2) = \pi (d_u + d_i) h$$

zu

$$h = \frac{d_u - d_i}{4} = \frac{b_1}{2}, \text{ d. h. gleich der halben Ringbreite.}$$

In den vorstehenden Gleichungen ist die Verengung in der Ringfläche $\frac{\pi}{4}(d_u^2 - d_i^2)$ durch die beide Sitzflächen miteinander verbindenden Stege, ferner die Kontraktion des Flüssigkeitsstromes nicht berücksichtigt. Die Verengungen können bei reinen Kautschukventilen zu 0,2 bis 0,4, bei Metall- und beschwerten Lederventilen zu $\sim 0,1$ der genannten Ringfläche genommen werden, so daß 0,6 bis 0,8 bzw. 0,9 derselben

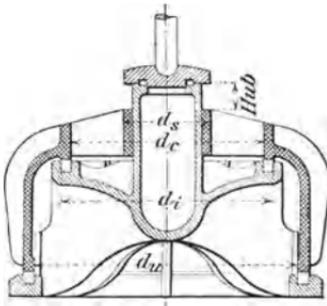


Fig. 364.

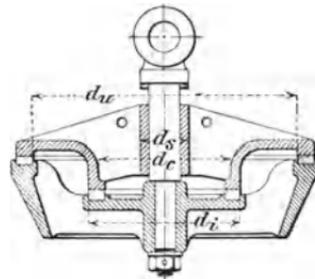


Fig. 365.

als freie Durchgangsfläche des Ventilsitzes in Rechnung zu stellen sein würde. Der Kontraktionskoeffizient kann im Mittel zu 0,9 bzw. 0,8 gesetzt werden.

Damit die durch die innere Mantelfläche $\pi d_i h$ strömende Flüssigkeit auch durch die innere, durch den Führungsstift verengte Ringfläche $\frac{\pi}{4}(d_c^2 - d_s^2)$ mit gleicher Geschwindigkeit strömen kann, muß ferner (mit Vernachlässigung der Rippen u. s. w.)

$$\pi d_i h = \frac{\pi}{4}(d_c^2 - d_s^2)$$

sein, woraus sich d_c bestimmen läßt.

Die Sitzbreite b ist mit Rücksicht auf das Dichtungsmaterial nach den bei Tellerventilen gemachten Angaben zu wählen.

Doppelsitzventile mit übereinander liegenden ebenen oder kegelförmigen Sitzflächen werden als Hauben- oder Glockenventile bezeichnet.

Fig. 364 und 365 zeigen Doppelsitzventile mit übereinander liegenden ebenen Sitzflächen, wie sie bei Pumpen Verwendung finden; hierbei kann die innere Sitzfläche höher als die äußere liegen (Fig. 364) oder umgekehrt (Fig. 365). Zur Abdichtung dienen besondere Ringe aus Metall, Holz oder dergl., die in die Sitze eingelegt sind.

Der Ventilhub h folgt, wenn Q die in der Sekunde mit der Geschwindigkeit v durch das Ventil strömende Flüssigkeitsmenge bedeutet, bei Vernachlässigung der Kontraktion derselben, aus

$$\pi (d_u + d_i) h v = Q$$

zu

$$h = \frac{Q}{\pi (d_u + d_i) v},$$

während sich für die einsitzigen Tellerventile

$$h = \frac{Q}{\pi d_u v}$$

ergibt.

Häufig wird der Durchmesser d_i nahezu gleich d_u genommen; es ist dann der Hub doppelsitziger Glockenventile nur etwa halb so groß als derjenige einsitziger Tellerventile.

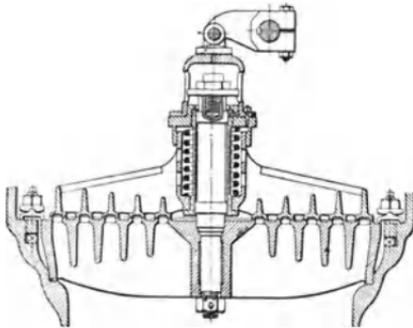


Fig. 366.

Sitzflächen von nahezu gleichem Durchmesser sind insbesondere bei Dampfmaschinen mit Ventilsteuerungen anzutreffen (s. d.).

Ein mehrsitziges Ringventil mit ebenen Sitzflächen und mit gesteuerter Schlußbewegung zeigt Fig. 366. Das Ventil hat fünf gegenseitig durch Rippen verbundene konzentrische Ringe, die an einer mit Hubbegrenzung versehenen Spindel centrisch geführt sind.

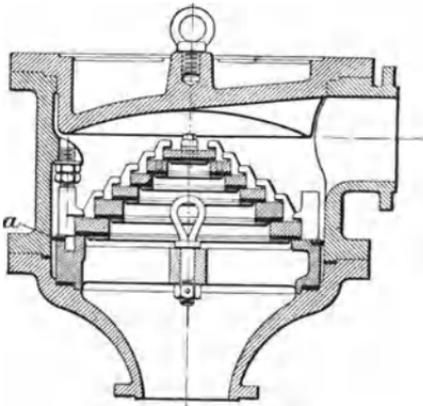


Fig. 367.

Für die weitere Gestaltung des Ventiles ist zu beachten, daß die Flüssigkeit zwischen den Stegen des Ventilsitzes genügenden Durchgangsquerschnitt vorfindet. Ferner muß auch hier, wie beim Ringventil (mit Vernachlässigung der Rippen u. s. w.),

$$\pi d_i h = \frac{\pi}{4} (d_c^2 - d_s^2)$$

sein.

Doppelsitzventile mit übereinander liegenden, ebenen oder kegelförmigen Sitzflächen von nahezu gleichem Durchmesser sind insbesondere bei Dampfmaschinen mit Ventilsteuerungen anzutreffen (s. d.).

Mehrfache Ventile.

Um den bei kleinem Ventilhub sich ergebenden großen Durchflußquerschnitt des Ventiles zu erhalten, ordnet man eine Anzahl kleiner, einsitziger Teller-, Kegel- oder Kugelventile — sog. Gruppenventile — auf einem gemeinsamen Ventilsitze oder auf übereinander liegenden Sitzflächen an.

Besteht ein solches Ventil aus z Einzelventilen, so ist jedes für die Flüssigkeitsmenge $\frac{Q}{z}$ nach den früher aufgestellten Gleichungen zu berechnen.

Fig. 367 zeigt das Hoffmannsche Pyramidenringventil, aus einem auf dem Ventilkasten abgedichteten Sitze bestehend, der mittels vier Schrauben, die sich gegen angegossene Nasen des Kastens legen, niedergedrückt wird. Auf diesem Sitze liegen stufenförmig die schmiedeisernen, oben mit je vier Haken für die Hubbegrenzung, unten mit Lederdichtung versehenen Ventilringe, die sich untereinander führen. Von den vier Haken sitzen drei fest, während einer schwalbenschwanzförmig seitlich eingeschoben und durch eine Schraube gehalten wird. Löst man diesen Haken, so kann der darüber liegende Ring seitlich herausgenommen werden. Ein Lederring a verhindert das Ansammeln von Sand zwischen Sitz und Kasten. Bei diesen Ventilen öffnen sich die einzelnen Ringe nicht gleichzeitig, sondern einer nach dem andern, und zwar der oberste zuerst. Da ein Flüssigkeitsabfluß nur an den äußeren Sitzflächen der Ringe möglich ist, muß die Hubböhe eines solchen Ventiles bei gleichem Durchmesser so groß wie die eines einsitzigen Tellerventiles genommen werden.

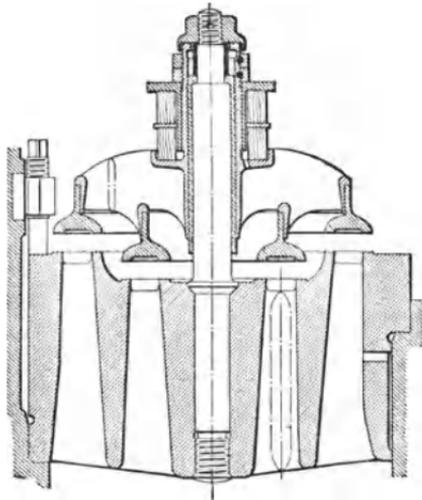


Fig. 368.

Das in Fig. 368 dargestellte zweifache Ringventil ist von der Sächsischen Maschinenfabrik in Chemnitz für die Wasserhaltungsanlage der Zeche Dannenbaum bei Bochum ausgeführt worden, bei der eine Förderhöhe von 500 m vorliegt. Das aus Bronze gefertigte Ventil hat gesteuerte Schlußbewegung. Der Ventil Sitz wird mittels dreier Druckschrauben festgehalten. Zur Erzielung eines schnellen Ventilschlusses dienen Rohr-Gummifedern.

Mehrfache doppelsitzige Ringventile, in gleicher Ebene ineinander liegend, ergeben Ventilformen ähnlich denjenigen der mehrsitzigen einfachen Ringventile (s. Fig. 366), nur daß die Ringe nicht zu einem Ganzen verbunden und an der Ventilschraube geführt sind, sondern unabhängig voneinander auf dem Ventilsitz liegen. (Derartige Ventilformen s. unter „Kolbenpumpen“.)

In Fig. 369 ist ein mehrfaches Ringventil mit kegelförmigen Sitzflächen dargestellt. Die geneigten Sitzflächen geben zwar eine ungewollte Wasserdurchführung ab, bedingen aber größeren Ventilhub als bei ebenen Flächen; ferner ist es sehr schwierig, die zusammenhängenden Ringe in den Sitz genau einzupassen und dauernd dicht zu

halten. Ein auf der Ventilspindel verschiebbarer Fänger dient zur Hubbegrenzung. Der Ventilschluß wird durch eine Feder unterstützt.

Ventile dieser Bauart bezw. solche mit ebenen Sitzflächen sind mit bis zu 15 Ringen ausgeführt worden.

Die Berechnung der mehrfachen Ringventile hat in ähnlicher Weise wie diejenige der einfachen Ringventile mit nur zweiseitigem Flüssigkeitsabfluß zu erfolgen.

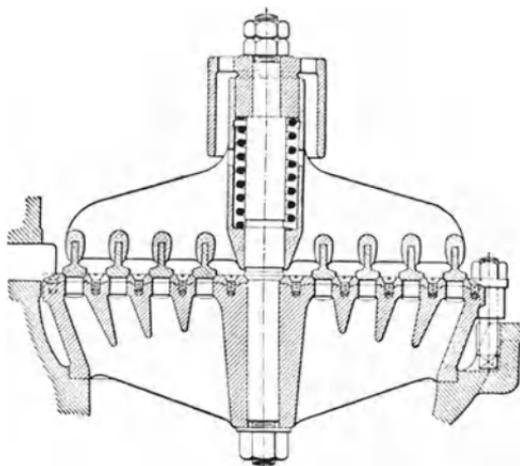


Fig. 369.

Dichtungsfläche von der Tragfläche gesondert und damit eine Entlastung des Dichtungsmaterials (Leder) herbeigeführt. Solche Ventile sind bei der Pumpmaschine des Wasserwerkes der Stadt Hagen i. W. ausgeführt (vergl. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1887, S. 557).

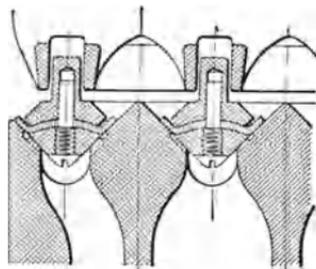


Fig. 370.

abgelenkt wird, ist der Oberteil nach Art der Doppelsitzventile mit übereinander liegenden Sitzflächen geformt. Auf Leichtigkeit dieses Teiles ist größtes Gewicht gelegt.

Die Wandstärken betragen meist nur 5 mm und steigen nur an einzelnen Rippen bis 10 mm an.

Die Sitzflächen sind 2 mm breit. Die Ventilteller sind in zwei voneinander unabhängige Teile mit besonderen mittleren Führungen

Bezeichnen $d_1, d_2, d_3 \dots$ die mittleren Durchmesser der einzelnen Ringe, b_1 und h , wie vor dem, die Sitzbreite bezw. den Ventilhub, so muß (mit Vernachlässigung der Rippen u. s. w.)

$$\pi b_1 (d_1 + d_2 + d_3 \dots) = 2\pi (d_1 + d_2 + d_3 \dots) h,$$

demnach wieder

$$h = \frac{b_1}{2}$$

sein.

Bei dem von O. Fernis angegebenen mehrfachen Ringventil (Fig. 370) ist die

Das Fig. 371 ersichtliche, von der Hannoverschen Maschinenbau-A.-G. (vorm. G. Egestorff) in Linden vor Hannover nach Angaben der Direktion der Berliner Wasserwerke für die Pumpmaschinen des Wasserwerkes Lichtenberg bei Berlin ausgeführte Ringventil weicht von der bisher üblichen Konstruktion ab. Ventil und Sitz sind aus Metall hergestellt.

Damit das durchtretende Wasser möglichst wenig von seiner Richtung

und besonderen Federbelastungen zerlegt. Letztere sind durch Ringe von Paragummi mit zwischengelegten Metallscheiben hergestellt und durch Stellringe regelbar. Damit sich die Ventilteller bei jedem Niedergang etwas drehen und dadurch eine gewissermaßen einschleifende

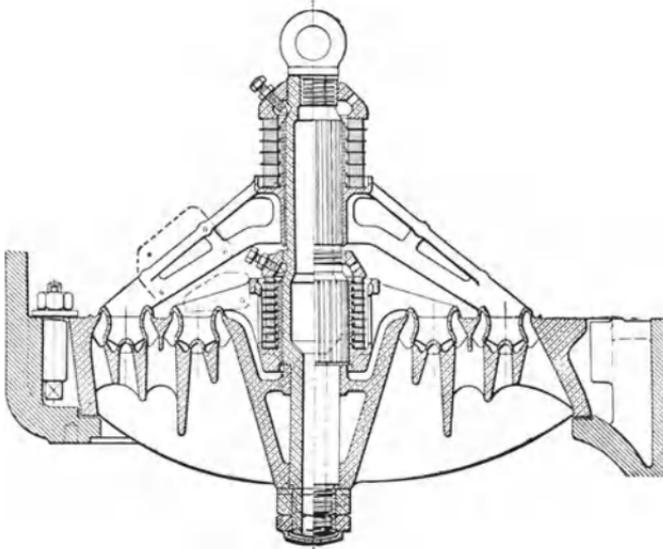


Fig. 371.

Wirkung erzeugen, sind an zwei Armen derselben unter 30° zur Bewegungsrichtung geneigte Messingbleche befestigt (vergl. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1901, S. 37).

Bei den sogenannten Stufenventilen (Etagenventile) liegen die einzelnen Ringe nicht unmittelbar aufeinander, wie bei den Pyramidenringventilen, sondern sie werden von stufenförmigen, aus mehreren Stücken bestehenden Sitzen geführt und getragen.

Die erste Konstruktion eines solchen Ventiles mit Ringen von gleichem Durchmesser rührt von F. Thometzek in Bonn her.

Das in Fig. 372 dargestellte Ringstufenventil des Hamburger Wasserwerkes mit Lederdichtung hat Ringe mit nach unten zunehmendem Durchmesser.

Bei den Fig. 373 und 374 ersichtlichen Stufenventilen der Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk mit Leder- bzw. Metalldichtung bestehen die Ventilsitze nicht aus mehreren Teilen, sondern aus je einem einzigen kegelförmigen Stücke, an dem die Ringe so angeordnet sind, daß sie sich beim Öffnen und Schließen berühren.

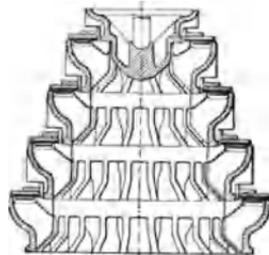


Fig. 372.

Durch einen gemeinsamen, oben im Sitze geführten Fänger in Verbindung mit einer centralen Rohr-Gummifeder werden die Ringe in der Weise geschlossen, daß der Fänger den obersten Ring niederdrückt und dieser den Schluß auf alle übrigen Ringe, ohne Anwendung von Zwischengliedern, unmittelbar überträgt. Damit die Ringe unabhängig voneinander abdichten, ist zwischen je zwei derselben ein geringer Spielraum (0,5 bis 1 mm) gelassen.

Derartige Stufenventile haben mit bis zu 10 übereinander liegenden Ringen Anwendung gefunden.

Bei der Berechnung dieser Ventile ist für die Durchgangs- querschnitte der einzelnen Ringe festzuhalten, daß unter Berücksichtigung der Verengung der Querschnitte durch die Rippen und etwaiger

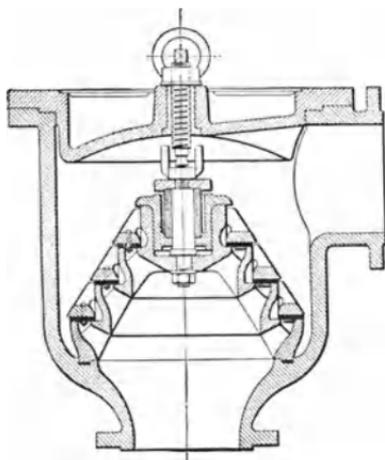


Fig. 373.

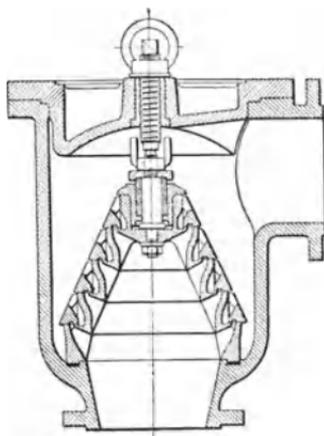


Fig. 374.

Kontraktionsverluste die Flüssigkeit mit stets gleichbleibender Geschwindigkeit durch das Ventil fließt. Für jeden einzelnen Ring ist die Berechnung in gleicher Weise, wie es für die einfachen zweiseitigen Ringventile angegeben ist, durchzuführen, wobei für die Flüssigkeitsmenge der dem Durchmesser des betreffenden Ringes proportionale Teil des ganzen Volumens Q zu setzen ist.

Die Sitzbreiten können wie bei den Tellerventilen bzw. den einfachen Ringventilen nach Gl. 61 bzw. 62 (S. 387) genommen werden. Zuweilen wird die Sitzbreite der einzelnen Ringe verschieden groß und zwar proportional dem auf den betreffenden Ring fallenden Flüssigkeitsdrucke gemacht.

2. Selbsttätige Hubventile mit gesteuerter Schluß- bewegung.

Solche, bei rasch laufenden Pumpen, Wasserhaltungsmaschinen u. s. w. in Anwendung kommende Ventile öffnen sich nach dem Verfahren von A. Riedler selbsttätig und bleiben nahezu während des ganzen Kolben-

hubes offen; kurz vor dem Hubwechsel werden sie mittels einer Steuerung zwangläufig bis nahe an den Ventilsitz bewegt und erreichen diesen wieder selbsttätig unter dem Einflusse der Flüssigkeitspressung. Die Schlußbewegung wird hierbei von einer umlaufenden Welle abgeleitet und derart auf das zu schließende Ventil übertragen,

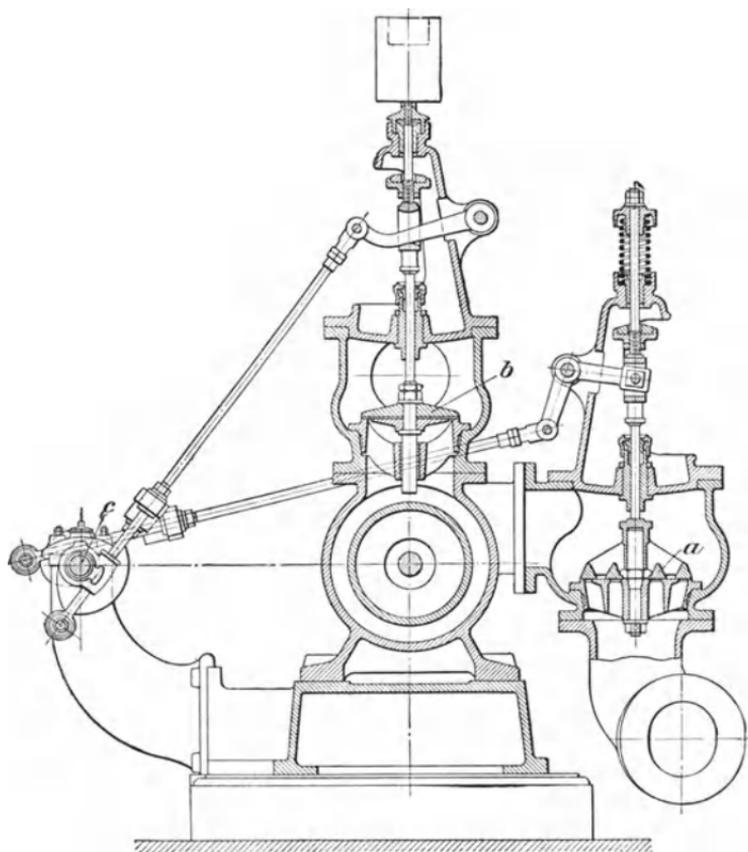


Fig. 375.

daß die Durchgangsgeschwindigkeit durch letzteres bis an das Hubende nahezu gleich bleibt. Die Welle kann entweder unmittelbar in den Ventilkasten geleitet oder die Schlußbewegung außerhalb durch unrunde Scheiben oder dergl. auf die Ventilschindel oder mittelbar durch Hebel, Stangen u. s. w. oder durch drehbare Zwischenwellen auf das Ventil übertragen werden. Die Form der Ventile ist hierbei beliebig, jedoch empfiehlt es sich, einfache Teller- oder Ringventile mit Stiftführung zu verwenden und nur in besonderen Fällen — wenn z. B. die Auflage-

drücke in den Sitzflächen unzulässig groß werden — andere Ventilarten mit Zwangschluß auszuführen.

Fig. 375 zeigt die Riedler-Steuerung an einer doppelwirkenden Plungerpumpe des Wasserwerkes in Smichow bei Prag für Lieferung von 4 cbm in der Minute auf 60 m Höhe. Die zwangsläufige Schlußbewegung der Saug- und Druckventile *a* bzw. *b* — erstere sind als zweifache Ringventile, letztere als einfache Tellerventile ausgebildet — erfolgt durch unrunde Scheiben einer Welle *c* in der auf der Abbildung ersichtlichen Weise.

Zuweilen werden bei doppelwirkenden Pumpen je zwei Ventile, und zwar ein Saugventil der einen und ein Druckventil der anderen Pumpenseite, gleichzeitig durch einen Daumen gesteuert. (Über andere Ausführungen der Riedler-Steuerung s. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1890, S. 537 u. f., ferner A. Riedler, „Schnellbetrieb“, Berlin 1899).

Die gesteuerten Ventile lassen sich selbst für große Liefermengen verhältnismäßig klein ausführen, da der Ventilhub, dem notwendigen Durchgangsquerschnitt entsprechend, groß genommen werden kann. Die Ventilsitzflächen und demzufolge auch die Ventilkasten werden daher bedeutend kleiner als bei Verwendung selbsttätiger Ventile, wie auch ferner durch das vollständig zuverlässige Spiel der Ventile mit Zwangschluß unter sonst gleichen Verhältnissen ein viel rascherer Gang der Pumpe erreicht werden kann.

Über die bei den sog. Expreszpumpen, Bauart Riedler-Stumpf, zur Ausführung kommenden Ventile s. unter „Kolbenpumpen“.

3. Klappenventile.

Bei den Klappenventilen (Klappen) mit wagrecht oder geneigt liegenden Sitzflächen ergeben sich im allgemeinen für die das Öffnen und Schließen bewirkenden Kräfte dieselben Bedingungen, wie sie bei Hubventilen ermittelt wurden; nur kommen hier die Momente der Kräfte in bezug auf die Drehachse in Betracht.

Mit Bezugnahme auf Fig. 376 und 377 ergibt sich für die geschlossene Klappe (Fig. 376)

$$f_u p_u k + (f_o - f_w) p_z l > f_o p_o m + E n + G' o,$$

worin die Größen $f_w, p_w, f_o, p_o, p_z, E$ und G' dieselbe Bedeutung haben, wie sie bei Hubventilen angewendet wurden (s. S. 382), während k, l, m und o die Hebelarme sind, an denen die einzelnen Kräfte auf die Drehachse wirken.

Bei Klappen von kreisförmiger oder rechteckiger Dichtungsfläche wird

$$k = l = m;$$

dagegen wird n durch die Entfernung des Angriffspunktes der Federbelastung und o durch diejenige des Schwerpunktes der Klappe von der Drehachse gegeben sein.

Für das Sinken der geöffneten Klappe (Fig. 377) ist zu setzen

$$G' o' + E n' > M,$$

wenn M das Moment ist, welches die Flüssigkeit gegenüber der geöffneten Klappe betätigt. Dasselbe setzt sich zusammen aus einem von dem Unterschiede der Flüssigkeitspressungen herrührenden Momente

M_1 und einem solchen M_2 , welches dem schiefen Stoß der Flüssigkeit gegen die Klappe entspricht und der Ablenkung des Flüssigkeitsstromes Rechnung trägt.

C. v. Bach setzt für die rechteckige Klappe

$$M_1 = cz(v_u - p_0)\left(z_2 + \frac{z}{2}\right)$$

und

$$M_2 = x_1 \frac{v_u^2}{2g} (1 - \cos \beta) z_1 c \gamma \left(e + \frac{z_1}{2}\right).$$

e, z, z_1, z_2 sind die in Fig. 377 eingeschriebenen bezüglichen Entfernungen für die um den Winkel β gedrehte Klappe, v_u ist die Geschwindigkeit, mit der die Flüssigkeit durch die Sitzöffnung in dem Augenblicke strömt, in dem die Klappe zu sinken beginnt, c die Länge der Klappe und x_1 eine Erfahrungszahl, für die nach C. v. Bach als Mittelwert 2 gesetzt werden kann.

Bei Metallklappen ohne Federbelastung wird E gleich Null; es ist dann, um ein rasches Schließen der Klappe zu erhalten, diese so zu formen und zu legen, daß ihr Schwerpunkt im geöffneten Zustande möglichst weit von der Drehachse entfernt liegt, d. h. die Entfernung o' möglichst groß wird. Bei wagerecht liegenden Klappen wird o' um so kleiner, je größer der Ausschlagwinkel β ; es empfiehlt sich deshalb, letzteren möglichst klein zu nehmen. Geneigt liegende Klappen haben den Vorteil, daß ihr Gewichtsmoment mit dem Ausschlagwinkel wächst; dieser braucht daher hier nicht besonders klein genommen zu werden.

Je nach ihrer Form, dem Material und der Anordnung werden die Klappen verschieden ausgeführt.

Für kleinere Durchflußquerschnitte finden einfache Klappen, für größere mehrfache, neben- oder übereinander liegende Klappen Anwendung.

Bezüglich der Sitzbreite b gelten die bei den einfachen Hubventilen gemachten Angaben (Gl. 61 bzw. 62). Für rechteckigen Querschnitt der Sitzöffnung (Breite = a und Länge = c) würde

$$b = \frac{4}{5} \sqrt{\frac{a+c}{2}} \text{ bzw.}$$

$$b = \frac{5}{4} \sqrt{\frac{a+c}{2}}$$

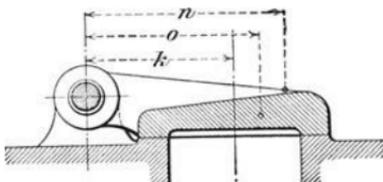


Fig. 376.

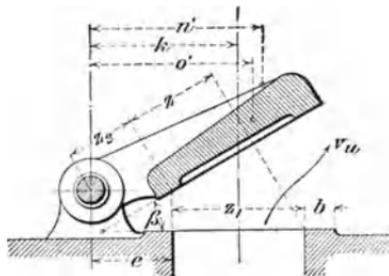


Fig. 377.

zu setzen sein, je nachdem metallische Dichtungsflächen vorhanden oder diese durch Leder oder Gummi hergestellt sind.

Die Führung der Klappe ist durch das Gelenk gegeben; die Hubbegrenzung wird durch besondere Fänger oder dadurch erreicht, daß die Klappe gegen eine Wand des Ventilkastens schlägt.

Fig. 378 und 379 zeigen als Lederklappen ausgebildete Fußventile mit Kasten und anschließendem Korb für die zu Pumpen gehörigen Saugleitungen. Bei der Fig. 379 ersichtlichen Doppelklappe dient das Leder nicht nur zur Verbesserung der Ab-

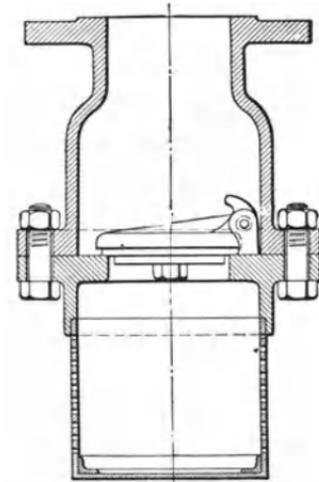


Fig. 378.

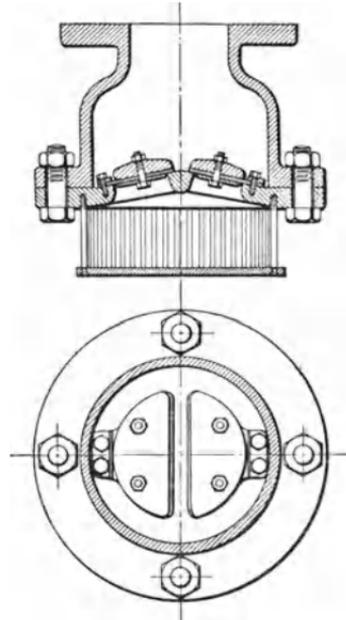


Fig. 379.

dichtung und Milderung der Ventilschläge, sondern auch zur Bildung des Gelenkes. In Fig. 378 ist letzteres aus Metall gebildet.

Fig. 380 zeigt eine Pumpenklappe (Sitzöffnung 400×140 mm) mit Zwangsschluß, wie sie bei der städtischen Kanalisationsanlage in Liegnitz Verwendung findet. Die Klappe besteht aus entsprechend widerstandsfähigen Platten mit Lederdichtung, die sich nach Lösung von Schrauben jederzeit auswechseln läßt. Zur Führung dient ein aus Gummi mit Einlagen von Segelleinen hergestelltes Band. Bei geöffneter Klappe ist, um ein Flattern derselben zu verhüten, die Gummiplatte

frei von Spannungen. Diese treten erst bei der zwangsläufigen Schlußbewegung des Ventiles auf. Die Klappen sollen sich nach A. Riedler trotz des zu fördernden sandhaltigen Schmutzwassers vorzüglich behält haben. Die Zwangschlußsteuerung greift mittels eines Hebels am Rücken der Ventilklappe an und drückt diese gegen Ende des Kolbenhubes auf den als besonderes Stück im Ventilkasten befestigten Sitz. Der Drehpunkt des Steuerhebels ist so gewählt, daß während der Schlußbewegung kein Gleiten auf dem Rücken der Klappe stattfindet.

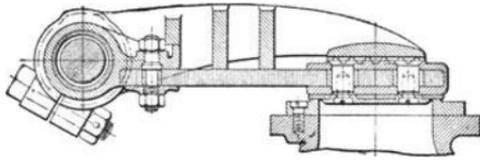


Fig. 380.

Die Größe h der Klappenventile hängt zunächst von der Form der Sitzöffnung ab. Diese bestimmt sich unter Zugrundelegung einer gewissen Durchflußgeschwindigkeit der Flüssigkeit mit Berücksichtigung der Verengungen durch Rippen und Befestigungsschrauben, sowie der Kontraktion. Bei Gummiklappen betragen die Verengungen durch die zahlreichen Gitterstäbe etwa 0,3 bis 0,5 der Sitzöffnung. Der Kontraktionskoeffizient kann für kreisförmige Öffnung etwa zu 0,9, für rechteckige zu 0,8 genommen werden.

Der Hub h eines Klappenventiles ist von der Art der Gelenkigkeit und von der Grundrißform der Klappe abhängig.

Für den rechteckigen Kanalquerschnitt von der Breite a und der Länge c beträgt, wenn die Bewegung der Klappe um eine zur Länge parallele Achse erfolgt, wie dies bei Metall- und gewöhnlich auch bei Lederklappen der Fall ist, der Querschnitt, durch den bei geöffneter Klappe (Drehungswinkel = β) die Flüssigkeit entweichen kann, angenähert

$$c h + 2 \frac{a \cos \beta}{2} h = h (c + a \cos \beta).$$

Die durch die Klappe in der Sekunde mit der Geschwindigkeit v' strömende Flüssigkeitsmenge Q ergibt sich, wenn noch der Kontraktion derselben Rechnung getragen wird, zu

$$Q = h (c + a \cos \beta) \alpha' v';$$

hierbei ist

$$h = a \sin \beta.$$

Für den Kontraktionskoeffizienten α' kann nach C. v. Bach 0,85 bis 0,9 gesetzt werden. v' ist zweckmäßig gleich der Geschwindigkeit v zu nehmen, mit der die Flüssigkeit durch den freien Kanalquerschnitt $a c$ strömt.

Für $a = c$ ergibt sich aus diesen Formeln β nahezu 30° , welcher Wert auch vielfach angenommen wird.

Für den kreisförmigen Kanalquerschnitt und für die Bewegung der Klappe um eine kurze, an der Umfangslinie angeordnete Achse (s. z. B. Fig. 378) kann mit genügender Genauigkeit gesetzt werden

$$Q = \frac{\pi d_u}{4} (1 + \cos \beta) h v = \frac{\pi}{4} d_u^2 v.$$

Da auch $h = d_u \sin \beta$, so folgt β nahezu wieder gleich 30° .

Für Gummiklappen, die sich um eine kreisförmige Kante öffnen (s. unter „Ausführungen der Luftpumpe“), ist die Durchgangsfläche der Mantel eines Kegelstumpfes von den Durchmessern d_u und $d_i - 2h \sin \beta$) und der Kegelkante h . Es kann somit gesetzt werden

$$Q = \alpha' \pi h (d_u - h \sin \beta) v,$$

wobei angenähert

$$h = \frac{d_u - d_i}{2} \sin \beta,$$

wenn d_i den Durchmesser des inneren cylindrischen Teiles des Klappensitzes bedeutet.

Es wird auch hier meist genügen, $\beta = 30^\circ$ zu nehmen oder $h = \frac{d_u}{4}$, da d_u ohnehin wegen der bedeutenden Verengung durch den Auflagerost verhältnismäßig groß erhalten wird.

VII. Maschinenteile zum Lastheben¹⁾.

A. Seile, deren Rollen und Trommeln.

Die zum Lastheben dienenden Seile werden aus Hanf oder aus Draht hergestellt.

a) Hanfseile, deren Rollen und Trommeln.

1. Die Hanfseile haben entweder runden oder flachen Querschnitt.

Bezeichnet

Q die zulässige Belastung (Arbeitslast) des Seiles in kg,

d den Durchmesser des Seiles in cm,

D den Durchmesser der Rolle (oder Trommel), gemessen von Mitte bis Mitte Seil, in cm,

q das Gewicht des Seiles in kg/lfd. m,

so wählt man bei Winden und Flaschenzügen im Mittel für runde, lose geschlagene, leicht biegsame, geteerte Seile im neuen Zustande

$$Q \geq 60 d^2, \text{ wenn } D \geq 7 d,$$

für runde, fest geschlagene, ungeteerte Seile im neuen Zustande

$$Q \geq 80 d^2, \text{ wenn } D \geq 10 d.$$

Bei runden Seilen zum Fördern aus Bergwerken wählt man

$$Q = 60 d^2 \text{ bis } 80 d^2, \text{ wobei } D \geq 50 d \text{ bis } 80 d.$$

Hanfseile werden zum Schutze gegen Feuchtigkeit mit Carbolinum getränkt oder geteert. Durch Teeren verlieren sie, unter gleichzeitiger Gewichtszunahme, an Festigkeit und Biegsamkeit (s. nachstehende Tabelle für Rundseile).

¹⁾ Vergl. C. v. Bach, Die Maschinenelemente, 9. Aufl., Stuttgart 1903, A. Bergsträsser; ferner Ad. Ernst, Die Hebezeuge, 4. Aufl., Berlin 1903, Julius Springer.

Lastseile
von Felten & Guillaume in Köln (Rhein).
Rundseile.

Seil- durch- messer	Ungeteert				Geteert			
	Bad. Schleißhanf		Russ. Reinhanf		Bad. Schleißhanf		Russ. Reinhanf	
	Gewicht	Arbeits- last	Gewicht	Arbeits- last	Gewicht	Arbeits- last	Gewicht	Arbeits- last
d mm	q kg/lfd. m	Q kg						
16	0,21	230	0,20	200	0,23	200	0,22	176
20	0,32	350	0,31	314	0,36	314	0,35	275
23	0,37	470	0,36	416	0,43	416	0,42	363
26	0,53	600	0,51	531	0,58	531	0,56	464
29	0,64	740	0,62	660	0,70	660	0,70	578
33	0,80	960	0,78	855	0,90	855	0,87	748
36	0,96	1145	0,93	1017	1,07	1017	1,04	890
39	1,06	1340	1,03	1194	1,18	1194	1,15	1044
46	1,55	1870	1,50	1661	1,73	1661	1,68	1453
52	2,03	2390	1,97	2122	2,24	2122	2,18	1857

Bemerkung. Nach Fabrikangaben entspricht die Arbeitslast Q einem Achtel der Bruchbelastung.

Geteerte Kabelseile.
aus badischem Schleißhanf.

Seil- durchmesser	Gewicht	Arbeitslast	Seil- durchmesser	Gewicht	Arbeitslast
d mm	q kg/lfd. m	Q kg	d mm	q kg/lfd. m	Q kg
59	2,67	4550	85	5,60	9 450
65	3,70	5530	92	6,40	11 070
72	4,00	6780	98	7,46	12 575
78	4,80	7960	105	8,53	14 420

Bemerkung. Nach Fabrikangaben entspricht die Arbeitslast Q einem Achtel der Bruchbelastung.

Geteerte Flachseile
aus badischem Schleißhanf.

Breite	Dicke	Gewicht	Bruch- belastung	Breite	Dicke	Gewicht	Bruch- belastung
b mm	s mm	q kg/lfd. m	kg	b mm	s mm	q kg/lfd. m	kg
92	23	2,35	14 812	157	36	6,24	39 564
105	26	3,04	19 110	183	36	7,20	46 116
118	26	3,36	21 476	183	39	7,84	49 959
130	29	4,26	26 390	200	44	9,25	61 600
130	33	4,80	30 030	250	46	12,10	80 500
144	33	5,28	33 264	310	47	15,00	101 600
157	33	5,60	36 267				

Über das von der Seilsteifigkeit und von der Zapfenreibung abhängige Verhältnis der Spannungen im ab- und auflaufenden (ziehenden und gezogenen) Seilstück s. unter „Lasthebemaschinen“.

2. Die Rollen für Hanfseile werden aus Gußeisen gefertigt; ihre Umfangsrillen sind dem Durchmesser des Seiles entsprechend halbkreisförmig ausgedreht, so daß sich letzteres ohne Klemmung einlegt. Über das kleinste Verhältnis des Rollendurchmessers D zum Seildurchmesser d s. S. 400.

Gewöhnlich keilt man die Rollen auf ihre frei drehbar gelagerten Achsen.

Lose Rollen erhalten eine Nabelnänge unter Zugrundelegung eines Flächendruckes von

$k = 50$	bis	70	kg/qcm	für	Bronze	auf	ungehärteten	Flußstahl,	
$k = 40$	„	60	„	„	„	„	„	Flußeisen,	
$k = 25$	„	35	„	„	Gußeisen	auf	Flußeisen	oder	Flußstahl.

Bei Handbetrieb und seltener Vollbelastung (wie es z. B. bei Hebe-
maschinen meistens der Fall ist) können die vorstehenden Werte bis
auf das Doppelte erhöht werden.

Die gußeisernen Trommeln für Hanfseile erhalten zumeist
cylindrische, seltener eine konische Gestalt mit glattem Umfange und
in der Regel hohe Seiten-

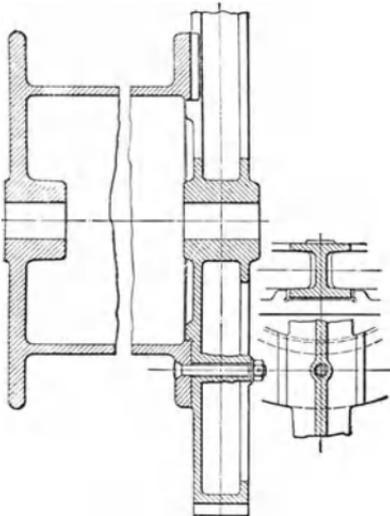


Fig. 381.

flanschen. Die Mantelstärke soll mit Rücksicht auf Herstellung mindestens 1,0 bis 1,2 cm betragen, sofern nicht die auftretende Biegungs- und Drehungsbeanspruchung stärkere Abmessungen erfordert.

Fig. 381 zeigt eine Seil-
trommel, deren rechte Stirn-
wand, um die Trommelwelle
nicht auf Drehung zu be-
ansprechen, mit einem Trieb-
rade der letzteren unmittelbar
verschraubt ist. Häufiger sind
beide Stirnflächen der Trommel
mit Naben zur Befestigung auf
der Welle versehen.

Die Trommellänge ist durch
die aufzuwickelnde Seillänge
und durch die Seilstärke be-
stimmt; durch mehrfache Über-
einanderwicklung des Seiles läßt
sie sich erheblich beschränken.

Die Befestigung des Seiles
an der Trommel geschieht durch Einschlingen in einen Bügel, der ent-
weder angeschraubt oder angegossen ist.

b) Drahtseile, deren Rollen und Trommeln.

1. Die zum Heben von Lasten dienenden Drahtseile haben ent-
weder runden oder flachen Querschnitt.

Die runden Drahtseile finden ihres sanften, völlig stoßfreien und geräuschlosen Ganges wegen insbesondere bei schnell arbeitenden Hebemaschinen als Ersatz für Ketten, ferner für bergmännische Förderungszwecke Verwendung.

Bezeichnet

S die Zugbelastung der geraden Seilstrecke in kg,

δ die Drahtdicke in cm,

i die Drahtzahl,

D den Rollen- oder Trommeldurchmesser in cm,

so setzt sich die Gesamtspannung k_z (in kg/qcm) zusammen aus der Normalspannung σ_z und der Biegungsspannung σ_b (vergl. S. 165).

Es gilt daher

$$\frac{S}{i \frac{\pi}{4} \delta^2} + \left(\frac{3}{8} E \right) \frac{\delta}{D} \leq k_z \text{ und mit } E = 2150000 \text{ kg/qcm}$$

für Stahldraht)

$$\frac{S}{i \frac{\pi}{4} \delta^2} + 800000 \frac{\delta}{D} \leq k_z.$$

Unter Voraussetzung einer zweckmäßigen Seilkonstruktion und eines vorzüglichen, zähen Materials kann gesetzt werden:

für Seile aus Eisendraht und Bessemerstahldraht	$k_z \leq 1500$ kg/qcm,
„ „ „ Tiegelstahldraht bei Menschenförderung	$k_z \leq 2000$ „
„ „ „ „ ohne „	$k_z \leq 3000$ „

Wenn möglich, bleibt man mit der zulässigen Gesamtspannung unter diesen Werten, zumal wenn es sich nicht vermeiden läßt, daß das Seil abwechselnd nach der einen und der anderen Seite aufgewickelt und gebogen wird. Auch ist für die Wahl der zulässigen Gesamtspannung zu berücksichtigen, daß für S meistens nur die statisch wirkende Zugbelastung des Seiles gesetzt, also deren Erhöhung beim Anheben (zur Massenbeschleunigung) vernachlässigt wird.

Zum Schutze gegen Rosten bzw. gegen Einwirkung saurer Grubenwässer werden die Seile verzinkt (verbleit) und im Betriebe mit Leinöl getränkt, das außerdem die Reibung der Drähte aneinander vermindert.

Die auf S. 404 bis 407 befindlichen Zusammenstellungen geben gangbare Abmessungen und Gewichte u. s. w. von Drahtseilen aus Patent-Gußstahldrähten von Felten & Guillaume in Mühlheim (Rhein). Die angegebenen Bruchbelastungen der Seile sind die Summen der Bruchbelastungen der einzelnen Drähte im Seil.

Zugversuche mit ganzen Seilen ergaben bis zu 10% kleinere Werte als jene.

Aus diesen Tabellen ist zu entnehmen, daß die Biegsamkeit der Drahtseile viel mehr von der Drahtdicke δ als vom Durchmesser d des Seiles abhängig ist. Für stark benutzte Seile sind die Trommeldurchmesser D wesentlich größer anzunehmen, als aus den Tabellen hervorgeht. Es ist stets zu beachten, daß mit einer Verkleinerung von D , unter sonst gleichen Verhältnissen, der Verschleiß wächst und die zulässige Belastung abnimmt, daß ferner die Wahl besonders feiner Drähte zur Beschränkung von D auch nur auf Kosten der Lebensdauer

Verzinkte Drahtseile zu Flaschenzügen.

Dicke der Drähte im Seile δ mm	Drahtzahl 72			Drahtzahl 96			Drahtzahl 120			Drahtzahl 144			Kleinstes Trommel- und Rollen- durch- messer D mm
	Durch- messer des Seiles d mm	Ungef. Ge- wicht des Seiles q kg/ffd. m	Bruch- be- lastung kg	Durch- messer des Seiles $d^1)$ mm	Ungef. Ge- wicht des Seiles q kg/ffd. m	Bruch- be- lastung kg	Durch- messer des Seiles $d^1)$ mm	Ungef. Ge- wicht des Seiles q kg/ffd. m	Bruch- be- lastung kg	Durch- messer des Seiles d mm	Ungef. Ge- wicht des Seiles q kg/ffd. m	Bruch- be- lastung kg	
0,5	8	0,15	1 720	9,5	0,2	2 300	8,5	0,225	2 880	10	0,26	3 450	200
0,6	9,5	0,2	2 450	11,5	0,25	3 250	10	0,3	4 080	11,5	0,38	4 900	240
0,7	11	0,26	3 310	13	0,35	4 400	12	0,43	5 500	13	0,53	6 620	280
0,8	12,5	0,38	4 300	15	0,45	5 760	13,5	0,55	7 200	15	0,7	8 600	350
0,9	14	0,48	5 500	17	0,6	7 400	15	0,7	9 240	17	0,9	11 000	400
1,0	16	0,55	6 800	19	0,75	9 100	17	0,9	11 400	19	1,1	13 600	450
1,1	17,5	0,7	8 200	21	0,9	10 900	19	1,05	13 680	21	1,3	16 400	500
1,2	19	0,8	9 750	23	1,05	13 000	20	1,3	16 300	22,5	1,55	19 500	550
1,3	20	0,95	11 500	25	1,3	15 300	22	1,5	19 200	24	1,8	23 000	600
1,4	22	1,1	13 300	27	1,6	18 000	24	1,75	22 200	26	2,1	26 600	650

¹⁾ Der Unterschied in den Durchmessern der 96- und 120-drähtigen Seile liegt darin, daß die Hanfseelen in den Litzen der letzteren dünner sind als diejenigen in den Litzen der ersteren.

Verzinkte Drahtseile zu Flaschenzügen. (Fortsetzung.)

Dicke der Drahte im Seile δ mm	Drahtzahl 160			Drahtzahl 180			Drahtzahl 192			Drahtzahl 240			Kleinster Trommel- und Rollen- durch- messer D mm
	Durch- messer des Seiles d mm	Ungef. Ge- wicht des Seiles q kg/lfd. m	Bruch- be- lastung kg										
0,5	11	0,3	3 840	11	0,34	4 300	12	0,35	4 600	13,5	0,45	5 700	200
0,6	13	0,43	5 440	13	0,48	6 100	14	0,5	6 500	16	0,63	8 160	240
0,7	15	0,6	7 400	15,5	0,65	8 200	16,5	0,68	8 800	19	0,88	11 000	280
0,8	17	0,77	9 000	18	0,87	10 800	19	0,88	11 500	22	1,15	14 400	350
0,9	19	0,98	12 300	20	1,1	13 800	21	1,13	14 800	25	1,5	18 500	400
1,0	21	1,2	15 200	22	1,35	17 100	23,5	1,38	18 200	27,5	1,8	22 800	450
1,1	23	1,46	18 240	24	1,65	20 500	26	1,7	21 800	30	2,15	27 360	500
1,2	25	1,72	21 700	26	1,9	24 500	28,5	2,0	26 100	33	2,55	32 600	550
1,3	27	2,0	25 500	28	2,25	28 800	31	2,3	30 700	35	3,0	38 400	600
1,4	29	2,3	29 600	31	2,6	33 300	34	2,7	35 500	38	3,5	44 400	650

Für größere Trommeldurchmesser						
Durchmesser der Winder-trommel <i>D</i> mm	Durchmesser des Seiles <i>d</i> mm	Zahl <i>i</i>	Dicke δ	Ungefähres Gewicht des Seiles <i>q</i> kg/lfd. m	Bruchbelastung des Seiles	
		der Drähte im Seile			unverzinkt kg	verzinkt kg
		Stück	mm			
500	9	42	1,0	0,32	3 990	3 610
	10	49	1,0	0,37	4 655	4 210
	12	72	1,0	0,54	6 840	6 190
	13	84	1,0	0,63	7 980	7 220
	15	96	1,0	0,72	9 120	8 250
	16	114	1,0	0,86	10 830	9 800
550 bis 600	10	42	1,1	0,38	4 790	4 320
	11	49	1,1	0,44	5 590	5 040
	13	72	1,1	0,65	8 210	7 410
	14	84	1,1	0,76	9 580	8 650
	16	96	1,1	0,87	10 940	9 880
	17	114	1,1	1,03	13 000	11 740
650 bis 700	11	42	1,2	0,45	5 710	5 250
	13	49	1,2	0,53	6 660	6 120
	15	72	1,2	0,78	9 790	9 000
	16	84	1,2	0,91	11 420	10 500
	18	96	1,2	1,04	13 050	12 000
	19	114	1,2	1,13	15 500	14 250
750 bis 800	12	42	1,3	0,52	6 720	5 710
	14	49	1,3	0,62	7 840	6 660
	16	72	1,3	0,91	11 520	9 790
	17	84	1,3	1,07	13 440	11 420
	19	96	1,3	1,22	15 360	13 050
	20	114	1,3	1,45	18 240	15 500
900 bis 1000	13	42	1,4	0,62	7 770	6 720
	15	49	1,4	0,72	9 060	7 840
	17	72	1,4	1,06	13 320	11 520
	19	84	1,4	1,23	15 540	13 440
	21	96	1,4	1,41	17 760	15 360
	22	114	1,4	1,68	21 090	18 240
1000 bis 1250	14	42	1,5	0,71	8 900	7 770
	16	49	1,5	0,83	10 390	9 060
	19	72	1,5	1,22	15 260	13 320
	20	84	1,5	1,42	17 810	15 540
	22	96	1,5	1,62	20 350	17 760
	23	114	1,5	1,92	24 170	21 090
1250 bis 1500	15	42	1,6	0,81	10 120	8 900
	17	49	1,6	0,94	11 810	10 390
	20	72	1,6	1,38	17 350	15 260
	21	84	1,6	1,61	20 245	17 810
	23	96	1,6	1,84	23 140	20 350
	25	114	1,6	2,19	27 470	24 170

seile.

Für kleinere Trommeldurchmesser						
Durchmesser der Windentrommel <i>D</i> mm	Durchmesser des Seiles <i>d</i> mm	Zahl <i>i</i>	Dicke δ	Ungefähres Gewicht des Seiles <i>q</i> kg/ld. m	Bruchbelastung des Seiles	
		der Drähte im Seile			unverzinkt kg	verzinkt kg
		Stück	mm			
250	9	96	0,5	0,18	2 300	1 830
	10	120	0,5	0,23	2 880	2 290
	11	144	0,5	0,27	3 460	2 750
	12	168	0,5	0,32	4 030	3 200
	13	210	0,5	0,39	5 040	4 000
	14	252	0,5	0,48	6 050	4 800
250 bis 300	10	96	0,6	0,25	3 260	2 780
	12	120	0,6	0,32	4 080	3 480
	13	144	0,6	0,39	4 900	4 170
	14,5	168	0,6	0,45	5 710	4 870
	16	210	0,6	0,58	7 140	6 090
	17,5	252	0,6	0,68	8 570	7 300
300 bis 350	13	96	0,7	0,34	4 410	3 840
	15	120	0,7	0,44	5 520	4 800
	16	144	0,7	0,53	6 620	5 700
	17	168	0,7	0,62	7 730	6 700
	18	210	0,7	0,77	9 660	8 400
	20	252	0,7	0,93	11 590	10 080
350 bis 400	14	96	0,8	0,44	5 760	5 080
	16	120	0,8	0,58	7 200	6 300
	17,5	144	0,8	0,69	8 640	7 600
	19	168	0,8	0,81	10 080	8 900
	20,5	210	0,8	1,01	12 600	11 100
	22	252	0,8	1,21	15 120	13 300
400 bis 450	16	96	0,9	0,56	7 390	6 570
	18	120	0,9	0,73	9 240	8 200
	19	144	0,9	0,87	11 090	9 800
	21	168	0,9	1,02	12 930	11 500
	23	210	0,9	1,28	16 170	14 300
	25	252	0,9	1,53	19 400	17 200
450 bis 500	18	96	1,0	0,70	9 120	8 250
	20	120	1,0	0,90	11 400	10 300
	22	144	1,0	1,08	13 680	12 300
	24	168	1,0	1,26	15 960	14 400
	26	210	1,0	1,58	19 950	18 000
	28	252	1,0	1,89	23 940	21 600
500 bis 600	20	96	1,2	1,00	13 050	10 940
	24	120	1,2	1,25	16 320	13 680
	27	144	1,2	1,50	19 580	16 410
	29	168	1,2	1,75	22 840	19 150
	31	210	1,2	2,18	28 560	23 940
	35	252	1,2	2,62	34 270	28 720

des Seiles möglich ist, da schwache Drähte durch Verschleiß schneller ganz zerstört werden als stärkere. Hiernach sind D und δ so groß zu wählen, wie die Verhältnisse es nur irgend gestatten.

Bezeichnet

Q das mittels eines Seiles zu hebende Gewicht in kg,

l die größte Länge des senkrecht hängenden Seilstückes in m,

q das Seilgewicht in kg/lfd. m,

so ist die größte Zugbelastung des Seiles

$$S = Q + ql = Q + \beta i \delta^2 l,$$

worin $\beta = 0,75$ bis $0,80$ gesetzt werden kann.

Bei Förderung aus großen Tiefen wird die Beanspruchung durch das Eigengewicht ql des Seiles eine ganz bedeutende. Um dasselbe zu verringern, gibt man den Seilen von unten nach oben stufenförmig wachsende Querschnitte. Diese konischen Förderseile haben sich in der Praxis weniger gut als cylindrische Seile bewährt. Man ist daher in neuerer Zeit von ihrer Verwendung abgekommen.

In der Regel wählt man zu runden Förderseilen Drähte von 1,4 bis höchstens 2,8 mm Dicke mit Rücksicht darauf, daß womöglich $D \geq 1000 \delta$. Nur gezwungen geht man unter $D = 1000 \delta$ bis zum Grenzwerte $D = 500 \delta$ herab, wenn gleichzeitig möglichst starke Drähte und möglichst kleine Trommeldurchmesser durch die Anlage gefordert werden.

Bei gleicher Drahtdicke δ ist ferner der Trommeldurchmesser D mit der Drahtzahl i zu vergrößern und womöglich $D \geq 100 d$ zu nehmen¹⁾.

(Siehe hierzu die Tabelle S. 409 bis 411.)

Die flachen Drahtseile werden aus runden nebeneinander gelegten Seilen hergestellt, die durch Nähen verbunden sind. Ihr Vorteil besteht in der größeren Biegsamkeit gegenüber runden Seilen von gleichem Querschnitte. Der allgemeinen Verwendung flacher Drahtseile steht ihre verhältnismäßig geringere Dauerhaftigkeit entgegen — eine Folge der ungleichen Dehnung und Abnutzung der einzelnen Seilstränge.

(Siehe hierzu die Tabelle S. 412.)

In neuerer Zeit werden von Felten & Guilleaume in Mühlheim (Rhein) mit Rücksicht auf möglichst geringen Verschleiß sog. flachlitzige Drahtseile hergestellt.

Während bei einem gewöhnlichen, aus sechs runden Litzen und einer Hanfseele gebildeten Seile (Fig. 382) der Druck zwischen Seil und Rollenkranz von höchstens drei Drähten aufgenommen wird, kommt bei dem aus fünf Litzen elliptischer Form mit flachem Kerndraht und einer Hanfseele gebildeten Seile (Fig. 383) eine größere Anzahl von Drähten mit dem Rollenkranze in Berührung.

Die Verwendung flachlitziger Drahtseile erscheint da angezeigt, wo Seile

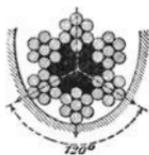


Fig. 382.

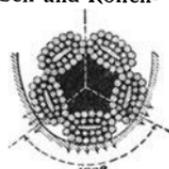


Fig. 383.

¹⁾ Bei ihren sehr biegsamen Kabelseilen gestatten Felten & Guilleaume bis $D = 400 \delta$ herabzugehen bei gleichzeitiger Steigerung der Seilspannung k_z bis zu $1/4$ der Zugfestigkeit K_z . Diese Seile werden mit $\delta = 1$ bis 2 mm, $i = 120$ bis 294, $d = 20$ bis 63 mm und $q = 0,90$ bis 11,50 kg/lfd. m aus Eisen oder Bessemerstahl oder aus Patent-Gußstahl (im letzteren Falle $K_z = 9000$ und 12000 kg/qcm) hergestellt.

Runde Förderseile.

Draht- dicke δ mm	Zahl der Drähte in Seile i	Zahl der Hanf- seelen in Seile	Durch- messer des Seiles d mm	Un- gefährtes Gewicht des Seiles q kg/ldf. m	Bruchbelastung des Seiles in kg		
					Patent-Gußstahldraht mit einer Zugfestigkeit von		
					12 000 kg/qcm	15 000 kg/qcm	18 000 kg/qcm
1,4	36	7	13	0,55	6 660	8 330	9 990
	42	1	13	0,65	7 760	9 700	11 640
	42	7	14	0,65	7 760	9 700	11 640
	49	1	14	0,75	9 050	11 310	13 580
	49	8	17	0,80	9 050	11 310	13 580
	56	8	18	0,95	10 340	12 930	15 510
	84	1	19	1,30	15 510	19 390	23 260
	96	7	21	1,40	17 730	22 160	26 590
	114	1	23	1,70	21 060	26 320	31 590
133	1	25	2,00	24 570	30 710	36 850	
1,6	36	7	15	0,70	8 690	10 860	13 040
	42	1	15	0,85	10 140	12 670	15 210
	42	7	17	0,85	10 140	12 670	15 210
	49	1	17	0,95	11 830	14 790	17 750
	49	8	19	1,00	11 830	14 790	17 750
	56	8	20	1,20	13 520	16 900	20 280
	84	1	22	1,70	20 280	25 350	30 420
	96	7	24	1,85	23 170	28 960	34 760
	114	1	26	2,25	27 500	34 380	41 250
133	1	28	2,60	32 100	40 120	48 150	
1,8	36	7	17	0,90	11 000	13 750	16 500
	42	1	17	1,05	12 820	16 000	19 230
	42	7	19	1,05	12 820	16 000	19 230
	49	1	19	1,25	14 960	18 700	22 440
	49	8	21	1,30	14 960	18 700	22 440
	56	8	23	1,50	17 100	21 370	25 650
	84	1	25	2,10	25 660	32 100	38 490
	96	7	27	2,30	29 320	36 650	43 980
	114	1	29	2,75	34 800	43 500	52 200
133	1	31	3,25	40 600	50 750	60 900	
2,0	36	7	19	1,10	13 570	16 960	20 350
	42	1	19	1,30	15 840	19 800	23 760
	42	7	21	1,30	15 840	19 800	23 760
	49	1	21	1,50	18 480	23 100	27 720
	49	8	24	1,55	18 480	23 100	27 720
	56	8	26	1,85	21 120	26 400	31 680
	84	1	27	2,60	31 680	39 600	47 500
	96	7	30	2,85	36 200	45 250	54 300
	114	1	32	3,40	42 990	53 730	64 480
	133	1	35	4,00	50 150	62 690	75 220
	162	1	38	5,00	61 070	76 340	91 600
180	1	41	5,70	67 860	84 830	101 800	

Draht- dicke δ mm	Zahl der Drähte im Seile i	Zahl der Hanf- seelen im Seile	Durch- messer des Seiles d mm	Un- gefähres Gewicht des Seiles q kg/ld. m	Bruchbelastung des Seiles in kg		
					Patent-Gußstahldraht mit einer Zugfestigkeit von		
					12 000 kg/qcm	15 000 kg/qcm	18 000 kg/qcm
2,2	36	7	21	1,30	16 420	20 530	24 630
	42	1	21	1,55	19 170	23 960	28 750
	42	7	23	1,60	19 170	23 960	28 750
	49	1	23	1,85	22 350	27 940	33 530
	49	8	26	1,90	22 350	27 940	33 530
	56	8	28	2,25	25 540	31 930	38 310
	84	1	30	3,15	38 310	47 890	57 470
	96	7	33	3,45	43 780	54 730	65 670
	114	1	35	4,10	52 000	65 000	78 000
	133	1	38	4,80	60 660	75 830	90 990
162	1	42	5,90	73 900	92 380	110 850	
180	1	45	7,00	82 100	102 630	123 150	
2,5	36	7	24	1,70	21 200	26 500	31 800
	42	1	24	2,00	24 730	30 910	37 100
	42	7	26	2,05	24 730	30 910	37 100
	49	1	26	2,35	28 850	36 060	43 280
	49	8	30	2,45	28 850	36 060	43 280
	56	8	32	2,90	32 970	41 210	49 460
	84	1	34	4,10	49 460	61 830	74 200
	96	7	37	4,45	56 520	70 650	84 780
	114	1	40	5,30	67 150	83 940	100 780
	133	1	44	6,20	78 340	97 930	117 500
162	1	48	7,50	95 430	119 290	143 150	
180	1	52	9,00	106 000	132 500	159 000	
2,8	36	7	26	2,10	26 600	33 250	39 900
	42	1	26	2,50	31 030	38 790	46 550
	42	7	29	2,55	31 030	38 790	46 550
	49	1	29	3,00	36 200	45 250	54 300
	49	8	33	3,10	36 200	45 250	54 300
	56	8	35	3,65	41 370	51 710	62 060
	84	1	38	5,10	62 060	77 580	93 100
	96	7	42	5,60	70 930	88 660	106 400
	114	1	45	6,70	84 240	105 300	126 360
	133	1	49	7,80	98 280	122 850	147 420
162	1	53	10,60	119 700	149 630	179 550	
180	1	58	11,30	133 000	166 250	199 500	
3,1	36	7	29	2,55	32 610	40 760	48 920
	42	1	29	3,05	38 050	47 560	57 080
	42	7	32	3,10	38 050	47 560	57 080
	49	1	32	3,60	44 390	55 490	66 590
	49	8	37	3,75	44 390	55 490	66 590
	56	8	40	4,45	50 730	63 410	76 100
	84	1	42	6,25	76 100	95 130	114 150

Draht- dicke δ mm	Zahl der Drähte im Seile i	Zahl der Hanf- seelen im Seile	Durch- messer des Seiles d mm	Un- gefähres Gewicht des Seiles q kg/lfd. m	Bruchbelastung des Seiles in kg			
					Patent-Gußstahldraht mit einer Zugfestigkeit von			
					12 000 kg/qcm	15 000 kg/qcm	18 000 kg/qcm	
3,1	}	96	7	47	6,85	86 970	108 710	130 460
		114	1	50	8,20	103 250	129 060	154 880
		133	1	55	9,60	120 560	150 700	180 840
		162	1	59	13,00	146 730	183 410	220 100
		180	1	64	13,80	163 060	203 830	244 590
3,4	}	36	7	32	3,10	39 220	49 030	58 830
		42	1	32	3,70	45 760	57 200	68 640
		42	7	35	3,75	45 760	57 200	68 640
		49	1	35	4,35	53 380	66 730	80 070
		49	8	41	4,50	53 380	66 730	80 070
		56	8	44	5,40	61 000	76 250	91 500
		84	1	46	7,50	91 500	114 380	137 250
		96	7	51	8,25	104 570	130 710	156 860
		114	1	54	10,00	124 180	155 220	186 270
		133	1	60	11,50	144 880	181 100	217 320
		162	1	65	15,70	176 480	220 600	264 720
180	1	70	16,60	196 100	245 120	294 150		

außer der Beanspruchung auf Zug und Biegung noch durch Schleifen über die Erde, über Rollen u. dergl., wie es z. B. bei Bremsbergen, Bergbahnen, Dampfpflügen u. s. w. der Fall ist, einem großen Verschleiß ausgesetzt sind.

Diese Seile werden bei 5 · 9 oder 5 · 23 oder 5 · 28 Drähten mit $d = 11$ bis 40 mm und $q = 0,39$ bis 6,10 kg/lfd. m gefertigt.

Auch als Aufzugseile finden flachlitzige Drahtseile bei 5 · 23 und 5 · 28 Drähten mit $d = 12$ bis 22 mm auf Trommeln und Scheiben von 400 bis 900 mm Durchmesser Verwendung.

Eine weitere Neuerung der genannten Firma ist das sog. patentverschlossene, aus besonderen Formdrähten hergestellte Spiral-seil ohne Hanfeinlage. Dasselbe wird als Aufzug- und Förderseil mit schwächeren Drähten (Fig. 384), als Leit-, Schachtführungs-, Luftbahn-, Fährseil u. s. w. mit stärkeren Drähten (Fig. 385) ausgeführt. In beiden Fällen sind sämtliche Drähte in konzentrischen Lagen um einen Kerndraht angeordnet. Den Runddrähten für die inneren Lagen folgen solche mit Trapezquerschnitt, diesen solche von S-förmigem Querschnitt



Fig. 384.

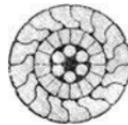


Fig. 385.

für die äußeren Lagen; letztere liefern zufolge ihrer Überdeckung die geschlossene Bauart des Seiles.

Als Vorzüge dieser Seile gegenüber gewöhnlichen Drahtseilen werden angegeben:

- Geringerer Durchmesser bei gleicher Bruchfestigkeit;
- Leichteres Gewicht wegen Fehlens der Hanfeinlage;

Flache Förderseile.

Draht- dicke δ mm	Zahl der Drähte im Seile i	Breite des Seiles mm	Dicke des Seiles mm	Un- gefährtes Gewicht des Seiles q kg/dfd. m	Bruchbelastung des Seiles in kg		
					Patent-Gußstahl Draht mit einer Zugfestigkeit von		
					12 000 kg/qcm	15 000 kg/qcm	18 000 kg/qcm
1,0	120	38	9	1,00	11 300	14 100	16 950
	144	44	10	1,15	13 560	16 950	20 350
	168	46	11	1,35	15 820	19 800	23 750
	192	50	12	1,50	18 100	22 600	27 150
1,2	120	46	11	1,35	16 300	20 350	24 450
	144	51	12	1,65	19 560	24 450	29 350
	168	55	13	1,90	22 820	28 500	34 200
	192	60	14	2,30	26 080	32 600	39 100
1,4	120	53	13	1,90	22 170	27 700	33 250
	144	50	14	2,25	26 600	33 250	39 900
	168	64	15	2,60	31 000	38 750	46 500
	192	70	16	3,20	35 430	44 300	53 150
1,6	120	61	15	2,50	28 950	36 200	43 450
	144	68	16	2,90	34 800	43 450	52 200
	168	73	17	3,40	40 600	50 700	60 900
	192	80	18	4,00	46 300	57 900	69 500
1,8	120	68	16	3,10	36 600	45 750	54 900
	144	77	18	3,70	43 920	54 900	65 880
	168	82	19	4,30	51 240	64 050	76 860
	192	93	20	5,15	58 560	73 200	87 840
	224	110	19	5,70	68 320	85 400	102 480
	256	124	20	6,90	78 080	97 600	117 120
	288	135	24	7,70	87 840	109 800	131 760
	320	150	25	8,50	97 600	122 000	146 400
2,0	120	76	18	3,80	45 240	56 500	67 860
	144	85	20	4,55	54 300	67 800	81 450
	168	91	22	5,30	63 350	79 100	95 000
	192	104	23	6,35	72 400	90 500	108 600
	224	120	22	7,10	84 460	105 600	126 700
	256	138	23	8,50	96 520	120 650	144 800
	288	150	26	9,50	108 580	135 700	162 870
	320	165	28	10,60	120 640	150 800	180 960

Gleichmäßigerer Verschleiß, ruhigerer Gang und infolgedessen geringerer Kraftverbrauch wegen der glatten Oberfläche der Deckdrähte;

Verhütung des Rostens der gut eingefetteten Drähte von innen nach außen wegen der fehlenden Hanfseele;

Verminderte Neigung, sich zu längen und bei freihängender Last aufzudrehen;

Festhalten der Drahtenden bei etwaigen Drahtbrüchen infolge der S-Form der Deckdrähte.

Die folgende Zusammenstellung enthält gangbare Größen u. s. w. der dünndrähtigen patentverschlossenen Förder- und Aufzugsdrahtseile (aus Gußstahl mit 120 000 kg/qcm Bruchfestigkeit) der Firma Felten & Guilleaume in Mühlheim (Rhein).

Durchmesser des Seiles d mm	Ungefährtes Gewicht des Seiles q kg/dfd. m	Bruchbelastung kg	Kleinster Trommel- und Scheibendurchmesser D mm	Durchmesser des Seiles d mm	Ungefährtes Gewicht des Seiles q kg/dfd. m	Bruchbelastung kg	Kleinster Trommel- und Scheibendurchmesser D mm
12	0,85	11 000	1500	27	4,00	58 700	3250
13	0,95	13 100	1500	28	4,30	62 500	3500
14	1,10	15 200	2000	29	4,65	66 400	3500
15	1,25	17 300	2000	30	5,10	73 500	3750
16	1,40	20 400	2000	31	5,46	79 400	3750
17	1,60	23 300	2250	32	5,81	85 300	4000
18	1,85	26 200	2250	33	6,17	88 300	4000
19	2,00	27 400	2250	34	6,55	92 200	4250
20	2,20	31 100	2500	35	6,75	98 500	4250
21	2,40	35 000	2500	36	7,00	104 800	4500
22	2,74	38 800	2750	37	7,60	116 200	4500
23	2,85	42 000	2750	38	8,15	120 700	4750
24	3,10	45 200	3000	39	8,70	125 200	4750
25	3,40	48 300	3000	40	9,30	129 700	5000
26	3,70	54 900	3250				

Die starkdrähtigen patentverschlossenen Drahtseile werden mit $d = 20$ bis 45 mm und $q = 2,45$ bis 11,70 kg/dfd. m für Bruchbelastungen von 16 430 bis 78 200 kg bzw. 27 150 bis 129 200 kg bzw. 34 360 bis 163 200 kg in den Handel gebracht, je nachdem weicher Stahl-Formdraht (55 000 bis 60 000 kg/qcm Bruchfestigkeit) oder Patent-Gußstahldraht (90 000 bis 100 000 bzw. 120 000 kg/qcm Bruchfestigkeit) zu ihrer Herstellung verwendet wird.

2. Die Rollen für Drahtseile erhalten Umfangsrillen, die nach Fig. 386 auf eine Tiefe gleich dem 2,5- bis 3-fachen des Seildurchmessers so eingedreht werden, daß das Seil sich mit möglichst geringem Spielraume ohne jede Klemmung einlegt. Eine Ausfütterung der Rillen findet hier nicht statt.

Betreffs der Durchmesser der Drahtseilrollen ist auf das unter b, 1 (S. 408) Gesagte zu verweisen.

Die Trommeln der Drahtseile erhalten eine spiralförmig eingedrehte Nut von flacher Kreisbogenform, deren Steigung um etwa 2 mm größer als die Seildicke gewählt wird.

Die Befestigung des Seiles an der Trommel kann durch Einhängung einer Seilschleife in einen Bügel oder durch Klemmung des Seilendes mittels Laschenverschraubung geschehen. Beachtenswert ist auch die Fig. 387 ersichtliche Drahtseil-



Fig. 386.

befestigung mittels einer Keileinlage, die sich durch den Seilzug selbsttätig festzieht und die erforderliche Klemmung erzeugt.

Damit sich das Seil beim Auflaufen auf die Trommel nicht übereinander wickelt oder einzelne Rillen überspringt, soll der Achsenabstand der Trommeln und Rollen, welche letztere das Seil in die Lastbahn überleiten, mindestens das 25fache der Trommellänge betragen; erforderlichenfalls ist eine besondere Zuführungsrolle mit selbsttätiger oder zwangsläufiger Verschiebbarkeit in achsialer Richtung anzuordnen.

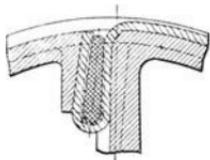


Fig. 387.

Die bei Fördermaschinen zur Anwendung kommenden Bobinen, das sind Fördertrommeln mit seitlichen Führungen für die aufeinander liegenden Windungen des als Flachseil ausgebildeten Förderseiles erhalten einen, von der Drahtstärke abhängigen kleinsten Durchmesser, der mit Rücksicht auf das unter **b**, 1 (S. 408) für runde Förderseile Gesagte zu wählen ist.

B. Ketten, deren Rollen und Trommeln.

Die Lastketten bestehen aus einzelnen Gliedern, die entweder aus Rundeisen gebildet und in ovaler Form durch Schweißung geschlossen sind — Gliederketten — oder durch eine Verbindung von Blechlaschen mit Stahlbolzen hergestellt werden — Laschenketten.

a) Gliederketten, deren Rollen und Trommeln.

1. Die aus zähem, weichem Schweißeseisen gefertigten Gliederketten werden mit kurzen Gliedern (Fig. 388), mit langen Gliedern (Fig. 389) und mit langen Gliedern und eingesetztem Steg (Fig. 390) ausgeführt.

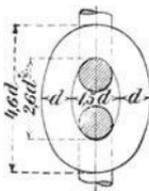


Fig. 388.



Fig. 389.

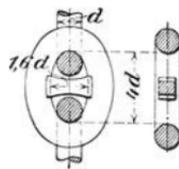


Fig. 390.

Die einfachen Gliederketten bezeichnet man zum Unterschiede von den Stegketten als offene Ketten. Die kurzgliedrige (englische) Kette wird auf kleinen Rollen und Trommeln weniger auf Biegung beansprucht und ist beweglicher, jedoch schwerer und teurer als die langgliedrige (deutsche) Kette; trotzdem hat sie die letztere fast ganz verdrängt. Die Stegketten finden vorzugsweise als Ankerketten Verwendung; ihre Bruchbelastung liegt um etwa 12,5% höher als diejenige der einfachen Gliederketten.

Die mittleren Abmessungen der Gliederketten sind in Fig. 388 bis 390 angegeben.

Die zulässige Belastung Q (in kg) einer neuen, aus vorzüglichem Eisen sorgfältig hergestellten kurzgliedrigen Kette (ohne Steg), deren Eisenstärke d (in cm), kann nach C. v. Bach genommen werden:

$Q = 1000 d^2$ für wenig angestrenzte Ketten ($k_z = 637$ kg/qcm),

$Q \approx 800 d^2$ für häufiger benutzte Ketten ($k_z \approx 509$ kg/qcm),

$Q \approx 500 d^2$ für Dampfwindketten ($k_z \approx 318$ kg/qcm).

Kalibrierte (adjustierte) Ketten mit genau übereinstimmenden Gliedern sind zur möglichst langen Erhaltung ihrer Sondereigenschaft nur mit etwa $\frac{5}{8}$ der vorstehend angegebenen Kraft zu belasten.

Kurzgliedrige Kranketten der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bachem & Keetman in Duisburg a. Rh.

Ketten- eisen- stärke d mm	Zulässige Belastung Q kg	Ungefähres Gewicht der Kette q kg/lfd. m	Ketten- eisen- stärke d mm	Zulässige Belastung Q kg	Ungefähres Gewicht der Kette q kg/lfd. m
5	250	0,58	20	4 000	8,98
6	360	0,81	21	4 410	9,90
7	490	1,10	22	4 840	10,87
8	640	1,44	23	5 290	11,90
9	810	1,82	24	5 760	12,94
10	1 000	2,25	26	6 760	15,18
11	1 210	2,72	28	7 840	17,61
12	1 440	3,24	30	9 000	20,22
13	1 690	3,80	33	10 890	24,46
14	1 960	4,41	36	12 960	29,11
15	2 250	5,06	39	15 210	34,16
16	2 560	5,75	43	18 490	41,53
17	2 890	6,50	46	21 160	47,53
18	3 240	7,28	49	24 010	53,82
19	3 610	8,14	52	27 040	60,73

Zur sofortigen Wiedervereinigung einer zerrissenen Kette oder zur vorübergehenden Kupplung zweier Kettenstrecken dient das Kettenschloß (Fig. 391).

2. Rollen für gewöhnliche Gliederketten zeigen Fig. 392 bis 394. Die Abschrägung (Doppelkegelform mit Steigung 1:4) in Fig. 392 vermindert die Biegungsbeanspruchung der Kettenglieder durch günstigere Unterstützung. Die Seitenränder in Fig. 394 sind nur bei unruhigem Kettenlaufe oder stärkerer Ablenkung erforderlich. Fig. 393 zeigt eine Rolle für diagonal (unter 45° zur Rollenachse) geführte Kettenglieder; die nur für ruhigen Kettenlauf anwendbar ist. Am häufigsten finden Kettenrollen nach Fig. 394 Verwendung.

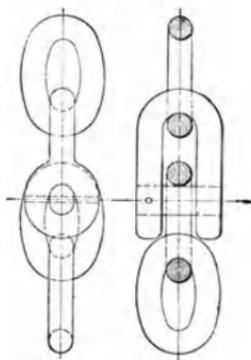


Fig. 391.

Man nimmt für Handbetrieb

$$D \geq 20 d,$$

unter d die Ketteneisenstärke und unter D den Durchmesser der Rolle verstanden, gemessen von Mitte zu Mitte der Kette auf dem Rollenumfange (s. Fig. 394).

Für lebhaften und schnellen Betrieb ist womöglich

$$D \geq 30 d$$

zu wählen.

Kettentrommeln versteht man zur sicheren Führung der Kette meist mit spiralförmig eingegossenen Umfangsnuten, die ähnlich wie

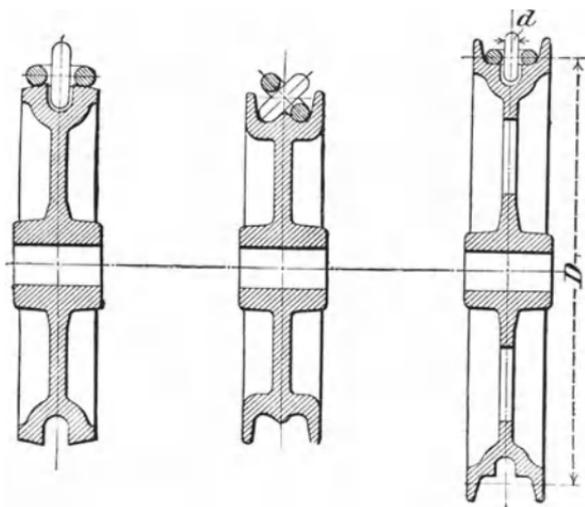


Fig. 392.

Fig. 393.

Fig. 394.

bei den Kettenrollen profiliert werden. Fig. 395 zeigt die gewöhnliche Anordnung mit cylindrischen Auflagerflächen für die flachliegenden Kettenglieder, Fig. 396 eine Trommel mit kegelförmiger Abschrägung der Stützränder und Fig. 397 eine solche mit flachem Kreisbogenprofil für diagonal geführte Kettenglieder. Im letzteren Falle wird zufolge der schiefen Lage der Kettenglieder die Breite der einzelnen Windungen und damit die Trommellänge gegenüber der Fig. 395 und 396 ersichtlichen Anordnung verkürzt. Trommeln mit flachen Spiralnuten eignen sich besonders bei schnell und unruhig laufenden Ketten von Dampfwinden.

Zwischen den einzelnen Kettenwindungen läßt man einen Spielraum von etwa 3 mm. Den Durchmesser der Trommeln wählt man wie bei Kettenrollen, die Mantelstärke mit Rücksicht auf Herstellung der Trommeln mindestens 1,2 cm. Bei größeren Trommellängen ist den auftretenden Biegungs- und Drehungsbeanspruchungen Rechnung zu tragen.

Eine zweckmäßige Befestigung der Kette auf der Trommel zeigt Fig. 395.

Gleichwie die Seiltrommeln werden auch die Kettentrommeln auf der zugehörigen Welle durch Nabenkeile befestigt oder, um die Welle nicht auf Drehung zu beanspruchen, mit dem antreibenden Stirnrade unmittelbar verschraubt. Zuweilen ist das letztere auf die nach außen verlegte Trommelnabe aufgekeilt.

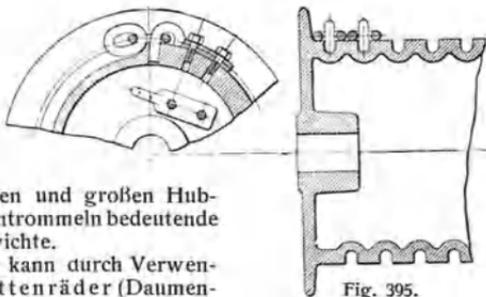


Fig. 395.

Bei schweren Lasten und großen Hubhöhen erhalten die Kettentrommeln bedeutende Abmessungen und Gewichte.

Diesem Übelstande kann durch Verwendung verzahnter Kettenräder (Daumenräder) für kalibrierte Ketten an Stelle der Trommeln begegnet werden. Dieselben erfordern, da ihre Breite vollkommen unabhängig von der Förderlänge der Kette ist und auch ihr Durchmesser bedeutend kleiner ausfällt als derjenige gewöhnlicher Trommeln, nur einen geringen Raumbedarf. Von besonderem Werte ist ferner bei Kettenrädern, daß die Lastkette in vollkommen unveränderter Richtung aufsteigt, ohne gleichzeitige Seitenbewegung, wie bei den Trommeln mit Spiralwicklung.

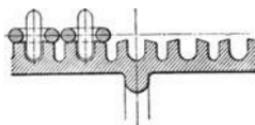


Fig. 396.

Fig. 398 zeigt ein verzahntes Kettenrad mit acht Zähnen.

Bezeichnet

- l die Teilung der Kettenglieder,
- d die Ketteneisenstärke,
- z die Zähnezahzahl des Kettenrades,

so ist dessen Teilkreisradius, der gleichzeitig den Lastarm bildet,

$$R = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{l}{\sin \frac{90^\circ}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90^\circ}{z}}\right)^2}$$

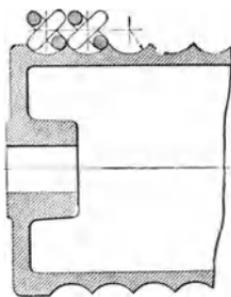


Fig. 397.

Für schwache Ketten und große Zähnezahlen verschwindet der Einfluß des zweiten Gliedes unter der Wurzel, und es darf schon für $z \geq 6$ und $d \leq 1,6$ cm ohne merkbaren Fehler gesetzt werden

$$R = \frac{l}{2 \sin \frac{90^\circ}{z}}$$

Diese letzte Gleichung dient insbesondere zur Berechnung des Teilkreisradius von Haspelrädern, die den Antrieb einer

Winde oder dergl. mittels Handkette ($d = 5$ bis 10 mm) aus beliebiger Entfernung ermöglichen (s. S. 276).

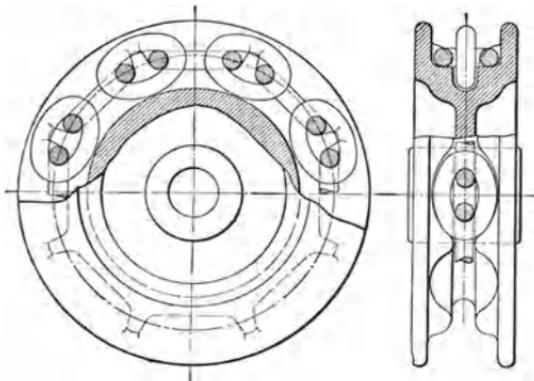


Fig. 398.

Für Zähnezahlen $z \leq 5$ fällt der Durchmesser des Kettenrades meist so klein aus, daß es nicht mehr auf der zugehörigen Welle aufgekeilt werden kann. In diesem Falle werden Rad und Welle aus Stahlguß in einem Stücke hergestellt.

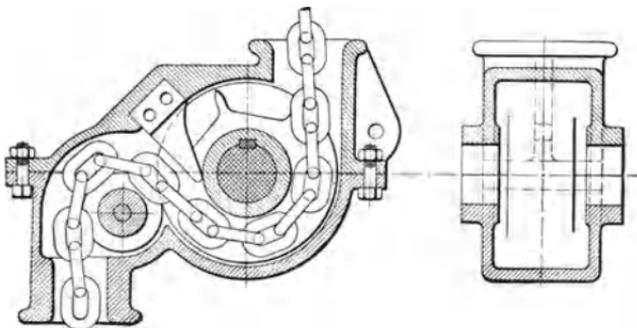


Fig. 399.

Das ablaufende Kettenstück ist durch eine Leitrolle (Fig. 399) oder dergl. derart abzulenken, daß die Kette das verzahnte Rad mindestens auf dem halben Umfange umschließt. Infolge der elastischen Dehnung der Kettenglieder klemmen sich diese leicht zwischen den Zähnen fest und müssen durch einen Abstreicher herausgedrängt werden.

(Siehe hierzu die Tabelle auf S. 419.)

b) Laschenkettten und deren Rollen.

1. Die Laschenkettten, nach ihrem Erfinder auch Gallsche Gelenkkettten genannt, bestehen aus Laschen aus Stahl oder aus weichem,

Kalibrierte Gliederketten und verzahnte Kettenräder.
Welter Elektrizitäts- und Hebezeug-Werke A.-G. in Köln-Zollstock.

Ketten- eisen- stärke <i>d</i> mm	Teilung <i>l</i> mm	Kettenräder.																	
		Teilkreisdurchmesser 2 <i>R</i> in mm (obere Zahl). Zähnezahl <i>z</i> (untere Zahl).																	
4,5	16	62	102	153	173
		7	10	15	17
5	18,5	58	72	83	95	118	(212)	(283)	(365)
		5	6	7	8	10	(18)	(24)	(31)
6	18,5	72	83	95	118	130	142	172	200	(212)	(234)	(283)	(353)	(365)	(376)	(420)	(484)	(1002)	(85)
		6	7	8	10	11	12	16	17	(18)	(20)	(24)	(30)	(31)	(32)	(36)	(41)		
6	20	76	140	166	179	204	255	286	(357)	(484)	(548)	(637)
		6	11	13	14	16	20	22	(28)	(38)	(43)	(50)
7	22,5	73	85	100	115	143	157	172	187	286	(387)	(458)	(616)	(740)	(859)	(944)	(1001)	.	.
		5	6	7	8	10	11	12	13	20	(27)	(32)	(43)	(52)	(60)	(66)	(77)	.	.
8	22,5	73	85	100	115	143	158	186	244	258	286	316	(387)	(456)	(614)	(740)	(850)	.	.
		5	6	7	8	10	11	13	17	18	20	22	(27)	(32)	(43)	(52)	(60)	.	.
9	25	80	95	127	159	174	238	318	428	570
		5	6	8	10	11	15	20	27	36
9,5	31	100	120	160	198	238	318	338	360	388	436	592	778
		5	6	8	10	12	16	17	18	20	22	30	40
11	30	97	134	192	214	264	286	382	422	575	680	1450
		5	7	10	11	14	15	20	22	30	36	77
13	36	115	161	184	207	253	275	322	344	458	552	714	836	1331
		5	7	8	9	11	12	14	15	20	24	32	37	58
14,5	42,5	162	214	268	320	374	404	850
		6	8	10	12	14	15	32
16	48	154	184	215	275	338	492
		5	6	7	9	11	16
18	54	175	207	242	276	310	322	479
		5	6	7	8	9	10	14
20	62,5	200	240	280	320	360	800
		5	6	7	8	9	20
22	62,5	200	240	280	320	360	480	812
		5	6	7	8	9	12	20
25	72	236	277	322	368	414	565
		5	6	7	8	9	12
26	72	330
		7
28	72	336
		8
30	80	260	310	360	410
		5	6	7	8
30	91	170
		3
32	80	310	410
		6	8

Bemerkung. Die eingeklammerten Räderabmessungen finden namentlich bei Haspelrädern Verwendung.

zähem Schweißbeisen, die durch zwischengenietete oder versplintete Stahlbolzen mit gedrehten Zapfen zu fortlaufenden Gliedern miteinander verbunden sind. Sie finden als Last- und auch als Treibketten Verwendung.

Fig. 400 zeigt eine Laschenkette mit vernieteten Gelenkbolzen. Der Schlußbolzen der Kette, die immer eine gerade Gliederzahl haben muß, ist versplintet. Die Laschenkettens eignen sich, da Schweißstellen nicht vorhanden sind, besonders für schwere Hebmachines. Ihr Nachteil besteht darin, daß sie fast gar keine Seitenbeweglichkeit besitzen, auch schwerer und teurer sind als geschweißte Gliederketten.

Gallsche Gelenkketten
von Zobel, Neubert und Co. in Schmalkalden (Thüringen)
(s. Fig. 400).

Zulässige Belastung ¹⁾ Q kg	Teilung oder Baulänge l mm	Länge des Mittelbolzens b mm	Durchmesser des Mittelbolzens D mm	Zapfenstärke d mm	Plattenzahl i	Plattenstärke s mm	Plattenbreite h mm	Größte Breite der Kette B mm	Ungefähres Gewicht der Kette kg/lfd. m	Durchmesser des Schlußbolzens d_1 mm	
100	15	12	5	4	2	1,5	12	23	ohne Unterlegscheiben vernietet	0,7	6
250	20	15	7,5	6	2	2	15	28		1	9
500	25	18	10	8	2	3	18	38		2	12
750	30	20	11	9	4	2	20	45	ohne Unterlegscheiben vernietet	2,7	13
1 000	35	22	12	10	4	2	27	50		3,8	15
1 500	40	25	14	12	4	2,5	30	60	mit Unterlegscheiben vernietet	5	18
2 000	45	30	17	14	4	3	35	67		7,1	21
3 000	50	35	22	17,5	6	3	38	90	mit Unterlegscheiben vernietet	11,1	26
4 000	55	40	24	21	6	4	40	110		16,5	32
5 000	60	45	26	23	6	4	46	118	mit Unterlegscheiben vernietet	19	34
6 000	65	45	28	24	6	4	53	125		24	36
7 500	70	50	32	28	8	4,5	53	150	versplintet	31,5	40
10 000	80	60	34	30	8	4,5	65	165		34	45
12 500	85	65	35	31	8	5	70	180	versplintet	44,8	47
15 000	90	70	38	34	8	5,5	75	195		51,1	50
17 500	100	75	40	36	8	6	80	208	versplintet	58,1	54
20 000	110	80	43	38	8	6	85	215		74,4	56
25 000	120	90	45	40	8	6,5	100	235		83,3	60
30 000	130	100	50	45	8	7	106	255	100	65	

Die in der vorstehenden Tabelle enthaltenen Gallschen Gelenkketten eignen sich auch für Triebwerkzwecke, sofern die Geschwindigkeit $v = 2,5$ m/sek nicht überschreitet. Es sollen aber die zulässigen Be-

¹⁾ Die zulässige Belastung entspricht ungefähr $1/6$ der Bruchbelastung.

lastungen in diesem Falle nur etwa $\frac{1}{8}$ der in der Tabelle gegebenen betragen, da andernfalls die zwischen Zapfen und Laschen auftretenden starken Flächenpressungen einen baldigen Verschleiß der Kette herbeiführen.

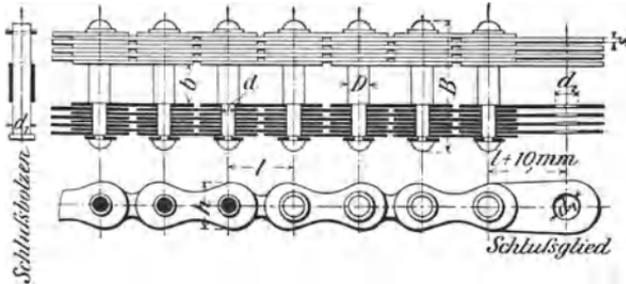


Fig. 400.

Für Triebwerkzwecke besser geeignet ist die Zobelsche Treibkette (Fig. 401). Bei dieser ist der hohle Innenbolzen m in fester

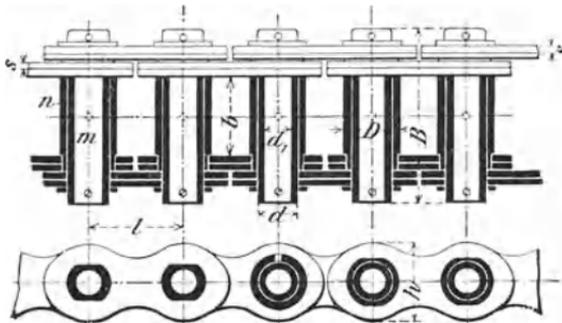


Fig. 401.

Verbindung mit den Außenlaschen, während die Innenlaschen auf einer den Bolzen m umschließenden Stahlhülse n befestigt sind. Da letztere im Betriebe auf dem Bolzen m gleitet, fallen die Auflageflächen weit größer und demnach die Pressungen in ihnen bedeutend geringer aus als bei der Gallschen Gelenkkette.

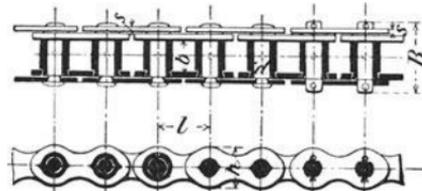


Fig. 402.

Kleinere Ketten erhalten statt der hohlen massive Innenbolzen, die, wie Fig. 402 zeigt, mit den Außenlaschen vernietet sind. Das Schlußglied zum Verbinden der Kette ohne Ende wird versplintet.

Bei größeren Ketten sind alle Glieder versplintet. Die in den Stahlhülsen n befindlichen kleinen Löcher dienen zur Schmierung der Kette.

Zobelsche Treibketten
von Zobel, Neubert & Co. in Schmalkalden (Thüringen)
(s. Fig. 401 und 402).

Zulässige Belastung Q kg	Teilung oder Baulänge l mm	Freie Länge der Stahlhülse		Durchmesser des Innenbolzens d mm	Durchmesser der Plattenzahl i mm	Plattenstärke s mm	Plattenbreite h mm	Größte Breite der Kette B mm	Ungefährtes Gewicht der Kette kg/lfd. m	
		b mm	D mm							
100	20	14	10	6	2	2	14	30	} vernietete Bolzen	1,6
150	20	16	12	7,5	2	3	16	38		2,2
200	25	18	14	9	2	3	21	40		2,5
300	30	20	17	11	2	3,5	25	46		3,9
400	35	22	18	12	2	4	27	50		4,1
500	40	25	20	14	2	4	30	54		4,6
750	45	30	22	16	2	5	35	64		6,7
1000	50	35	26	18	2	6	38	72		9,0
1500	55	45	28	20	4	4	40	97		13,0
2000	60	50	32	24	4	5	46	113		} mit Scheiben versplintet
2500	65	55	36	28	4	5	53	120	18,0	
3000	70	60	40	32	4	5	60	125	19,5	
4000	80	70	44	34	6	4,5	65	146	27,2	
5000	90	80	48	36	6	4,5	75	156	33,0	

2. Zur Aufnahme der Laschenketten dienen aus Schmiedeeisen, Gußstahl oder Hartguß hergestellte verzahnte Kettenräder (Daumenrollen), Fig. 403, mit seitlichen Rändern, auf die sich die Laschenköpfe auflegen.

Die Zähne erhalten dem Kettenbolzendurchmesser D entsprechende Fußprofile; das Kopfprofil der Zähne wird durch Kreisbögen gebildet, die um die benachbarten Zapfenmittelpunkte geschlagen sind und so das freie Aus- und Einschwingen der Kettenbolzen gestatten.

Bezeichnet

l die Baulänge der Kette,

z die Zähnezahl des Kettenrades,

so ergibt sich dessen Teilkreis halbmesser nach Fig. 403 zu

$$R_1 = \frac{l}{2 \sin \frac{\gamma}{2}} = \frac{l}{2 \sin \frac{180^\circ}{z}}$$

Als Leitrollen für Laschenketten werden zuweilen glatte cylindrische Scheiben verwendet, auf welche sich die Bolzen auflegen.

Die kleinste Zähnezahl ist durch die Rücksicht auf die erforderliche Wellenstärke bestimmt. Stellt man Kettenrad und Welle aus einem Stück her, so kann mit z bis auf sieben Zähne heruntergegangen werden. Für gewöhnliche Leitrollen wählt man zur Verminderung der Kettenreibung z meist größer — etwa zwischen 10 bis 30.

C. Haken.

Die in der Regel aus vorzüglichem, zähem Schweiß-eisen gefertigten Haken werden als einfache Haken (Fig. 404, 408 und 409) oder — für sehr große Lasten — als Doppelhaken (Fig. 406) ausgeführt.

a) Einfache Haken.

Bezeichnet in Fig. 404 d_1 den Kerndurchmesser der Schaftschraube, so folgt mit der zulässigen Zugbeanspruchung $k_z = 500$ kg/qcm für die Last Q

$$Q = \frac{\pi}{4} d_1^2 500.$$

Damit der Haken frei beweglich bleibt und sein Schaft nur auf Zug (nicht auf Biegung) beansprucht wird, ist zwischen Schaftmutter und Träger, in den er eingehängt ist, eine Scheibe mit kugelförmiger Unterfläche gelegt und das Auflager im Träger entsprechend ausgebildet, gleichzeitig die cylindrische Bohrung desselben genügend weit gehalten (s. auch Fig. 206, S. 247).

Es ist ferner der Schaft unterhalb des Gewindes in der Fig. 404 ersichtlichen Weise verstärkt. Durch diese Verstärkung wird auch bei unvollkommen beweglichen Haken den hier auftretenden Biegungsbeanspruchungen des Hakenschaftes zumeist Rechnung getragen.

Alle Hakenquerschnitte zwischen dem Schafte und dem tiefsten Punkte des Hakenmaules werden auf Biegung und auf Zug beansprucht.

Man erhält annähernde Werte für die erforderlichen Querschnitts-

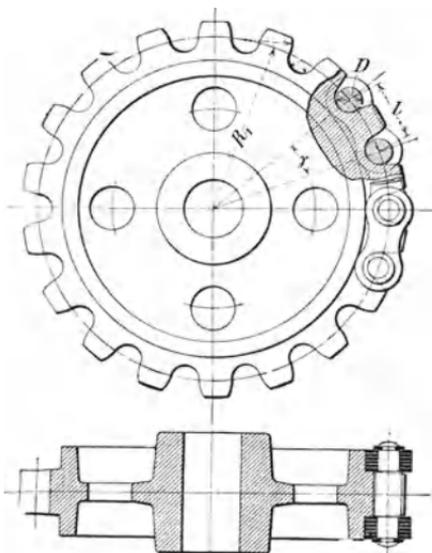


Fig. 403.

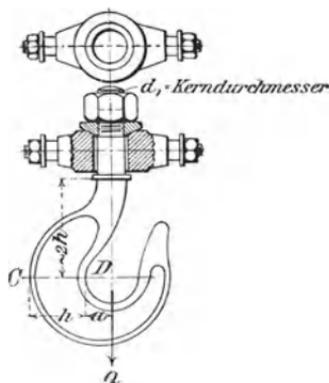


Fig. 404.

abmessungen, wenn man den Einfluß der Krümmung des Hakenmaules auf die Gesamtbeanspruchung des Hakens zunächst vernachlässigt und die Querschnitte unter der Annahme, daß sich der gekrümmte Haken wie ein senkrechter gerader Stab mit einseitiger Belastung verhält, berechnet.

Als geeignetste Querschnittsform für den Haken wählt man in der Regel das Trapez.

Bezeichnet S (Fig. 405) den Schwerpunkt eines Trapezes, e_1 und e_2 die von der Schwerachse desselben am weitesten entfernten Fasern, $e_1 + e_2 = h$ die Höhe, b_1 und b_2 die parallelen Seiten des Trapezes, F den Flächeninhalt und J das Trägheitsmoment des Querschnittes unter der Annahme, daß der gefährliche Querschnitt CD (Fig. 404) senkrecht zur Lastrichtung liegt, a den Halbmesser der Hakenöffnung, Q die Last, k_z die Spannung der Fasern an der Innen- und k diejenige an der Außenseite der Kröpfung, so erhält man

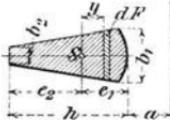


Fig. 405.

$$k_z = \frac{Q}{F} + \frac{Q(a + e_1)e_1}{J}, \dots \dots \dots \mathbf{63}$$

$$k = -\frac{Q}{F} + \frac{Q(a + e_1)e_2}{J}.$$

Setzt man mit Rücksicht auf Materialersparnis $k_z = k$, so folgt

$$\frac{Q}{F} + \frac{Q(a + e_1)e_1}{J} = -\frac{Q}{F} + \frac{Q(a + e_1)e_2}{J},$$

und hieraus

$$J = \frac{(a + e_1)(e_2 - e_1)}{2} F \dots \dots \dots \mathbf{64}$$

Ermittelt man die Werte für e_1 , e_2 , J und F aus den Querschnittsabmessungen h , b_1 und b_2 des Trapezes (s. S. 47) und setzt dieselben in Gl. 64 ein, so ist

$$h = \frac{a(b_1^2 - b_2^2)}{b_2^2 + b_1 b_2},$$

und schließlich

$$h = a \left(\frac{b_1}{b_2} - 1 \right) \dots \dots \dots \mathbf{65}$$

Man wählt passend

$$\frac{b_1}{b_2} \leq 3 \text{ bis } 4 \text{ und } \frac{h}{a} \leq 2 \text{ bis } 3 \dots \dots \dots \mathbf{66}$$

Es folgt weiter aus Gl. 64

$$\frac{a + e_1}{J} = \frac{2}{e_2 - e_1} \frac{1}{F}.$$

Setzt man diesen Wert in Gl. 63 ein, so erhält man

$$k_z = \frac{Q}{F} + \frac{2 Q e_1}{F(e_2 + e_1)}, \text{ oder}$$

$$\frac{k_z F}{Q} = 1 + \frac{2 e_1}{e_2 - e_1}$$

und nach Einsetzung der für F , e_1 und e_2 ermittelten Werte

$$b_1 - b_2 = \frac{6 Q}{k_z h} \dots \dots \dots \mathbf{67}$$

Mit Benutzung der Gleichungen 65, 66 und 67 lassen sich die Werte h , b_1 und b_2 im gefährlichen Querschnitte der Hakenkröpfung berechnen, sofern noch

für Seilhaken $a = 0,75 d$ bis d ,
 „ Kettenhaken $a = d$ bis $1,5 d$

(d bedeutet den der Last Q entsprechenden Seildurchmesser oder die Ketteneisenstärke) und ferner mit Rücksicht auf den Einfluß der in der Rechnung zunächst vernachlässigten Hakenkrümmung $k_z \leq 750 \text{ kg/qcm}$ gesetzt wird.

Für die Ausführung rundet man die Ecken des trapezförmigen Grundprofiles dem in den Haken einzuhängenden Seil oder Kette (Ring) entsprechend ab und läßt dasselbe sowohl nach dem Schafte, wie auch nach der Hakenspitze zu allmählich in ein Kreisprofil übergehen.

Unter Berücksichtigung der Hakenkrümmung findet sich für den gefährlichen Querschnitt CD (Fig. 405) allgemein

$$\sigma = \frac{Q}{F} + \frac{M_b}{F r} + \frac{M_b}{C F r} \frac{y}{r + y} \dots \dots \dots \mathbf{68^1)}$$

Hierin bedeutet

σ die Normalspannung einer beliebigen Faser im Abstände y von der Schwerachse,

$r = a + e_1$ den ursprünglichen Krümmungshalbmesser der Schwerpunktsfaser und

$M_b = -Q r$ (negativ, weil das biegende Moment den ursprünglichen Krümmungshalbmesser zu vergrößern sucht).

Für die Spannungen k_z und k an der Innen- und Außenseite der Kröpfung wird in Gl. 68 $y = -e_1$ bezw. $= e_2$, und man erhält

$$k_z = \frac{Q}{C F} \frac{e_1}{r - e_1} \dots \dots \dots \mathbf{69}$$

und

$$k = -\frac{Q}{C F} \frac{e_2}{r + e_2} \dots \dots \dots \mathbf{70}$$

In diesen Gleichungen gilt für C beim trapezförmigen Querschnitte

$$C = -1 + \frac{2 r}{(b_1 + b_2) h} \left[\left\{ b_2 + \frac{b_1 - b_2}{h} (e_2 + r) \right\} \ln \frac{-r + e_2}{r - e_1} - (b_1 - b_2) \right]^2.$$

¹⁾ C. v. Bach, Elasticität und Festigkeit, 3. Aufl. S. 440 und 454, Berlin 1898, Julius Springer.

²⁾ Für die Ausführung erhält man genügend genaue Abmessungen mit dem Näherungswert

$$C = \frac{J}{F r^2}$$

womit Gl. 68 die einfachere Form annimmt

$$\sigma = \frac{Q}{F} + \frac{M_b}{F r} + \frac{M_b}{J} \frac{y}{1 + \frac{y}{r}} \dots \dots \dots \mathbf{68 a}$$

Bei Haken aus vorzüglichem Material kann $k_z \geq 1000$ kg/qcm gesetzt werden.

Man verfährt bei der Hakenberechnung zweckmäßig in der Weise, daß zunächst die Querschnittsabmessungen ohne Berücksichtigung der Hakenkrümmung ermittelt, hierauf deren Zulässigkeit unter Berücksichtigung des Krümmungseinflusses nach Gl. 69 und 70 geprüft werden, um bei zu großer Materialbeanspruchung entsprechende Abänderungen treffen zu können.

b) Doppelhaken.

Der Schaft ist wie beim einfachen Haken zu berechnen.

1. Für den gefährlichen Querschnitt des Hakens, der bei CD (Fig. 406) liegen möge, ergibt sich durch Zerlegung der lotrecht wirkenden Last $\frac{Q}{2}$ die Normalkraft $\frac{Q}{2} \sin \varphi$ und die Schubkraft $\frac{Q}{2} \cos \varphi$; es ist ferner das biegende Moment $M_b = \frac{Q}{2} x$.

Vernachlässigt man die Schubkraft $\frac{Q}{2} \cos \varphi$ und bezeichnet wieder r den Krümmungshalbmesser der Schwerpunktsfaser, e den Halbmesser des kreisförmigen oder elliptischen Querschnittes, so ist in Gl. 68 für C der Wert einzusetzen

$$C = \frac{1}{4} \left(\frac{e}{r}\right)^2 + \frac{1}{8} \left(\frac{e}{r}\right)^4 + \frac{5}{64} \left(\frac{e}{r}\right)^6 + \dots$$

Die größte Beanspruchung ergibt sich für $y = -e$ zu

$$k_z = \frac{Q \sin \varphi}{2 F} - \frac{Q x}{2 F r} + \frac{Q x}{2 C F r} \frac{e}{r - e}.$$

Ist r gegenüber e ausreichend groß, so daß der Einfluß der Hakenkrümmung vernachlässigt werden kann, so findet sich

$$k_z = \frac{Q \sin \varphi}{2 F} + \frac{Q x}{2 \frac{J}{e}} = \frac{Q \sin \varphi}{2 \pi e b} + \frac{Q x}{\frac{\pi}{2} e^2 b}.$$

2. Ist $\frac{Q}{2}$, wie es häufig vorkommt, schief zur Hakenlinie gerichtet (Fig. 406) so ist die Materialbeanspruchung wenigstens für zwei Querschnitte der entworfenen Kröpfung des Hakenmaules zu ermitteln. Im übrigen ist genau wie beim einfachen Haken zu verfahren.

c) Hakengeschirre.

Damit sich der leere Haken beim Auslösen der Windensperrung selbsttätig mit genügender Geschwindigkeit senkt, werden häufig noch besondere Belastungsgewichte — Kugeln oder abgeflachte Kugeln aus Gußeisen — oberhalb des Hakens in die Lastkette eingeschaltet.

In Fig. 407 bildet das hohle Belastungsgewicht gleichzeitig den Schutzmantel für eine innen liegende Kegelfeder zum Abfangen der insbesondere bei schnell arbeitenden Hebemaschinen auftretenden Stöße.

Die Feder wird mit einer gewissen Spannung eingesetzt und durch den Zug des in das obere Schekel geschlungenen Lastseiles vollständig zusammengepreßt.

Ein zwischen Federbügel und Lasthaken eingeschaltetes Kettenstück von etwa 1 m Länge gestattet ein bequemes Erfassen der Last.

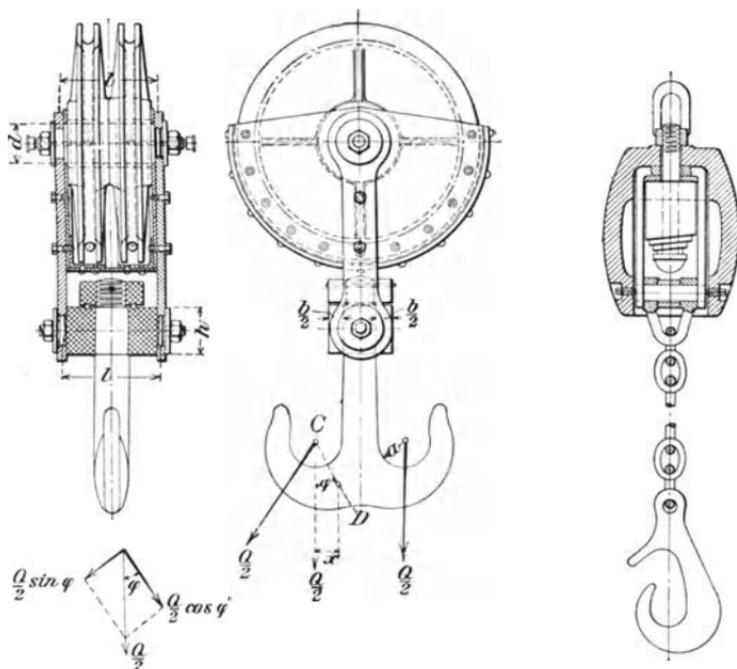


Fig. 406.

Fig. 407.

In Fig. 408 bildet der kräftige gußeiserne Träger des für 12000 kg Tragkraft berechneten Hakens gleichzeitig das Belastungsgewicht.

Um Haken auch bei starker Belastung drehen zu können, empfiehlt es sich, die gleitende Reibung durch rollende zu ersetzen (s. Fig. 406. und 409).

Fig. 409 zeigt einen einfachen Haken mit Stützkugellager der Hoffmann Manufacturing Co., Limited in Chelmsford (England).

Das Kugellager besteht aus zwei Ringen *a* und *b*, den zwischenliegenden Kugeln und einer diese Teile umschließenden Büchse *c* mit durchlochem Boden, die sich auf den Hakenträger *t* stützt. Der Ring *a* ist auf dem Hakenschaft befestigt, der mit seiner Lauffläche im Ölbad ruhende Ring *b* beiderseits abgeschrägt und auf seiner oberen Fläche mit bordartigen Leisten versehen. Durch den in einer Nut der Büchse *c* liegenden Kupfering *d* soll das Herauspringen des Lauf-

ringes *a* aus der Büchse, durch ein unter der Schaftmutter liegendes Schutzblech das Eintreten größerer Unreinigkeiten in dieselbe verhütet werden.

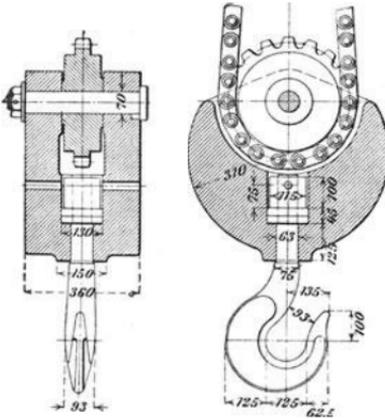


Fig. 408.

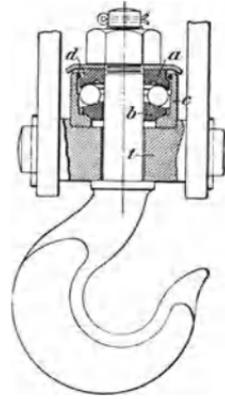


Fig. 409.

Bezüglich der von den Deutschen Waffen- und Munitionsfabriken in Berlin vorgeschlagenen Stützkugellager für Lasthaken ist auf S. 247 (Fig. 206) zu verweisen.

VIII. Sperr- und Bremswerke¹⁾.

A. Sperrwerke.

Sperrwerke dienen dazu, die Abwärtsbewegung aufgewundener Lasten zu verhindern. Sie bestehen aus einem Sperrade mit eingreifender Klinke (Sperrkegel) — Klinkengesperre — oder aus einem Rade mit glattem Umfange, dessen Feststellung durch einen excentrischen Daumen erfolgt — Klemmgesperre.

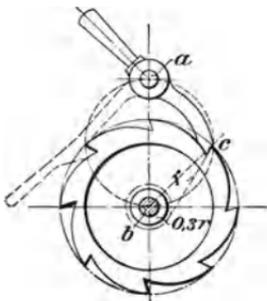


Fig. 410.

a) Klinkengesperre.

Man unterscheidet Sperräder mit äußerer, innerer und seitlicher Verzahnung.

Fig. 410 zeigt ein Klinkengesperre mit äußerer Verzahnung des zugehörigen Rades.

Damit die Klinke sich leicht einlegt, kann der Winkel zwischen der Umfangs-

¹⁾ Vergl. Ad. Ernst, Die Hebezeuge, 4. Aufl., Berlin 1903, Julius Springer.

tangente an der Zahnspitze und der Zahnbrust größer als $\frac{\pi}{2}$ + dem Reibungswinkel gewählt werden. Zu dem Zwecke bestimmt man den Eingriffpunkt c als Schnitt des um den Radmittelpunkt b (mit dem Halbmesser r) geschlagenen Kreises mit dem Halbkreise über ab (a = Mittelpunkt des Klinkenzapfens) und zieht von diesem Punkte wie auch von allen übrigen Zahnspitzen Tangenten an einen mit $0,3 r$ als Halbmesser um den Mittelpunkt b geschlagenen Halbkreis. Um nicht zu spitze Zähne zu erhalten, empfiehlt es sich, die Brust der Sperrzähne einfach radial zu stellen.

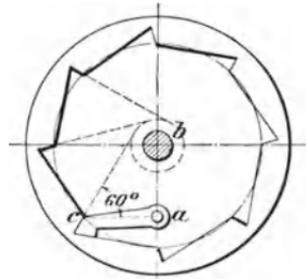


Fig. 411.

Die Klinke läßt man bis auf den Grund der Zahnflücke eingreifen; zuweilen wird sie als Sperrhaken ausgeführt (in Fig. 410 punktiert angedeutet).

Bei Sperrädern mit innerer Verzahnung (Fig. 411) bestimmt man den Eingriffpunkt der Klinke durch ein Lot in a (Klinkenzapfenmittelpunkt) auf ab , welches den inneren Verzahnungskreis in c schneidet. Der freie Schenkel eines hier angetragenen Winkels von 60° bildet eine geeignete Neigungsrichtung für die Zahnflanken.

Sperräder mit seitlicher Verzahnung (Fig. 412) erhalten eine um etwa 30° gegen die Ebene des Sperrades geneigte Klinke.

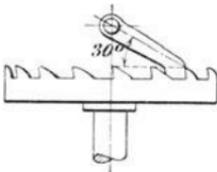


Fig. 412.

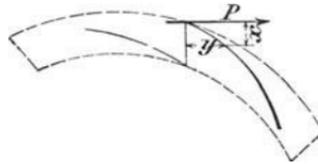


Fig. 413.

Die Berechnung der Sperrzähne hat auf Biegefestigkeit (nicht auf Scheerfestigkeit) zu erfolgen.

Bedeutet

P den Umfangsdruck in kg,

b die Breite des Sperrades in cm,

k_b die zulässige Biegebeanspruchung in kg/qcm,

so gilt (Fig. 413)

$$Px = W k_b = \frac{1}{6} b y^2 k_b,$$

demnach

$$k_b = \frac{6 P x}{b y^2}.$$

Die Berechnung ist für den Querschnitt durchzuführen, bei dem $\frac{x}{y^2}$ und somit auch k_b am größten wird.

Hieraus folgt die erforderliche Zahnbreite b für eine zulässige Biegebungsbeanspruchung k_b . (Für Gußeisen $k_b \geq 300$ kg/qcm, je nachdem Stoßwirkungen zu berücksichtigen sind.)

In der Praxis findet man meist Sperräder mit 8 bis 12 Zähnen.

b) Klemmgesperre.

Die durch Reibung wirkenden Klemmgesperre haben vor Zahnsperrern den Vorzug geräuschlosen Ganges. Sie lassen sich, wie die letzteren, für äußeren, inneren und seitlichen Eingriff herstellen; als Hemmung für Windtriebwerke haben sie nur wenig Anwendung gefunden.

Ist μ der Reibungskoeffizient, so sperrt sich das Rad für die Drehung des in Fig. 414 ersichtlichen Pfeiles, sobald

$$\operatorname{tg} \gamma < \mu.$$

Für $\mu = 0,1$ bis $0,15$ folgt $\gamma = 5^\circ$ bis höchstens 8° .

Zur Vermeidung dieses kleinen Winkels, der unter Umständen eine rückläufige Bewegung des Sperrades verhindert, benutzt man Keilnuteneingriff.

Bezeichnet α den halben Keilnutenwinkel, so ist nach Gl. 14 (S. 134)

$$\operatorname{tg} \gamma < \frac{\alpha}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha},$$

so daß z. B. für $\alpha = 15^\circ$ und $\mu = 0,1$ bis $0,15$

$$\operatorname{tg} \gamma < 0,28 \text{ bzw. } < 0,375.$$

Hiernach würde $\gamma = 15^\circ$ zulässig sein und bei ganz trockenen gehaltenen Klemmgesperren γ bis etwa 20° anwachsen können.

B. Bremswerke.

Der zur vollständigen oder teilweisen Vernichtung der Bewegungen einer Hebmachine erforderliche Bremswiderstand kann durch gesteuerte Bremsen oder durch selbsttätige Bremsen hervorgerufen werden.

a) Gesteuerte Bremsen.

Man unterscheidet

Backenbremsen,
Kegelbremsen und
Bandbremsen.

Zu diesen einfachen Bremsen, die unmittelbar von Hand, zuweilen auch durch mechanische oder elektrische Zwischenglieder und Spannmittel ein- und ausgerückt werden, kommen noch verschiedene Arten gekuppelter Sperr- und Bremswerke, die als Sperradbremmen und Sicherheitskurbeln bezeichnet werden.

1. Einfache Bremsen.

a) Backenbremsen.

Bezeichnet

 K den Druck am Bremshebelgriffe in kg, P die Bremskraft am Umfange der Brems Scheibe in kg, D den Backendruck in kg, μ den Reibungskoeffizienten,

so ist, unter Bezugnahme auf Fig. 415 (abgesehen von Zapfenreibungen),

$$K a = D b \pm \mu D c = D (b \pm \mu c),$$

worin das obere Zeichen für die gezeichnete Drehrichtung (Links-drehung), das untere Zeichen für die entgegengesetzte Drehrichtung (Rechtsdrehung) gilt.

Da

$$\mu D \geq P \text{ oder } D \geq \frac{P}{\mu}$$

sein muß, folgt

$$K a \geq \frac{P}{\mu} (b \pm \mu c),$$

demnach

$$K \geq P \frac{b}{a} \left(\frac{1}{\mu} \pm \frac{c}{b} \right).$$

Die Gleichung zeigt, daß K um so kleiner ausfällt, je kleiner P ist; deshalb sind Brems Scheiben möglichst auf der Antriebswelle oder, wenn diese verschiebbar, auf der nächsten Vorlegewelle anzuordnen.

Für $\frac{b}{c} = \mu$ wird bei rechts umlaufender Brems Scheibe $K = 0$ und für $\frac{b}{c} < \mu$ wird K negativ, d. h. die Bremse wirkt selbsttätig.

Man nimmt jedoch stets das Verhältnis $\frac{b}{c}$ etwas größer als μ .

Für die in Fig. 415 punktiert gezeichnete Lagerung des Bremshebels wird $c = -c$, also

$$K \geq P \frac{b}{a} \left(\frac{1}{\mu} \mp \frac{c}{b} \right).$$

In diesem Falle findet bei links umlaufender Brems Scheibe für $\frac{b}{c} < \mu$ ebenfalls selbsttätige Bremsung statt.

Für $c = 0$ bleibt die Umfangsreibung der Brems Scheibe ohne Einfluß auf den Bremshebel. Dies ist für rechts- und linksgängig zu bremsende Wellen beachtenswert.

Der Reibungskoeffizient kann für Holz und Leder auf Eisen, trockene Flächen vorausgesetzt, $\mu \leq 0,5$ und für Eisen auf Eisen $\mu = 0,18$ bis $0,25$ (mit zunehmender Geschwindigkeit abnehmend) gesetzt werden.

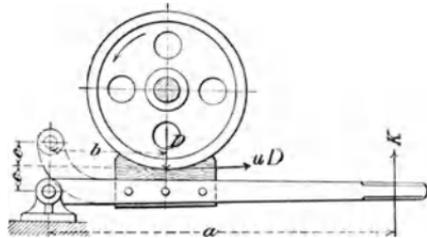


Fig. 415.

Liegt der Bremshebel oberhalb der Scheibe, so sind, um ein Schleifen der Bremsbacke auf dieser beim Lastaufwinden zu verhüten, Gegengewichte erforderlich. Die einseitige Belastung der Bremswelle läßt sich beseitigen, sobald statt einer Backe zwei diametral gegenüber liegende Backen angeordnet werden, deren Anpressung an die Bremsscheibe durch eine Schraubenspindel mit Rechts- und Linksgewinde oder dergl. geschieht.

Bei den sog. Magnetbremsen steht der Bremshebel mit dem Anker eines Elektromagneten in Verbindung.

Ein bei Stromunterbrechung freigegebenes Gewicht bewirkt hier das Schließen der Bremse. Zuweilen wird mittels des vom Betriebsstrom erregten Elektromagneten ein Öffnen der für gewöhnlich geschlossenen Bremse herbeigeführt.

Die Bremswirkung kann bei Anwendung des Keilnuteneingriffes erheblich gesteigert werden. In diesem Falle ist statt μ der Wert

$\frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}$ in die obigen Gleichungen einzusetzen (vergl. S. 134).

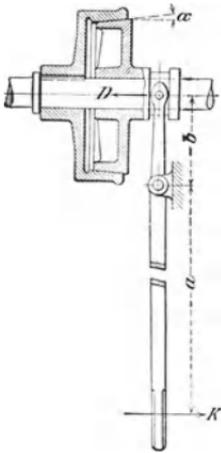


Fig. 416.

Der Kegelwinkel α ist etwa 15° zu wählen.

β) Kegelsbremsen.

Die Kegelsbremsen finden als Zubehörstücke von Sicherheitskurben Verwendung; als selbständige Bremsen werden sie selten benutzt. Ihre Bauart entspricht derjenigen der Kegelskupplungen, nur daß der verschiebbare Vollkegel durch seine Verbindung mit dem Einrückhebel gegen Drehung abgestützt ist.

Mit den bisherigen Bezeichnungen und unter Bezugnahme auf Fig. 416 ist

$$K \geq P \frac{b \sin \alpha + \mu \cos \alpha}{\mu}$$

γ) Bandbremsen.

Die Bremswirkung erfolgt hier durch ein eisernes oder stählernes Band, das durch ein Hebelwerk fest um den Umfang der Bremsscheibe gespannt wird.

Fig. 417 zeigt die gewöhnliche Anordnung einer einfachen Bandbremse.

Bedeutet außer den vorstehenden Bezeichnungen

S_1 die Spannung im auflaufenden Trum,

S_2 " " " ablaufenden "

b_1 den Hebelarm der Spannung S_1 (bezogen auf den Hebel-drehpunkt),

α den vom Bremsband umspannten Bogen,

μ den Reibungskoeffizienten,

e die Grundzahl der natürlichen Logarithmen,

so ist nach den Gesetzen der Gurtreibung auf Rollenumfängen (vergl. S. 139)

$$S_1 = S_2 e^{\mu\alpha},$$

ferner
$$P \leq S_1 - S_2 \leq S_2 (e^{\mu\alpha} - 1).$$

Da $K = S_1 \frac{b_1}{a}$, folgt

$$K \geq P \frac{b_1}{a} \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}. \quad \mathbf{71}$$

Für die Berechnung des Bremsbandes ist die größte Spannung S_1 zugrunde zu legen.

Bezeichnet

s die Dicke des Bremsbandes in cm,

b die Breite des Bremsbandes in cm,

k_z die zulässige Zugspannung des Bremsbandes in kg/qcm,

so ist

$$b s = \frac{P}{k_z} \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}.$$

Man wählt s nicht über 0,3 bis 0,4 cm und $b \geq 8$ cm.

Für den Durchmesser der Bremscheibe genügt in den meisten Fällen 20 bis 40 cm.

Der Wert $e^{\mu\alpha}$ ist für $\mu = 0,18$ und für verschiedene Werte von $\alpha : 2\pi$ aus der nachstehenden Tabelle zu entnehmen.

$\alpha : 2\pi =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$e^{\mu\alpha} =$	1,12	1,25	1,40	1,57	1,76	1,97	2,21	2,47	2,77

Die Befestigung des Bremsbandes am Hebel geschieht durch Charniere und Bolzen; letztere werden durch die Spannkraft S_1 bzw. durch die Resultante R von S_1 und S_2 auf Biegung beansprucht.

Wird nicht das auflaufende, sondern das ablaufende Trum durch den Hebel gespannt (Fig. 418), so ist

$$K = \frac{S_2 b_2}{a} = \frac{P b_2}{a} \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1}.$$

Die Bremskraft K fällt in diesem Falle kleiner aus als vordem; der umgekehrte Fall ergibt dagegen ruhigere Bremswirkung. Um ein Schleifen des Bandes auf dem Umfange der Bremscheibe beim Lastaufwinden zu verhüten, ist ein Gegengewicht angeordnet.

Eine beliebige Verkleinerung der Bremskraft läßt sich mittels der *Differentialbremse* (Fig. 419 und 420) erreichen.

Freytag, Hilfsbuch.

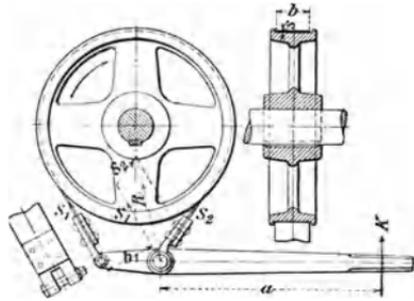


Fig. 417.

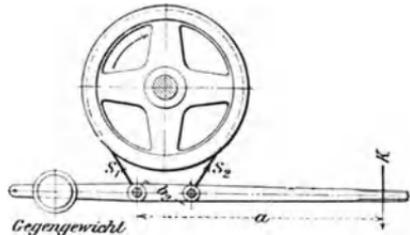


Fig. 418.

Es ist hier

$$K \geq \frac{S_2 b_2 - S_1 b_1}{a} \geq \frac{P b_2 - b_1 e^{\mu\alpha}}{a e^{\mu\alpha} - 1}$$

Für $b_2 = b_1 e^{\mu\alpha}$ wird $K = 0$, d. h. die Bremse wirkt, sobald das Bremsband anliegt, selbsttätig; sie wirkt als Klemmgesperre sobald $\frac{b_2}{b_1} < e^{\mu\alpha}$.

Es empfiehlt sich auch hier, die Verhältnisse so zu wählen, daß keine selbsttätige Sperrung der Bremse eintritt. Man nimmt deshalb

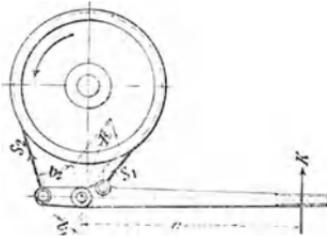


Fig. 419.

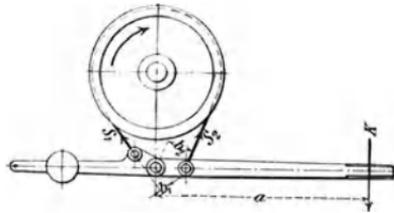


Fig. 420.

b_2 stets etwas größer als $b_1 e^{\mu\alpha}$. (Für den häufig vorkommenden Fall $e^{\mu\alpha} = 2,21$ — entsprechend $\alpha : 2\pi = 0,7$ — kann $b_2 = 2,5 b_1$ bis $3 b_1$ gesetzt werden.)

Die Differentialbremse wirkt nur für eine bestimmte Umlaufrichtung der Bremscheibe günstig. Für wechselnde Umlaufrichtungen der letzteren eignet sich die

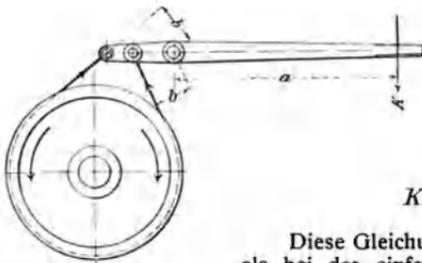


Fig. 421.

Fig. 421 ersichtliche Bandbremse, bei der die Bremskraft K für beide Richtungen gleich groß ausfällt.

Mit den bisherigen Bezeichnungen wird für $b_1 = b_2$ (allgemein = b)

$$K \geq \frac{P b e^{\mu\alpha} + 1}{a e^{\mu\alpha} - 1} \dots \dots \dots 72$$

Diese Gleichung zeigt, daß K größer ausfällt als bei der einfachen Bandbremse, selbst wenn diese in der ungünstigsten Richtung umläuft, d. h. das auflaufende Band durch den Hebel gespannt wird.

Es ist für diesen Fall (mit $e^{\mu\alpha} = 2,21$) nach Gl. 71

$$K \geq 1,83 P \frac{b}{a},$$

während nach Gl. 72

$$K \geq 2,65 P \frac{b}{a}$$

wird.

Zuweilen werden die Bremsbänder behufs Erzielung eines größeren Reibungswiderstandes mit Holzklötzen belegt.

Fig. 423 (S. 436) zeigt diese Ausführung an einer Sperradbremse der Duisburger Maschinenfabrik J. Jäger in Duisburg.

Derartige Bremsen werden als Gliederbremsen bezeichnet.

2. Sperradbremsen.

Während bei den bisher besprochenen Bremsen die teilweise oder vollständige Vernichtung der Lasttriebkraft durch Schließen der Bremse bewirkt wird — diese im Ruhezustande sonach ungespannt bleibt und das Sinken der Last gestattet —, läßt sich die Anordnung auch so treffen, daß letzteres erst nach Lösen der durch Gewichts- oder Schraubendruck stets gespannten Bremse eintritt.

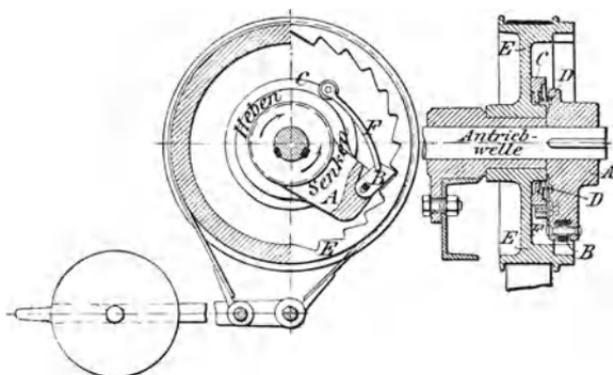


Fig. 422.

Zu dem Zwecke sitzt die Bremsscheibe lose drehbar auf einer Welle des Triebwerks und wird für den Rücklauf durch ein einseitig wirkendes Gesperre gekuppelt. Damit das Klappern der hierzu gehörigen Klinken beim Lastaufwinden in Wegfall kommt, sind häufig solche Sperradbremsen noch mit einem besonderen Reibzeug zum selbsttätigen Ein- und Ausschalten der Klinken versehen.

In Fig. 422 ist eine geräuschlose Sperradbremse nach Ausführung von Gebr. Weißmüller in Frankfurt a. M.-Bockenheim dargestellt. Die Bremsscheibe *E* sitzt lose auf einem entsprechend verlängerten Lager der Antriebswelle und wird mittels Bremsbandes, Hebels und angehängten Gewichtes stets gebremst erhalten. Auf der Antriebswelle festgekeilt ist die Kurbel *A* mit der Klinke *B*; letztere greift in die Zähne der auf der Innenseite als Sperrrad ausgebildeten Bremsscheibe und ist durch eine Zugstange *F* mit dem losen Schleifring *C* verbunden, dessen seitliche Anpressung gegen die Bremsscheibe *E* durch eine Feder *D* bewirkt wird. Beim Aufwinden wird der Schleifring durch die festgestellte Bremsscheibe zurückgehalten und die Klinke ausgehoben; die umgekehrte Drehrichtung stellt durch die alsdann stützend wirkende Kuppelstange den Eingriff der Sperrzähne wieder her.

Fig. 423 zeigt eine geräuschlose Sperradbremse der Duisburger Maschinenfabrik J. Jäger in Duisburg¹⁾.

Zum Ein- und Ausrücken der auf Bolzen des Zahnrades R_2 drehbar befestigten beiden Klinken a dient ein in der ausgedrehten Nut c der innen verzahnten Bremsscheibe liegender Schleifring b . Derselbe wird beim Lastaufwinden — entsprechend dem Sinne des Fig. 423 ersichtlichen Pfeiles — durch die festgestellte Bremsscheibe zurückgehalten und dreht mittels der gleichfalls zurückbleibenden Bolzen e die Sperrklinken a , bis diese an die Stifte d anschlagen, worauf der Ring mit hergenommen wird. Die umgekehrte Drehrichtung des Zahnrades R_2

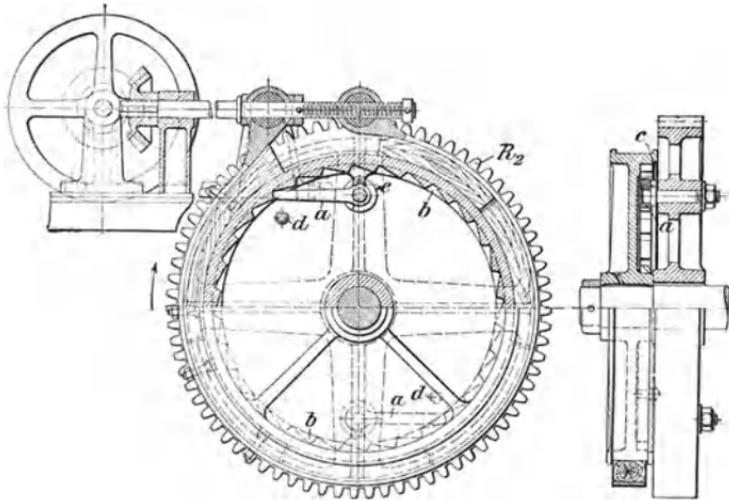


Fig. 423.

bewirkt in ähnlicher Weise das Einlegen der Sperrklinken und damit den weiteren Rücklauf bis zum Lüften des mit Ulmenholzklötzen belegten Bremsbandes. Letzteres sitzt mit dem einen Ende auf einer festen Welle, mit dem anderen auf einer Schraubenspindel, die mittels konischer Räder von einem Handrade (Kettenrade) aus gedreht wird²⁾.

3. Sicherheitskurbeln.

Derartige Kurbeln bleiben beim Rücklaufe der Winde stehen und hindern den Lastniedergang selbsttätig, bis durch Rückwärtsdrehung der Kurbel eine in das Triebwerk eingeschaltete Reibungskupplung so weit gelöst wird, daß sie nur noch als Bremse wirkt.

¹⁾ Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, 1898, S. 823.

²⁾ Auf gleicher Grundlage beruhen die Klinkenauslegungen der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetmann, von Mohr & Federhaff in Mannheim u. a.

Bei der Fig. 424 ersichtlichen Sicherheitskurbel von Gebr. Weißmüller sitzen Lastantrieb *A* und Bremstrommel *B* lose auf der Kurbelwelle *C*. Mit der letzteren fest verbunden ist die den Mitnehmerzapfen *E* tragende Muffe *D*, auf der sich lose die Sperrscheibe *F* dreht, die beim Senken der Last durch eine Klinke festgestellt wird. An der Scheibe *F* sind die Zapfen *G* und *J* zur Aufnahme der als Kupplungszaum dienenden Ringfeder *H* bezw. des doppelarmigen Spannhebels *K* befestigt.

Beim Drehen der Kurbel im Sinne des Pfeiles *a* wird die Feder *H* durch den in den Spannhebel *K* eingreifenden Mitnehmerzapfen *E* nach außen gedrängt und das Triebwerk gekuppelt.

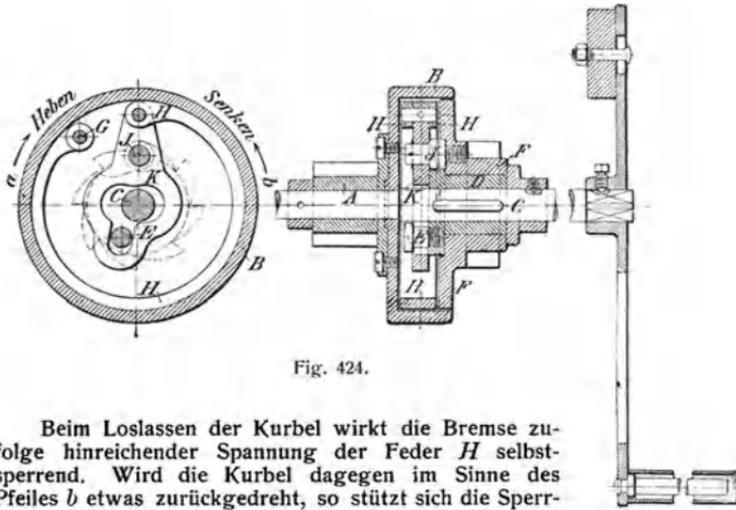


Fig. 424.

Beim Loslassen der Kurbel wirkt die Bremse zufolge hinreichender Spannung der Feder *H* selbstsperrend. Wird die Kurbel dagegen im Sinne des Pfeiles *b* etwas zurückgedreht, so stützt sich die Sperrscheibe *F* an ihrer Klinke ab, stellt dadurch gleichzeitig den Hebelzapfen *J* fest und vermittelt das Lüften des Kupplungszaumes.

Gebr. Bolzani in Berlin benutzen als Kupplung zwischen Kurbel und Triebwerk mit Leder besetzte Reibungsscheiben. Die als Elastik-Bremsskupplung bezeichnete Vorrichtung ist in Fig 425 dargestellt.

Beim Lastaufwinden schraubt sich die Kurbel *c* gegen die Scheibe *d*; diese, durch Nasen *d*₁ oder dergl. mit dem Bremscylinder *b* gekuppelt, wirkt gegen die auf der Welle verschiebbaren Reibungsscheiben und zwar auf die letzteren mittels der zwischenliegenden Feder *i*. Die Scheibe *h*₁ drückt gegen den ebenen Boden des Bremscylinders *b* und schließlich gegen einen Ansatz der Welle *a*, deren Mitnahme erfolgt, sobald der Reibungsschluß dem Lastmoment entspricht. Der Rücklauf der Last wird durch die am Bremscylinder *b* angegossenen Sperrzähne *b*₁, zwischen welche die Klinke *c* greift, verhindert. Ein Sinken der Last erfolgt, sobald die Reibungswiderstände beim Drehen der Kurbel im entsprechenden Sinne vermindert werden. Beim Loslassen der Kurbel findet wieder sofortige Bremswirkung statt.

Eine Bremskupplung für Sicherheitskurbeln der Maschinenfabrik Gauhe, Gockel & Co. in Oberlahnstein a. Rh. zeigt Fig. 426. Es

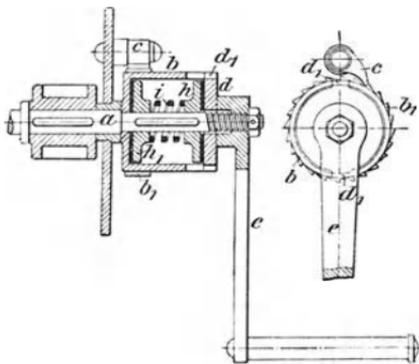


Fig. 425.

ist *a* die auf der Trommelwelle aufgekeilte Kupplungsscheibe, *b* ein lose auf dieser Welle drehbares Stirnrad und *c* ein mit *b* durch konzentrisch zur Welle gekrümmte Schienen *m* undrehbar verbundener, jedoch in achsialer Richtung beweglicher Druckring, dessen Verschiebung durch ein Stellzeug bewirkt wird. Dasselbe besteht aus drei an Bolzen *f* des Zahnrades hängenden Spannhelmen *e*, die mittels einer Druckmutter *k* in Tätigkeit gesetzt werden. Letztere führt sich auf der mit Außengewinde versehenen Nabenhülse *i* eines Handrades *h*, zwischen welches und den am Ende der Wellenverlängerung *g* sitzenden Stelling *n* — um einen elastischen und daher leicht regelbaren Bremsdruck herbeizuführen — eine kräftige Spiralfeder *o* eingeschaltet ist.

Durch Schließen des Stellzeuges mittels des Handrades *h* wird die Bremscheibe zwischen Zahnrad und Druckring festgeklammt, so daß sie

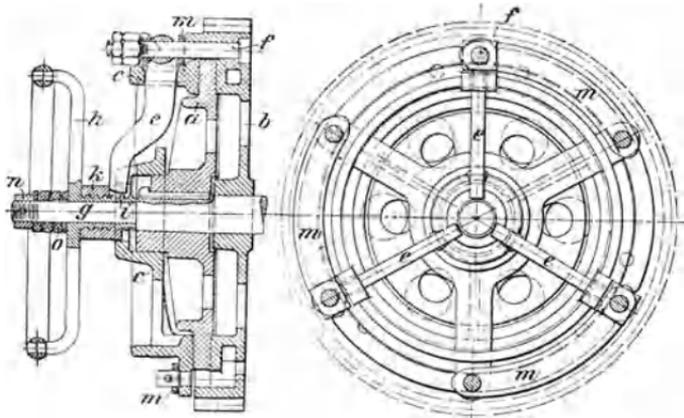


Fig. 426.

beim Lastheben samt ihrer Welle an der Drehung teilnimmt, während durch teilweises Lösen des Stellzeuges die Last dadurch gesenkt wird, daß bei gesperrt bleibendem Zahnrade die Bremscheibe mit ihrer Welle frei umlaufen kann.

Damit die Mutter k an irgendwelcher Drehung verhindert wird, liegen die Enden der Hebel e in seitlichen Einschnitten derselben und anderseits in seitlichen Führungen am Druckringe.

b) Selbsttätige Bremsen ¹⁾.

In der Hauptsache unterscheidet man, soweit es sich um selbsttätige mechanische Bremsen handelt, Schleuderbremsen und Drucklager- oder Senksperrbremsen. Die Wirksamkeit der Schleuderbremsen beschränkt sich auf die eines Geschwindigkeitsreglers für die sinkende Last. Man benutzt hierbei den Rücklauf des Windenräderwerkes, um bewegliche Klötze oder belastete Hebel durch

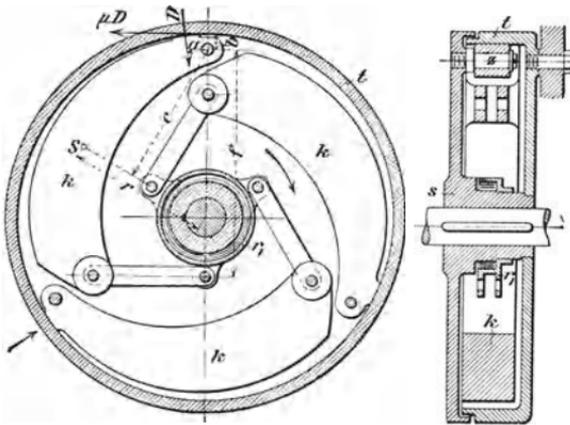


Fig. 427.

ihre Centrifugalkraft zum Ausschlag zu bringen und mit ihnen an einer ruhenden Scheibe einen Bremswiderstand zu erzeugen. In beiden Fällen ist für eine bestimmte Ausführung der jeweilige Bremswiderstand von der Umdrehungszahl der Bremswelle abhängig.

Bei der zweiten Gruppe der selbsttätigen mechanischen Bremsen — den Drucklager- oder Senksperrbremsen — wird zumeist der Widerstand, den die Last beim Anheben dem Windtriebwerk entgegensetzt, zum Schließen einer Reibkupplung benutzt, derart, daß die eine Hälfte derselben mittels eines einseitig wirkenden Sperrwerkes an der umgekehrten Drehrichtung gehindert, die gehobene Last infolgedessen frei schwebend festgehalten wird, wohingegen das Senken einen äußeren Antrieb verlangt, der den Reibungswiderstand der nunmehr als Bremse wirkenden Kupplung überwindet.

Die unter dem Namen „Geschwindigkeitsbremse“ bekannte Schleuderbremse von E. Becker zeigt Fig. 427.

¹⁾ Vergl. „Kritik der neueren Senksperrbremsen“ von Ad. Ernst (Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1901, S. 1081).

Die Drehzapfen z der sichelförmig gestalteten Bremsklötze k sitzen seitlich in einer mit der Bremswelle fest verbundenen Scheibe s . Für die Wirkung der Klotzfliehkraft als Bremsdruck kommt das Verhältnis $\frac{a}{c}$, d. h. dasjenige des Abstandes der Mittellinie der den Bremswiderstand am Umfange der festen Trommel t erzeugenden Druckflächen der Klötze zum Abstände des Schwerpunktes S derselben von den Drehzapfen z als Hebelübersetzung in Betracht.

Die Bremsklötze sind behufs gegenseitiger Ausgleichung ihrer Gewichte mittels Hängeschienen an eine lose auf der Scheibennabe drehbare Rotgußbüchse angeschlossen. Die in der letzteren liegende flache Spiralfeder ist mit einem Ende im inneren Umfange der Büchse, mit dem anderen in der Scheibennabe derart festgeklemmt, daß sie die Klötze vom Umfange der Bremstrommel abzieht, um damit unzeitige Bremswiderstände beim Aufwinden der Last und während mäßiger Rücklaufgeschwindigkeiten zu hindern. Durch entsprechende Drehung der Büchse läßt sich die Federspannung verstärken oder abschwächen.

Bezeichnet noch

D den Druck eines Bremsklotzes gegen den Trommelumfang bei der größten Umdrehungszahl n der Bremswelle,

μ den Reibungskoeffizienten der Gleitflächen,

b den Hebelarm der Klotzreibung μD in bezug auf seinen Drehzapfen,

F den Entlastungszug der Federspannung für einen Bremsklotz, f den Hebelarm dieses Federzuges in bezug auf den Drehzapfen z ,

G das Gewicht eines Bremsklotzes,

r den Abstand des Bremsklotzschwerpunktes von der Wellenmitte in m ,

g die Fallbeschleunigung $= 9,81 m$,

so bestimmt sich die Fliehkraft eines Bremsklotzes durch

$$\frac{G 4 r^2 \pi^2 n^2}{g r 60 \cdot 60} = \frac{G 4 r \pi^2 n^2}{g 60 \cdot 60}.$$

Für Rechtsdrehung der Bremse gilt

$$D a + \mu D b + F f = \frac{G 4 r \pi^2 n^2 c}{g 60 \cdot 60} \sim \frac{G r n^2 c}{900}.$$

Ist $3P$ der von der sinkenden Last herrührende Umfangswiderstand der Bremstrommel, so muß für den gleichförmigen Lastniedergang für jeden der drei Bremsklötze $\mu D \geq P$ sein; hiermit folgt

$$P \left(\frac{a}{\mu} + b \right) + F f = \frac{G r n^2 c}{900}$$

und

$$G \geq \left[P \left(\frac{a}{\mu c} + \frac{b}{c} \right) + F \frac{f}{c} \right] \frac{900}{r n^2}.$$

Das Verhältnis $\frac{a}{c}$ läßt sich ohne Schwierigkeit in den Grenzen $\frac{1}{8}$ bis $\frac{1}{12}$ halten.

Die Schleuderbremse kann, wenn man zum Antreiben eine durch den Lastrücklauf mit dem Triebwerk gekuppelte Sperradscheibe benutzt, während des Lastaufwindens vollständig ausgeschaltet werden (vergl. „Konsolwinden“ von E. Becker).

Zu einer elektrisch betriebenen Laufwinde mit Stirnräder-vorgelege von 3800 kg Tragfähigkeit gehört die Fig. 428 und 429 ersichtliche Drucklagerbremse der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei, Abteilung Unruh & Liebig in Leipzig.

Die beiden aus geschmiedetem Stahl gefertigten Sperräder *a* und *b* mit versetzter Teilung sitzen lose auf den Naben zweier durch Kupferniete miteinander verbundenen Scheiben *s* und *t* aus Phosphorbronze und zwischen den aus gleichem Material hergestellten Klemmkupplungscheiben *d* und *c* einer Welle *f*, die durch ein Stirnrädervorgelege mit Rohhauttrieb von dem Elektromotor der Winde angetrieben wird. Kuppelscheibe *c*, wie auch die Zwischenscheiben *s* und *t* greifen über den vierkantig gehaltenen Teil der Welle *f*, so daß sie gezwungen sind, die Drehung derselben mitzumachen; erstere stützt sich hierbei bei ihrer rechtsseitigen Nabe gegen einen festen Wellenbund. Die Muffenscheibe *d* ist mit dem Ritzel für den Antrieb der nächsten Vorgelegewelle zusammengegossen und mit einem dreigängigen Flachgewinde der Welle entsprechenden Muttergewinde versehen. Das auf der Welle *f* sitzende Zahnrad trägt noch einen Scheibenkranz mit eingedrehter Ringnut, in welche der zweiteilige Stellzaum *i* der Sperrklinke *g* zu liegen kommt, dessen Reibungsschluß durch einen Klemmbolzen *h* mit untergelegten Spiralfedern nach Bedürfnis eingestellt werden kann und mittels Lenkschiene *m*, Hebels *n* und Bolzen *o* die Klinke *g* selbsttätig ein- und auslegt.

Beim Lastheben wird das Ritzel *d* bis zum Schluß der Reibkupplung nach rechts geschraubt und gleich im Beginne der Bewegung die Sperrklinke *g* durch den Reibungsschluß ihres Steuerzaumes mittels der Lenkschiene *m* u. s. w. nach außen gedrängt. Sobald man den Motor abstellt, sucht sich die Welle unter dem Einflusse der Last rückwärtszudrehen. Die kleine hierbei im Sinne der Lastsenkung eintretende Bewegung führt die Sperrklinke durch den Stellzaum selbsttätig in die Eingrifflage zurück und hindert das weitere Sinken der Last, die ihrerseits das Spannerwerk der Kupplung geschlossen hält.

Beim Senken des unbelasteten Lasthakens wird die Senksperrbremse durch die Trägheit und Reibungswiderstände der Seiltrommel mit zugehörigem Rädervorgelege ganz gelöst. Das mit steilgängigem Gewinde und zwei Zahnklauen versehene Ritzel schraubt sich dann so weit von den Reibscheiben, bis dasselbe an dem ebenfalls mit Klauen versehenen Stellring *p* seine Begrenzung findet, wobei die Zahnklauen ein Festklemmen wirksam verhindern. Zum genauen Anhalten der Last wird in der Regel noch eine zweite, elektrisch lösbare Holzbandbremse angeordnet.

Bei umgekehrtem Antriebe der Welle — durch Umsteuern des Motors zum Senken der Last — sucht die Druckschraube die Kupplung zu lüften, weil ihr Reibungsschluß und die Sperrklinke anfänglich die Drehung des gegen die Sperrscheiben wirkenden Ritzels *d* hindern und ihm nur das lineare Ausweichen nach links gestatten. Sobald aber die Lüftung so weit geht, daß die Ritzelscheibe *d* unter der Einwirkung des Lastzuges selbsttätig vorzueilen beginnt, wirkt diese relative

Drehung sofort wieder im Sinne des Zusammenschraubens der Kupplung und bringt die Last wieder unter die Gewalt der Brems- und Sperr-

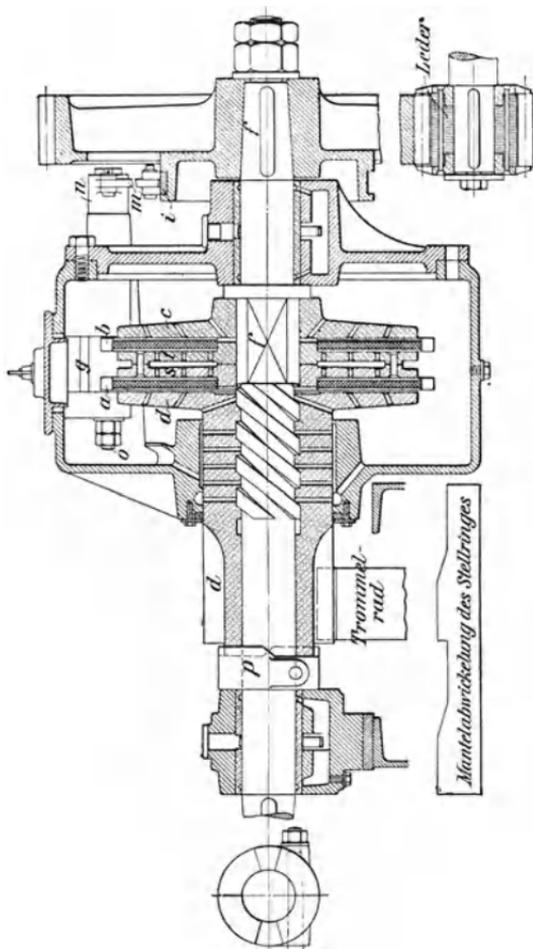


Fig. 428.

wirkung, bis sich durch den fortgesetzten Rücklauf des Motors das Lüftspiel aufs neue wiederholt.

Damit der durch den Widerstand der Last beim Anheben in der Kupplung erzeugte Reibungsschluß auch genügt, um die schwebende Last festzuhalten, laufen die mit je acht radialen Schmiernuten versehenen beiden Sperräder in einem mit Öl angefüllten geschlossenen

Gehäuse. Das Öl wird bei der Drehbewegung der Bremse an den Seitenwänden des Gehäuses hochgeschleudert und gezwungen, seinen

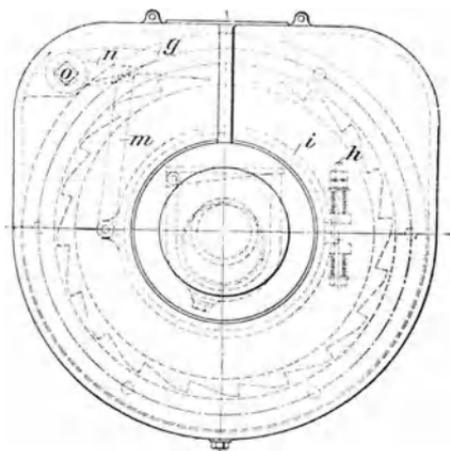


Fig. 429.

Weg durch die Lager zu nehmen, wodurch eine gleichmäßige Schmierung der Druckschraube und eine unveränderte Größe der Reibungskoeffizienten für beide in Betracht kommenden Momente, also eine sichere Selbsthemmung gewährleistet ist.

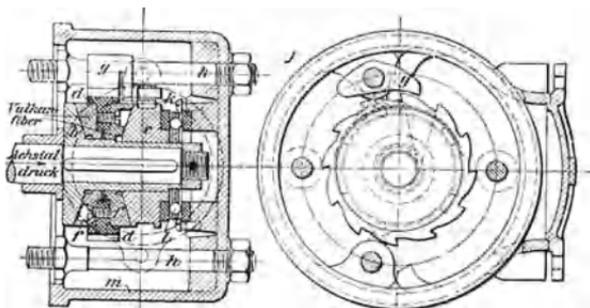


Fig. 430.

Die bei Motor-Laufwinden mit Schneckenvorgelege Verwendung findende Drucklagerbremse der Benrather Maschinenfabrik A.-G. ist, wie Fig. 430 erkennen läßt, in Verbindung mit einem Kugelstützlager *l* am Ende der Schneckenwelle in einer ebenfalls geschlossenen, mittels Bolzen *h* gegen das Schneckengehäuse geschraubten Büchse *m* eingebaut und besteht aus zwei axial gegeneinander ver-

schiebbaren Reibscheiben b und c mit zwischenliegender, außen verzahnter Sperrscheibe d , die beiderseits mit kegelförmig ausgedrehten starken Vulkanfaserplatten f verbunden ist. Die Sperrscheibe wird durch die zugehörige Klinke g gehindert, an der Drehung im Sinne des Lasthakens teilzunehmen, und hält durch ihre Sperrbremswirkung auf die Gegenscheiben b und c die gehobene Last freischwebend fest, bis der Motor im Sinne des Senkens in Tätigkeit gesetzt wird und diesen Widerstand überwindet. Die Senkgeschwindigkeit der Last steht also in vollkommen zwangsläufiger Abhängigkeit von der Motorgeschwindigkeit und damit von der elektrischen Anlaß-Steuervorrichtung. Der Arbeitsaufwand zum Senken bleibt in einem festen Verhältnis zur Hubarbeit für die gleiche Last, weil der Anpressungsdruck der Bremse der Last proportional ist.

Die auf einem der Bolzen h sitzende Sperrklinke arbeitet auch hier geräuschlos mit Selbststeuerung durch einen Klemmzaum k aus Federstahl, der sich mit kleinen Lederplättchen in der Ringnut des Druckstückes c genügend fest anpreßt, um den mit einem Zapfen angekuppelten Steuerarm der Klinke g im Sinne der Drehung von c durch den Reibungsschluß mitzunehmen und in bekannter Weise die Klinke beim Lastaufwinden vom Sperrade zu entfernen, im Beginn einer angestrebten Rückwärtsdrehung aber sofort einzulegen.

Zufolge der Ölfüllung des Bremsgehäuses bezw. des dadurch dauernd unverändert erhaltenen Reibungskoeffizienten läßt sich auch mittels dieser Bremse eine vollkommen zwangsläufige Senkgeschwindigkeit erreichen (vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902, S. 1045).

Die zuerst von E. Becker in Berlin mit durchschlagendem Erfolg für Schraubenflaschenzüge benutzte grundlegende Konstruktion einer Drucklagerbremse findet sich unter „Flaschenzüge“ (S. 451) beschrieben.

Vierter Abschnitt.

Arbeitsmaschinen.

I. Lasthebemaschinen¹⁾.

Allgemeines.

Bezeichnet

Q die Nutzlast,

P die wirkliche Triebkraft, d. h. die zum Heben der Last Q und der hierbei in der Maschine auftretenden schädlichen Widerstände erforderliche Kraft,

P_0 die ideelle Triebkraft, d. h. die zum Heben der Last Q ohne Berücksichtigung etwaiger Widerstände erforderliche Kraft,

so nennt man das Verhältnis der ideellen zur wirklichen Triebkraft den Wirkungsgrad (das Güteverhältnis) einer Maschine und bezeichnet denselben mit η , so daß

$$\eta = \frac{P_0}{P}.$$

Der Wirkungsgrad einer zusammengesetzten Maschine ist gleich dem Produkt aus den Wirkungsgraden ihrer einzelnen Getriebe.

Stehen n einfache Getriebe, deren Wirkungsgrade $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \dots \eta_n$ sein mögen, miteinander im fortlaufenden Eingriffe, so ist der Gesamtwirkungsgrad der Maschine

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n.$$

Bedeutet

h die Hubhöhe der Last Q in m,

s den während des Lasthubes zurückgelegten Weg der treibenden Kraft P in Richtung der Kraft,

$W_1, W_2 \dots$ die schädlichen Widerstände der Maschine,

$w_1, w_2 \dots$ die Wege, auf denen dieselben in Richtung der Widerstände wirksam sind,

so folgt für den Beharrungszustand der Maschine

$$P s = Q h + W_1 w_1 + W_2 w_2 \dots,$$

$$\text{d. h. } P s = Q h + \sum W w.$$

¹⁾ S. Ad. Ernst, „Die Hebezeuge (Theorie und Kritik ausgeführter Konstruktionen)“, 4. Auflage, Berlin 1903, Julius Springer.

Es ist ferner

$$P_0 s = Q h; P_0 = Q \frac{h}{s};$$

$$P = \frac{P_0}{\eta} = \frac{1}{\eta} Q \frac{h}{s}.$$

Für den Entwurf einer Maschine ist der Wirkungsgrad derselben im voraus zu bestimmen.

A. Rollen.

Je nach der besonderen Anordnung finden die Rollen in Verbindung mit einem Seil oder einer Kette als Leitrollen oder als Arbeitsrollen zur Kraft- und Hubübersetzung Verwendung. Erstere werden bei fester Lagerung der Rollennachsen als feste Rollen (Fig. 431), letztere, sobald man das Rollennachsenlager beweglich anordnet, als lose Rollen, und zwar je nach der Größe der verfügbaren Triebkraft als lose Lastrollen (Fig. 432) oder als lose Treibrollen (Fig. 433), bezeichnet.

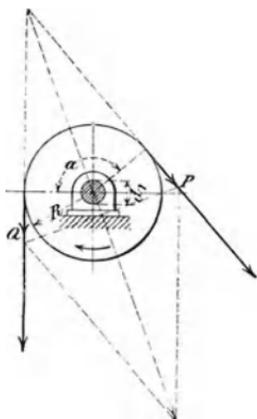


Fig. 431.

Der Wirkungsgrad der Rollen ergibt sich unter Berücksichtigung der Seilsteifigkeit bzw. der Kettenreibung und der Zapfenreibung.

Es bezeichne noch

d den Seildurchmesser oder die Ketten-eisenstärke (bzw. den Gelenkbolzen-durchmesser) in cm,

R den Halbmesser der Rolle in cm, gemessen bis Mitte Seil oder Kette,

d_1 den Zapfendurchmesser der Rolle in cm,

μ_1 den Koeffizienten der Zapfenreibung, α den Centriwinkel des umspannten Bogens,

x das Verhältnis der Spannung im ablaufenden Trum zur Spannung im auflaufenden, d. h. bei festen Rollen

$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{\eta} = x.$$

a) Feste Rollen (Fig. 431).

1. Hanfseilrollen.

Es ist allgemein

$$x = 1 + \frac{0,06 d^2}{R} + \frac{\mu_1 d_1 \sin \frac{\alpha}{2}}{R} \text{ bis } 1 + \frac{0,12 d^2}{R} + \frac{\mu_1 d_1 \sin \frac{\alpha}{2}}{R}.$$

Für parallele Seilrichtungen ist $\alpha = 180^\circ$, demnach

$$\frac{P}{Q} = x = 1 + \frac{0,06 d^2}{R} + \frac{\mu_1 d_1}{R} \text{ bis } 1 + \frac{0,12 d^2}{R} + \frac{\mu_1 d_1}{R}. \quad 73$$

Man wählt

$$R = 4 d, d_1 = 0,8 d, \mu_1 = 0,08;$$

damit ergibt sich für

$d =$	1,6	2,6	3,6	4,6	5,2 cm
$\frac{P}{Q} = x =$	1,05 bis 1,08	1,05 bis 1,1	1,07 bis 1,12	1,09 bis 1,15	1,1 bis 1,17
$\eta = \frac{1}{x} =$	0,96 bis 0,94	0,95 bis 0,91	0,93 bis 0,89	0,92 bis 0,87	0,91 bis 0,85

2. Drahtseilrollen.

Für den Wirkungsgrad von Drahtseilen liegen ausreichend umfassende Versuche zurzeit noch nicht vor. A. Ernst ermittelte für Seile mit $d = 1,6$ bis $1,8$ cm — aus je 6 Litzen zu 24 Drähten von 0,9 und 1 mm Dicke mit Hanfseilen in den Litzen sowie im Seilkern und entgegengesetzter Windung der Drähte und der Litzen hergestellt — bei $R = 30$ cm und $d_1 = 4$ cm im Mittel

$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{\eta} = 1,04.$$

3. Kettenrollen.

Es ist allgemein

$$x = 1 + \frac{0,2 d}{R} + \frac{\mu_1 d_1 \sin \frac{\alpha}{2}}{R} \text{ bis } 1 + \frac{0,3 d}{R} + \frac{\mu_1 d_1 \sin \frac{\alpha}{2}}{R}. \quad 74$$

Für den gewöhnlichen Fall $\alpha = 180^\circ$ wird

$$\frac{P}{Q} = x = 1 + \frac{0,2 d}{R} + \frac{\mu_1 d_1}{R} \text{ bis } 1 + \frac{0,3 d}{R} + \frac{\mu_1 d_1}{R}. \quad 75$$

Man wählt

$$R = 10 d, \quad d_1 = 3 d, \quad \mu_1 = 0,08;$$

damit ergibt sich, unabhängig von d , je nach der Größe der Kettenreibung,

$$\frac{P}{Q} = x = 1,044 \text{ bis } 1,06 \text{ bzw.}$$

$$\eta = \frac{1}{x} = 0,96 \text{ bis } 0,94.$$

Für verzahnte Kettenrollen ist $x = 1,06$ bzw. $\eta = 0,94$ zu setzen.

b) Lose Rollen.

1. Lose Lastrollen (Fig. 432).

Für Hanfseilrollen ist

$$\eta = \frac{R + 0,06 d^2}{R + 0,12 d^2 + \mu_1 \frac{d_1}{2}} \text{ bis } \frac{R + 0,03 d^2}{R + 0,06 d^2 + \mu_1 \frac{d_1}{2}}.$$

Man wählt

$$R = 4d, \quad d_1 = 0,8d, \quad \mu_1 = 0,08;$$

damit ergibt sich für

$d =$	1,6	2,6	3,6	4,6	5,2 cm
$\eta =$	0,97 bis 0,98	0,96 bis 0,97	0,94 bis 0,97	0,93 bis 0,96	0,93 bis 0,96

Für Kettenrollen von beliebiger Eisenstärke erhält man

$$\eta = 0,97 \text{ bis } 0,98.$$

2. Lose Treibrollen (Fig. 433).

Für Hanfseilrollen ist

$$\eta = \frac{R - \mu_1 \frac{d_1}{2}}{R + 0,06 d^2} \text{ bis } \frac{R - \mu_1 \frac{d_1}{2}}{R + 0,03 d^2}.$$

Für Kettenrollen kann wieder gesetzt werden

$$\eta = 0,97 \text{ bis } 0,98.$$

Das Verhältnis x der Spannung im ablaufenden Trum zur Spannung im auflaufenden bestimmt sich für lose Rollen aus den Gleichungen 74

und 75 wie für feste Rollen, da hierauf die feste Lagerung der Achse und ihre auf- und absteigende Bewegung keinen Einfluß hat.

Man erhält dann

$$\text{für lose Lastrollen } P = Q \frac{x}{1+x} \text{ und}$$

$$\text{für lose Treibrollen } P = Q(1+x).$$

(Über die Ausführung der Rollen s. unter „VII. Maschinenteile zum Lastheben“, S. 400 u. f.)

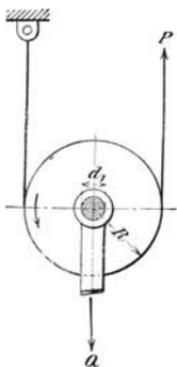


Fig. 432.

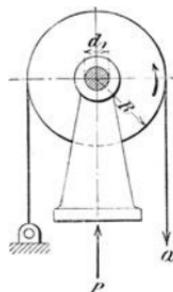


Fig. 433.

B. Flaschenzüge.

a) Gewöhnliche Rollenzüge.

Dieselben werden sowohl als selbständige Hebezeuge wie als Hilfstriebwerke in Verbindung mit Rädervorgelegten bei schweren Winden benutzt; sie bestehen, wie Fig. 434 ersichtlich, aus einem unteren und oberen Gehäuse a bzw. b — den sogenannten Flaschen oder Kloben — zur Aufnahme der losen bzw. festen Rollen, über welche nacheinander ein einziges, durch den ganzen Rollenzug fortlaufendes Seil oder eine Kette geführt wird.

Bezeichnet

n die Anzahl der Rollen (gerade oder ungerade, je nach der Befestigung des einen Seil- oder Kettenendes),

x die in den Gleichungen 73 und 75 ermittelten Werte,

η den Wirkungsgrad des Rollenzuges,

so gilt für Lastrollenzüge, falls das Zugtrum von einer festen Rolle abläuft (Fig. 434)

$$\frac{P}{Q} = x^n \frac{x-1}{x^n-1}; \quad \gamma_1 = \frac{1}{n} \frac{x^n-1}{x-1} \dots \dots \dots \mathbf{76}$$

Hieraus folgt für

	$n = 4$	5	6	7	8
Mittelwert für Ketten: $x = 1,05$; $\gamma_1 = 0,88$	0,86	0,85	0,82	0,80	
Mittelwert für Hanf- seile $x = 1,10$; $\gamma_1 = 0,80$	0,75	0,71	0,68	0,65	
$x = 1,15$; $\gamma_1 = 0,71$	0,66	0,62	0,58	0,54	

Der Wirkungsgrad von Drahtseilflaschenzügen läßt sich für Rollen mit einem Durchmesser $D \geq 500 d$ und Drahtdicken $d \leq 1$ mm aus der vorstehenden Gleichung 76 mit $x = 1,04$ und für $D = 400 d$ aus dieser Gleichung mit $x = 1,06$ annähernd ermitteln.

In Fig. 406 (S. 427) hängt der Lashaken bzw. der Hakenträger in einer Flasche mit 2 Drahtseilrollen; es verteilt sich hier die Last Q auf 4 Seile, deren Stärke somit für eine Belastung von je $\frac{Q}{4}$ zu berechnen ist.

Für den Durchmesser d der Rollennachse folgt, wenn l die Länge derselben bis zu den Auflagern bezeichnet,

$$\frac{Q l}{8} = 0,1 d^3 k_b, \text{ d. h. } d = \sqrt[3]{\frac{10 Q l}{8 k_b}}$$

Die Biegungsbeanspruchung kann mit gleichzeitiger Rücksicht auf die erforderliche Beschränkung der spezifischen Nabenpressung für schmiedeiserne Achsen $k_b = 600 \text{ kg/qcm}$ genommen werden.

Die Hängeschienen sind an beiden Enden zur Aufnahme der Rollennachse bzw. der Zapfen des Hakenträgers verstärkt; sie werden außer auf Zug durch den schiefen Kettenzug noch auf Biegung beansprucht und deshalb zumeist stärker gehalten, als die vorzunehmende Berechnung auf Zug durch die Last Q ergibt.

Der gefährliche Querschnitt des Hakenträgers liegt in der Mitte. Bezeichnen h und b Höhe und Breite des rechteckigen Querschnittes, so gilt

$$\frac{Q l}{4} = \frac{b h^2}{6} k_b.$$

Die Biegungsbeanspruchung k_b darf hier auf 900 kg/qcm gesteigert werden.

Die Zapfen des Hakenträgers sind ebenfalls auf Biegung unter Berücksichtigung eines zulässigen Flächendruckes zu berechnen.

Zuweilen werden die Hängeschienen mit dem zugehörigen Hakenträger aus einem Stück hergestellt.

Als selbständige Hebezeuge verlieren die gewöhnlichen Rollenzüge insbesondere deshalb an

Freytag, Hilfsbuch.

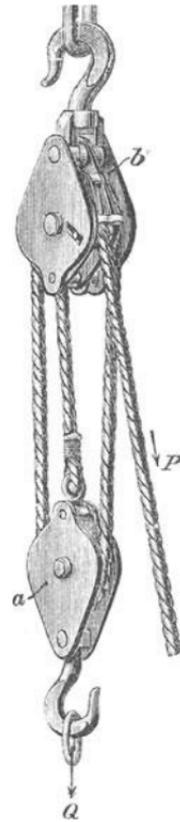


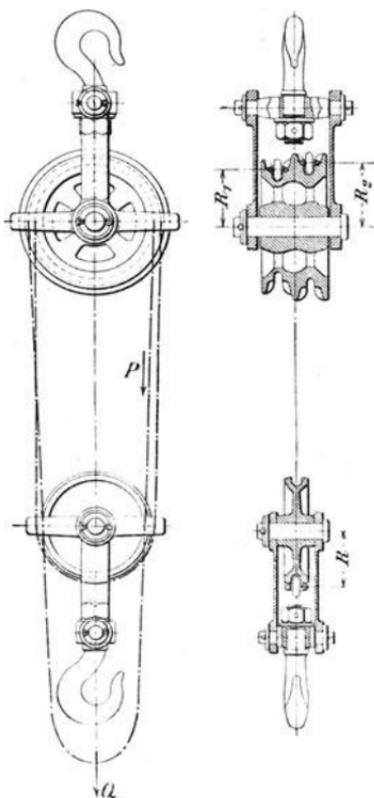
Fig. 434.
29

Wert, weil sie keine Vorkehrungen zum Festhalten der schwebenden Last haben. Zwar sind solche Rollenzüge, um dies zu erreichen, mit selbsttätigen Sperrvorrichtungen — für die Lastsenkung zuweilen auch noch mit besonderen Bremsvorrichtungen — ausgestattet worden, doch finden sie mit diesen Verbesserungen nur selten Anwendung.

b) Selbsthemmende Flaschenzüge.

1. Differential-Flaschenzug von Weston.

Bei diesem Flaschenzug genügen, zufolge Anwendung einer Doppelrolle, die Widerstände der Ketten- und Zapfenreibung, um das Drehmoment der Last zu vernichten und die Selbsthemmung herbeizuführen. Der Zug besteht, wie Fig. 435 erkennen läßt, aus drei Rollen, von denen zwei mit verschiedenem Durchmesser und mit Umfangsdaumen zum Einlegen einer kalibrierten Kette fest miteinander verbunden und in der oberen Flasche gelagert sind, während die dritte Rolle mit glatter Umfangsnut in der unteren losen Flasche untergebracht ist.



Bezeichnet

R_1 den Halbmesser der kleineren oberen Rolle,
 R_2 den Halbmesser der größeren oberen Rolle,
 R den Halbmesser der losen Rolle,

so ist zunächst das ideale Übersetzungsverhältnis (P_0 s. S. 445)

$$\frac{P_0}{Q} = \frac{R_2 - R_1}{2 R_2} = \frac{1 - n}{2} = \varphi,$$

wenn $\frac{R_1}{R_2} = n$ gesetzt wird.

Unter Berücksichtigung der Zapfen- und Kettenreibung folgt die wirkliche Triebkraft P für das Heben der Last aus

$$\frac{P}{Q} = \frac{x^2 - n}{1 + x},$$

worin x den in Gl. 75 ermittelten Wert ($x = 1,044$ bis $1,06$) bezeichnet.

Hierfür läßt sich, wenn $x = 1 + \psi$ gesetzt wird, auch schreiben

Fig. 435.

$$\frac{P}{Q} = \frac{(1 + \psi)^2 - (1 - 2\varphi)}{1 + (1 + \psi)} = \frac{\varphi + \psi \left(1 + \frac{\psi}{2}\right)}{1 + \frac{\psi}{2}} \sim \varphi + \psi,$$

so daß der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{P_0}{P} = \frac{\varphi}{\varphi + \psi}.$$

Damit folgt für Kettenflaschenzüge, wenn $\psi = 0,06$ gesetzt wird, angenähert

für $n = \frac{R_1}{R_2} =$	$\frac{7}{8}$	$\frac{8}{9}$	$\frac{9}{10}$	$\frac{10}{11}$	$\frac{11}{12}$	$\frac{14}{15}$
$\varphi =$	0,0625	0,055	0,05	0,045	0,042	0,033
$\frac{P}{Q} =$	0,123	0,115	0,11	0,105	0,102	0,093
$\eta =$	0,51	0,48	0,45	0,43	0,41	0,36

Bei genauerer Rechnung ergibt sich — übereinstimmend mit den Ausführungen — der Wirkungsgrad noch etwa um 6% geringer.

Den Vorzügen der Westonschen Flaschenzüge stehen Nachteile gegenüber, die sich bei häufiger Benutzung mit voller Belastung sehr bald durch starken Verschleiß der kalibrierten Kettenglieder bemerkbar machen. Diese sind deshalb, um störende Dehnungen zu vermeiden, von vornherein möglichst schwach zu belasten.

2. Schraubenflaschenzug mit Drucklagerbremse von E. Becker in Berlin.

Der Fig. 436 ersichtliche Flaschenzug gestattet mit Verwendung steilgängiger Schnecken (mittlerer Steigungswinkel $\sim 20^\circ$) den Wirkungsgrad bis auf etwa 0,65 zu erhöhen, ohne dabei den Schutz gegen selbsttätigen Rücklauf zu vermindern. Die Last hängt an einer losen Rolle, deren Tragkette von einer Daumenrolle auf der Schneckenradwelle aufgenommen wird.

Die als Kegelkupplung ausgebildete Drucklagerbremse besteht aus einem Vollkegel, der beim Aufwinden der Last durch die Schneckenradwelle in einen Hohlkegel gepreßt wird. Der Zapfenansatz des letzteren dient hierbei als Stützzapfen, indem sich der Zapfenkopf durch den Achsendruck selbsttätig mit der Schnecke kuppelt. Der Rücklauf der schwebenden Last wird durch den Eingriff einer Sperrklinke in den außen verzahnten Kranz des Hohlkegels verhindert, der die Kupplung für den Rücklauf in eine selbsttätige Sperrbremse verwandelt und das Lastsenken nur durch äußeren Antrieb, unter Überwindung des überschüssigen Bremswiderstandes in der Kupplung, ermöglicht.

Bezeichnet

P den zum Antrieb erforderlichen Seilzug am Haspelrade vom Halbmesser a beim Lastheben,

K die Umfangskraft des Schneckenrades,

r den Halbmesser der mittleren Schraubenlinie,

v den Halszapfenhalbmesser,

r_1 den mittleren Stützapfenhalbmesser,
 μ den Zapfenreibungskoeffizienten,
 α den Steigungswinkel der doppelgängigen Schnecke,
 ρ den Reibungswinkel des Schneckenmaterials,

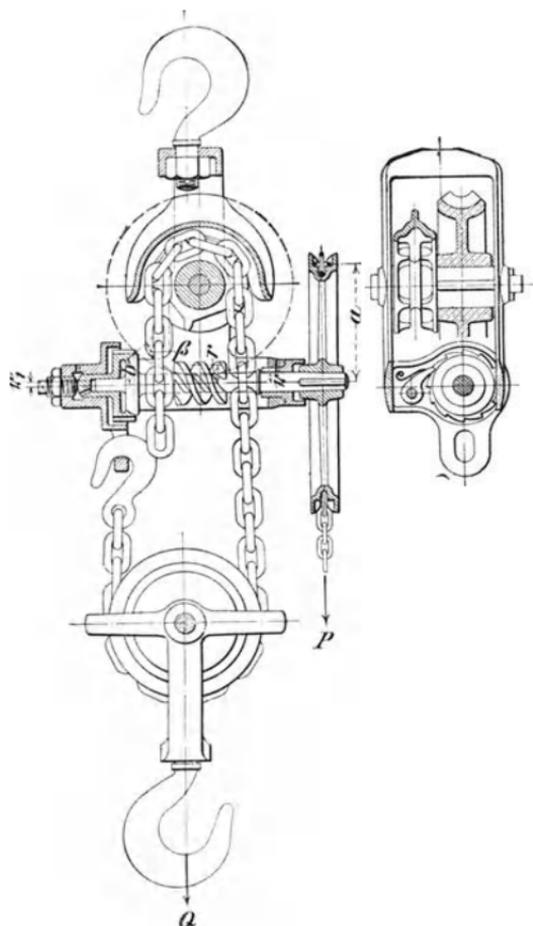


Fig. 436.

so folgt die Antriebskraft P aus der Momentengleichung

$$P a = \mu P r + K [r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \mu r_1]$$

zu

$$P = \frac{K [r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \mu r_1]}{a - \mu r}$$

Die Rücktriebkraft P' ergibt sich, wenn man in vorstehender Gleichung alle Reibungskoeffizienten mit umgekehrten Vorzeichen einführt, durch

$$P' = \frac{K [r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) - \mu r_1]}{a + \mu r}$$

Bezeichnet ferner

b den mittleren Halbmesser des Bremskegels,

β den halben Kegelwinkel des Bremskegels,

W den Umfangswiderstand der Bremse,

μ_1 den Reibungskoeffizienten der Bremsflächen,

so muß

$$W b = P' a$$

oder

$$W = P' \frac{a}{b} = \frac{K [r \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \mu r_1]}{a + \mu r} \frac{a}{b}$$

sein. Es ist aber auch (nach Gl. 14 S. 134)

$$W = \frac{\mu_1 K}{\sin \beta + \mu_1 \cos \beta}$$

Aus beiden Werten erhält man, wenn noch $\mu_1 = \operatorname{tg} \rho_1$ gesetzt wird,

$$\frac{\sin \rho_1}{\sin(\beta + \rho_1)} = \frac{r \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \mu r_1}{a + \mu r} \frac{a}{b}$$

und schließlich

$$\sin(\beta + \rho_1) = \frac{(a + \mu r) b \sin \rho_1}{[r \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \mu r_1] a}$$

Für einen angenommenen Kegelwinkel β folgt der mittlere Bremskegelhalbmesser b aus

$$b = \frac{a [r \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \mu r_1] \sin(\beta + \rho_1)}{(a + \mu r) \sin \rho_1}$$

Die Triebwerke sind bei den Beckerschen Flaschenzügen so gewählt, daß die angegebene Höchstlast noch durch einen einzigen Arbeiter bewältigt werden kann.

Tragfähigkeit und Eigengewichte der Züge sind in der auf S. 454 befindlichen Tabelle enthalten.

Die Schraubenflaschenzüge von Lüders, Bolzani, Kieffer u. a. zeigen ähnliche Ausführungen; sie unterscheiden sich von den Beckerschen Flaschenzügen im wesentlichen nur durch andere Formen der Drucklagerbremse.

3. Flaschenzug mit Stirnräderwerk und Drucklagerbremse (Bauart Kohn) von Briegleb, Hansen & Co. in Gotha.

In Fig. 437 ist ersichtlich, daß die Lastkette sich um die Kettennuß a auf- oder abwickelt und die Bewegung mittels Handkette und Haspelradscheibe d bewirkt wird. Letztere sitzt fest auf der Welle l , auf der auch das mit dem auf der Kettennußwelle g aufgekeilten Stirnrade k in Eingriff stehende Getriebe i befestigt ist. Das bremsende Organ ist die Hülse c , die über die Vorgelegewelle l geschoben ist

Beckers Schraubflaschenzüge mit Drucklagerbremse.		Ungefähres Gewicht der Züge mit Ketten für 3 m Hub	Ungefähres Gewicht der Last- und Handketten für 1 m größere Hübhöhe	Ungefähre Länge in zusammengezogenem Zustande bis Innenkante Haken oder Traverse)
Nr.	Ausführung	kg	kg	mm
1	} Ohne lose Rolle }	300	22	450
2		500	28	500
3		600	28	600
4	} }	1 000	37	740
5		1 500	46	800
6		2 000	65	900
7	} Mit loser Rolle }	3 000	78	1 000
8		4 000	100	1 120
9		5 000	120	1 200
10	} }	6 000	160	1 300
11		7 500	195	1 500
11 a		7 500	210	1 300
12	} Oben mit Traverse, unten mit drehbarem Haken }	10 000	260	1 050
12 a		10 000	285	1 260
12 b		10 000	310	1 500
13	} Oben und unten mit drehbarem Haken }	12 500	390	1 250
13 a		12 500	420	1 500
13 b		12 500	450	1 770

und einerseits von dem Hakenauge h , anderseits von den beiden Gehäuseaugen b umschlossen wird. Der vorstehende Hülsenkopf trägt eine Sperrklinke f , die sich beim angestrebten Rücklaufe des Triebwerkes mit der inneren Verzahnung e der Haspelradscheibe d kuppelt. Die alsdann am Umfange der Hülse c auftretende Reibung verhindert das selbsttätige Sinken der Last. Soll die Last niedergelassen werden, so muß durch Zug an dem betreffenden Ende der Handkette die Hülse c durch die Sperrklinkenverbindung unmittelbar in Bewegung gesetzt werden. Diese Bewegung überträgt sich durch die Stirnräder

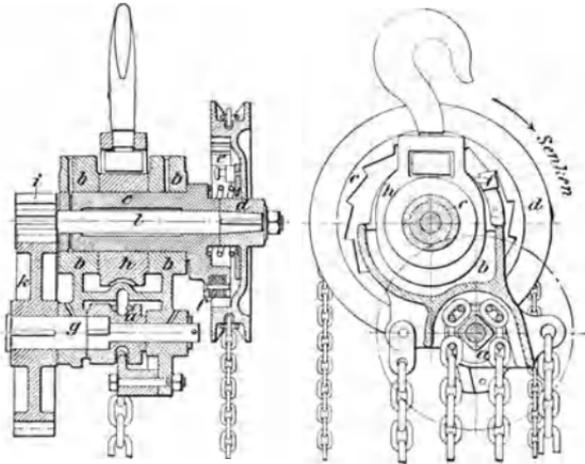


Fig. 437.

auf das Kettengetriebe. Die Klinkenkupplung der Bremse entspricht der früher (S. 435) beschriebenen Konstruktion. Beim Heben und Senken der Last treten nur die in den Lagern der Wellen und in den Zähnen der Stirnräder entstehenden Reibungen als eigene Widerstände des Flaschenzuges auf. Die Arbeitsverluste sind sonach gering, und es verdient deshalb die Rauart insbesondere für kleine Lasten Beachtung.

Briegleb, Hansen & Co. liefern die unter der Bezeichnung „Schnellflaschenzug“ in den Handel gebrachten Züge für 600 bis 4000 kg Tragkraft.

C. Räderwinden.

a) Trommelwinden.

1. Wirkungsgrad der Trommeln.

Bezeichnet

R den Trommelhalbmesser,

d den Seildurchmesser oder die Ketteneisenstärke,

r den Zapfenhalbmesser der Trommelwelle,

μ_1 den Reibungskoeffizienten,

so kann der Wirkungsgrad der Seiltrommel im Mittel

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,09 \frac{d^2}{R} + \mu_1 \frac{r}{R}}$$

gesetzt werden.

Hieraus erhält man mit $\mu_1 = 0,08$, $R = 4d$ und $r = d$ für Hanfseile folgende Werte:

Wirkungsgrade von Hanfseiltrommeln.

$d = 1,0$	$1,5$	$2,0$	$2,5$	$3,0$	$3,5$	$4,0$	$4,5$	$5,0$ cm,
$\eta_0 = 0,97$	$0,965$	$0,96$	$0,95$	$0,945$	$0,94$	$0,93$	$0,925$	$0,92$.

Der Wirkungsgrad der gewöhnlichen Kettentrommel beträgt im Mittel

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0,2 \frac{d}{R} + \mu_1 \frac{r}{R}}$$

hieraus folgt mit $\mu_1 = 0,08$, $R = 10d$ und $r = 2,5d$

$$\eta_0 = 0,96.$$

Der Wirkungsgrad der Kettendaumenräder kann im Mittel genommen werden

$$\eta_0 = 0,95.$$

Für Drahtseiltrommeln fehlen zurzeit noch genau ermittelte Erfahrungswerte. Nach Ad. Ernst kann der Wirkungsgrad hierfür

$$\eta_0 \leq 0,95$$

geschätzt werden.

2. Wirkungsgrad der Zahnradvorgelege.

Bezeichnet

z_1 die Zähnezahle des treibenden Rades,

z_2 „ „ „ getriebenen „

μ den Reibungskoeffizienten der Zähne,

so ist der Wirkungsgrad von zwei zusammen arbeitenden Zahnradern, so weit er von der Zahnreibung abhängig, wenn die Eingriffdauer $\tau = 2$ gesetzt wird (vgl. S. 91)

$$\eta' = \frac{z_1}{z_1 + \mu \pi \left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right)}$$

Setzt man als Mittelwert $\mu = 0,16$, so folgt

$$\eta' = \frac{z_1}{z_1 + 0,5 \left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right)}$$

Für unbearbeitete Zähne kann $\mu \geq 0,3$ sein, während sein Wert bei gut eingelaufenen Zähnen auf $\mu \leq 0,1$ sinkt.

Als mittlerer Wert des Wirkungsgrades ist für die am häufigsten benutzten Räderverhältnisse $\left(z_1 = 10 \text{ bis } 12 \text{ und } \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{4} \text{ bis } \frac{1}{6}\right)$

$$\eta' = 0,94 \text{ bis } 0,96$$

anzunehmen.

Außer der Zahnreibung kommt für die Vorgelegewellen noch der Verlust durch die Zapfenreibung in Betracht. Der hierdurch bedingte Wirkungsgrad kann gesetzt werden

$$\eta_1'' = \frac{1 - \mu_1 \frac{r_1}{a} \frac{r}{r_1}}{1 + \mu_1 \frac{r}{r_1}},$$

worin a den Kraftarm (z. B. den Kurbelhalbmesser),
 r_1 den Lastarm (Halbmesser des kleineren Rades),
 r den Zapfenhalbmesser,
 μ_1 den Zapfenreibungskoeffizienten
 bedeuten.

Der mittlere Wert des Wirkungsgrades bestimmt sich, für die am häufigsten vorkommenden Verhältnisse, mit $\frac{r}{r_1} = 0,3$ und $\frac{r_1}{a} = \frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{6}$ zu

$$\eta_1' = 0,97.$$

Für den Gesamtwirkungsgrad eines Zahnradvorgeleges folgt

$$\eta_{11} = \eta_1' \eta_1'' = \frac{z_1}{z_1 + \mu_1 \pi \left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right)} \frac{1 - \mu_1 \frac{r_1}{a} \frac{r}{r_1}}{1 + \mu_1 \frac{r}{r_1}}.$$

Als mittlerer Wert kann für die am häufigsten vorkommenden Verhältnisse

$$\eta_{11} = 0,94 \cdot 0,97 \sim \mathbf{0,91} \text{ bis } \eta_{11} = 0,96 \cdot 0,97 \sim \mathbf{0,93}$$

gesetzt werden.

Für sauber bearbeitete, in Öl laufende Räder und Ringschmierung der Wellenzapfen ist

$$\eta_{11} \geq 0,95.$$

Der Gesamtwirkungsgrad einer Trommelwinde mit einfachem Vorgelege beträgt

$$\eta = \eta_0 \eta_{11};$$

bezw. einer solchen mit n -fachem Vorgelege, deren Wirkungsgrade $\eta_{11}, \eta_{12}, \eta_{13} \dots \eta_{1n}$ sein mögen,

$$\eta = \eta_0 \eta_{11} \eta_{12} \eta_{13} \dots \eta_{1n}.$$

Das gesamte Übersetzungsverhältnis zwischen Kurbel- und Trommelwelle ergibt sich zu

$$\varphi = \frac{r_1}{R_1} \frac{r_2}{R_2} \dots = \eta \frac{P a}{Q R} = \eta \frac{\text{Kraftmoment}}{\text{Lastmoment}} \dots \quad \mathbf{77}$$

wenn noch

$$\frac{r_1}{R_1}, \frac{r_2}{R_2} \dots \text{ die einzelnen Übersetzungsverhältnisse } \left(\leq \frac{1}{8}\right),$$

P die Kurbelkraft,

a den Kurbelarm,

Q die Nutzlast,

R den Trommelhalbmesser

bedeuten.

3. Ausgeführte Trommelwinden.

a) Winden mit Handbetrieb.

Bockwinde für 2500 kg Tragkraft von Unruh & Liebig
in Leipzig.

Die Winde (Fig. 438) hat Drahtseiltrommel von 175 mm Halbmesser (bis Mitte Seil gemessen) und doppeltes Vorgelege. Die Wellenzapfen laufen in den Lageraugen des durch vier je 30 mm starke Spannstangen zusammengehaltenen gußeisernen Bockgestelles. Auf der Kurbelwelle ist eine Sperrradbremse von 310 mm Durchmesser befestigt.

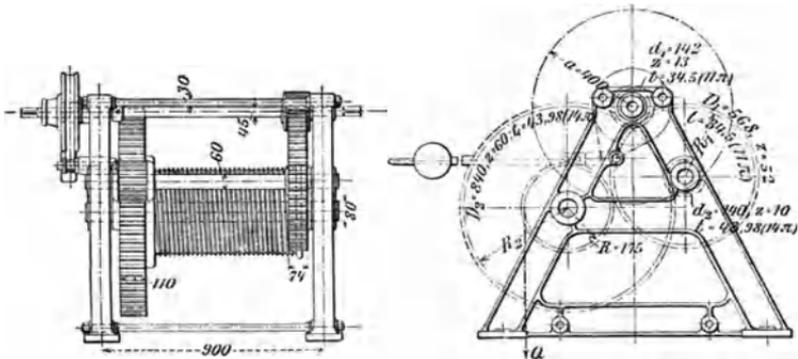


Fig. 438.

Berechnung des Zahnradwerkes.

Für den Antrieb sind vier Arbeiter vorausgesetzt, die an zwei je 400 mm langen Stirnkurbeln je 14 kg Druck ausüben.

Es ist mit dem Gesamtwirkungsgrade $\eta = 0,95 \cdot 0,92^2 \sim 0,80$ das gesamte Übersetzungsverhältnis

$$\varphi = \eta \frac{\text{Kraftmoment}}{\text{Lastmoment}} = \frac{0,80 \cdot 56 \cdot 400}{2500 \cdot 175} \sim \frac{1}{24}$$

Dementsprechend sind zwei Räderpaare mit den Übersetzungen 1:4 und 1:6 zwischen Kurbel- und Zwischenvorgelegewelle bzw. zwischen letzterer und der Trommelwelle angeordnet. Gibt man dem Trieb auf der Zwischenvorgelegewelle 10 Zähne, so erhält das eingreifende Rad auf der Trommelwelle 60 Zähne, und die zugehörige Teilung bestimmt sich nach Gl. 11 (S. 102)

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{c\psi z} M_d}$$

mit den Werten $M_d = \frac{2500 \cdot 17,5}{0,95}$, $z = 60$ und mit den Annahmen $\psi = 2,5$ und $c = 25$ (vergl. S. 102) zu $t = 4,25$ cm. Gewählt ist $t = 43,98$ mm ($\sim 14\pi$), demnach $d_2 = 140$ und $D_2 = 840$ mm.

Das Moment, welches durch die Zwischenvorgelegewelle zu übertragen ist, beträgt für die Übersetzung 1:6 nach der Trommelwelle

$$M_d = \frac{2500 \cdot 17,5}{0,95 \cdot 0,92 \cdot 6}$$

Gestatten wir hier $c = 20$ und wählen $\psi = 2,0$, so folgt für das Räderpaar mit der Übersetzung 1:4 (Trieb 43 und Rad 52 Zähne) die Teilung

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{20 \cdot 2,0 \cdot 52} \frac{2500 \cdot 17,5}{0,95 \cdot 0,92 \cdot 6}} \sim 30 \text{ mm.}$$

Gewählt ist $t = 34,5 \text{ mm}$ ($\sim 11\pi$), wofür der Wert c auf ~ 13 sinkt; es folgt damit $d_1 = 142$ und $D_1 = 586 \text{ mm}$.

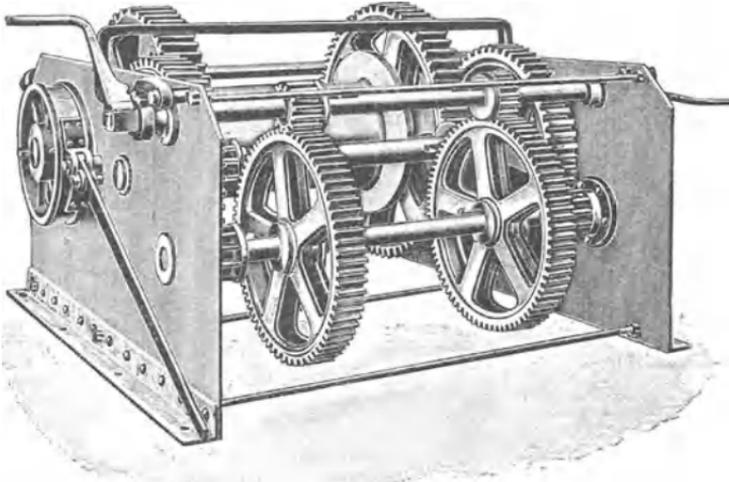


Fig. 439.

Die Wellen (Vorgelegewellen und Trommelwelle) sind unter Berücksichtigung der Biegungs- und Drehungsbeanspruchung zu berechnen. Sitzen die Zahnräder unmittelbar an den Lagerstellen der zugehörigen Welle, so genügt es, diese auf Drehungsbeanspruchung mit $k_d \sim 400 \text{ kg/qcm}$ (Flußeisen als Material vorausgesetzt) zu berechnen.

Bockwinde (Grubenkabel) für 15000 kg Tragkraft der Welter Elektrizitäts- und Hebezeug-Werke A.-G. in Köln.

Die in Fig. 439 dargestellte Winde hat dreifaches Vorgelege, doppelten Rädereingriff, doppelte Sperrklinke und einfache Bandbremse. Die Trommel erhält, je nachdem ein Seil oder eine Kette zur Lastförderung Verwendung findet, 500 bzw. 325 mm Durchmesser. Sperrräder und Bremscheibe sind außerhalb der kräftigen schmiedeisenen Ständer auf der Kurbel- bzw. Trommelwelle befestigt. Auf Wunsch werden derartige Winden auch fahrbar mit gußeisernen Bockgestellen

geliefert, ferner mit einer festen und losen Scheibe zum Transmissionsbetrieb eingerichtet; für Nutzlasten von 3000 bis 12500 kg erhalten sie doppeltes Vorgelege.

Konsolwinden von E. Becker in Berlin-Reinickendorf.

Die Fig. 440 ersichtliche Winde mit einfachem Stirnrädervorgelege für 200 bis 600 kg Tragkraft und Daumenrad für kalibrierte Kette ist

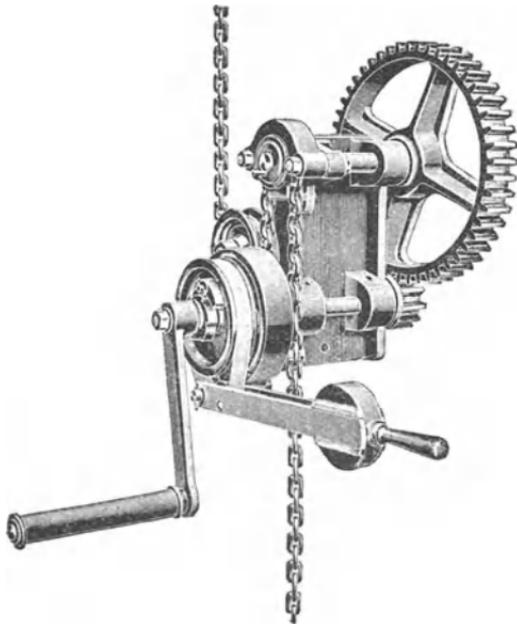


Fig. 440.

zum Anschrauben gegen einen Stiel eingerichtet. Die auf der Kurbelwelle sitzende Sperradbremse ist mit einer Schleuderbremse der auf S. 440 beschriebenen Bauart verbunden. Der Hebel der Sperradbremse muß für den Niedergang der Last gelüftet werden, und das Sinken derselben kann dann nur mit einer durch die selbsttätige Schleuderbremse geregelten Geschwindigkeit erfolgen. Sobald der Arbeiter den Bremshebel einfallen läßt, wird die Last in jeder beliebigen Höhenlage freischwebend festgehalten. Die Umspannung des Daumenrades durch die Lastkette ist durch einen gußeisernen Führungsbügel gesichert. Das Lasttrum wird von der Konsolwinde über Leitrollen in die Lastförderbahn abgelenkt. Die Hubhöhe der Winde ist unbegrenzt und nur von der Länge der kalibrierten Lastkette abhängig.

Fig. 441 zeigt eine Konsolwinde ähnlicher Bauart zum Anschrauben gegen eine Wand. Der Kurbelgriff ist hier in einem gußeisernen Speichenrade befestigt. Die hinter demselben sitzende Sperradbremse ist ebenfalls mit einer Schleuderbremse verbunden. Die Drehzapfen der Schleuderklötze sind in die Stirnwand der Sperradbremsscheibe eingesetzt und ragen in die mit dem Konsolbock fest verschraubte Trommel hinein, an deren innerer Mantelfläche die Klötze beim Lastsenken schleifen. Das Daumenrad für kalibrierte Kette sitzt zwischen den Lagerstellen der Welle innerhalb des Konsolbockes.

Für größere Lasten baut E. Becker die Daumenrad-Winden mit Doppelkurbeln und zweifachem, ausrückbarem Vorgelege.

Kran-Sicherheits-Wandwinde für 500 kg Tragkraft und 15 m Hubhöhe von Unruh & Liebig in Leipzig.

Die in Fig. 442 dargestellte Winde hat einfaches Rädervorgelege, aus einem Rade mit Innenverzahnung und dem mit der Kurbelwelle

aus einem Stück gefertigten zugehörigen Ritzel bestehend. Die mit dem Zahnrade verschraubte, auf einem feststehenden Bolzen drehbar gelagerte Seiltrommel hat eingedrehte Schraubenrillen. Die Befestigung des Lastseiles geschieht durch Eingießen in eine Stahlgußöse, die in die Trommel eingepaßt und mittels Schraube befestigt ist.

Das Windentriebwerk ist mit einer Sicherheitskurbel, außerdem mit einer durch D.R.G.M. Nr. 162217 geschützten Geschwindigkeitsbremse ausgerüstet.

Die aus Stahlguß hergestellte Kurbel ist mit einer auf der zugehörigen Welle drehbar gelagerten Büchse mit flachgängigem Außengewinde zusammengegossen, während ein gleichzeitig als kegelförmige Kupplungs-scheibe ausgebildetes Sperrrad durch Schraubenbolzen mit einer Scheibe verbunden ist, die ein dem Gewinde der Kurbelbüchse entsprechendes Muttergewinde trägt. Durch zwei an der Kurbelbüchse sowie am Sperrrad befestigte Spiralfedern wird der Kuppungsschluß zwischen dem letzteren und einem auf der Kurbelwelle befestigten Hohlkonus bewirkt, so daß die Last gehoben werden kann.

Für das Sinken der Last wird durch Rückwärtsdrehung der Kurbel die mit dem Sperrrade verschraubte Gewindebüchse in achsialer Richtung bewegt und damit die Kuppung gelöst. Hierbei sucht die Spiralfeder zufolge ihrer den Reibungsschluß der Kuppung bewirkenden Federkraft die Kurbel in achsialer Richtung zu verschieben, was durch Anlaufen des Kurbelbundringes an der Stirnfläche des Kurbellagers verhindert wird. Ein gegen Längsverschiebung ebenfalls gesichertes kleines Handgriffrad ermöglicht bei zurückgedrehter Kurbel ein schnelles Heraufholen des unbelasteten Lasthakens.

Die Geschwindigkeitsbremse besteht aus einem Bremsring, dessen äußerer Durchmesser etwas kleiner gehalten ist als der ihn umschließende Sperrradbremskörper; innen ist der Bremsring auf einem am Kupplungskörper angegossenen ringförmigen Ansatz centrisch geführt und mittels einer an seinem einen Ende angenieteten Keilfeder radial verschiebbar befestigt. Die beiden Fliehgewichte sind an dem auf der Kurbelachse befestigten Kuppelkörper um Bolzen drehbar gelagert; das eine Fliehgewicht steht mittels Scharniers und Gelenkbolzens mit dem Bremsring in unmittelbarer Verbindung, während es mit dem zweiten Fliehgewicht durch einen auf der Nabe des Kuppelkörpers

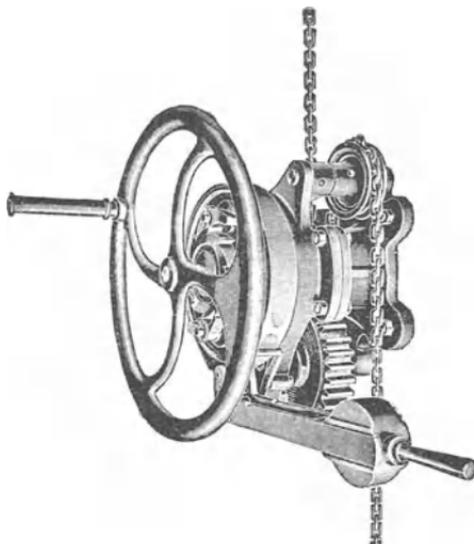


Fig. 441.

drehbaren Hebel gelenkig verbunden ist. Die Stärke des Bremsringes ist so gewählt, daß seine Federkraft die beim schnellen Aufwinden des

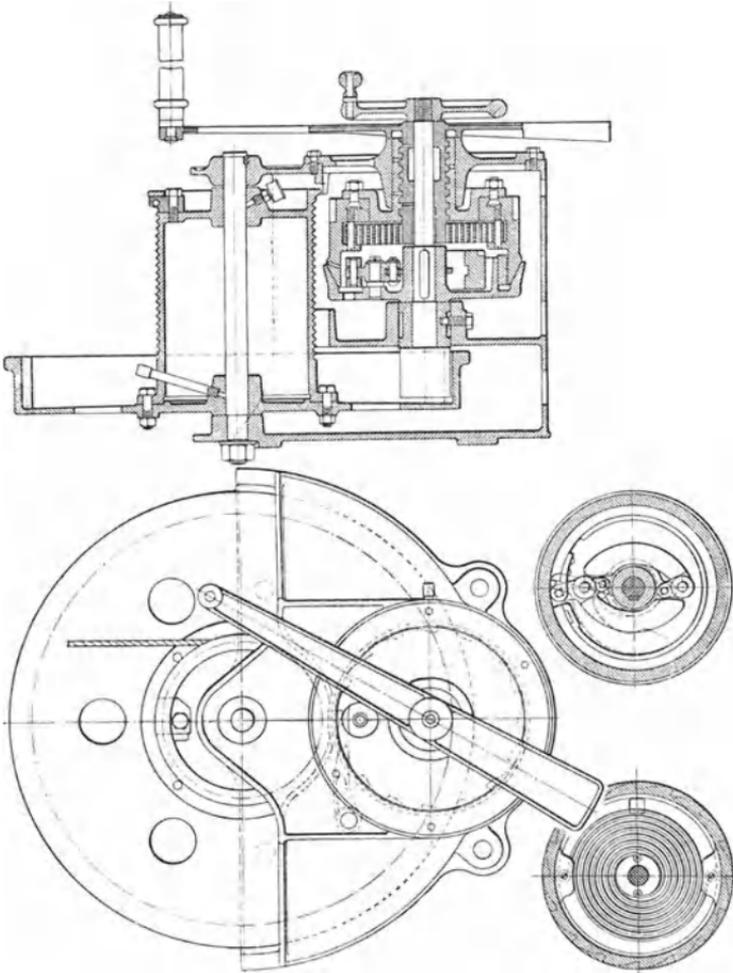


Fig. 442.

unbelasteten Hakens mittels des Handgriffrades durch die beiden Fliehgewichte hervorgerufene Zentrifugalkraft übersteigt.

β) Winden mit Elementarkraftbetrieb.

Derartige, durch Riemen, Seile, Wellen oder Motoren angetriebene Winden bieten gegenüber denjenigen mit Handbetrieb den Vorteil,

größere Nutzlasten bewältigen und die Fördergeschwindigkeit wesentlich steigern zu können. Die Antriebskraft ist, wenn möglich, so groß zu wählen, daß nur zwei Vorgelege notwendig werden. Elektromotoren erfordern wegen ihrer großen Umdrehungszahl häufig drei Vorgelege, wenn nicht Schneckenantrieb vorgezogen wird.

Bezeichnet

Q die Nutzlast,

η den Wirkungsgrad der Winde, abgesehen von den eigenen Widerständen des Motors,

v die Fördergeschwindigkeit in m/sek,

N die Anzahl der Pferdestärken, welche die Winde verbraucht bzw. vom Motor abzugeben sind,

so ist

$$\frac{Q v}{\eta} = 75 N, \text{ d. h. } N = \frac{Q v}{75 \eta}.$$

Man wählt für

Q bis 500 kg, 500 bis 1000 kg, 1000 bis 1500 kg, 1500 bis 2000 kg;
 $v \geq 0,25$ m, 0,15 m, 0,10 m, 0,05 m.

Es wächst ferner die Lastgeschwindigkeit mit der Größe der Förderhöhe. So sind z. B. die Fördergeschwindigkeiten der neueren Speicherwinden und Personenaufzüge selten kleiner als 0,5 m/sek und steigen auf 1 m/sek und darüber.

Konsolwinde mit Riemenbetrieb von E. Becker.

Die für verschiedene Lasten mit Ketten- oder Seiltrommel ausgeführte Winde veranschaulicht Fig. 443. Zufolge der vereinigten Sperrrad- und Schleuderbremse bleibt die Last bei ausgerücktem Treibriemen in jeder Lage freischwebend hängen und senkt sich unabhängig von dem Riementriebe, sobald der Hebel der Sperradbremse gelüftet wird, wobei die Schleuderbremse übergroße Senkgeschwindigkeiten verhindert. Es genügt also

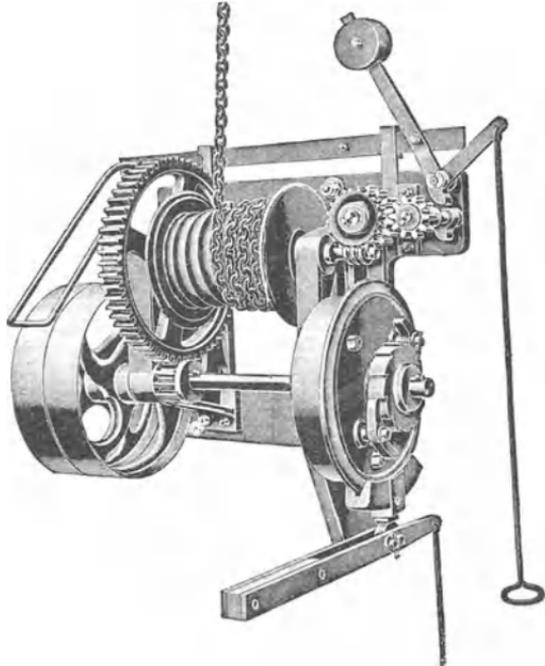


Fig. 443.

eine feste und eine lose Scheibe für den Riementrieb. In der höchsten Stellung des Lasthakens findet eine selbsttätige Ausrückung des Riemens durch ein auf der Abbildung ersichtliches Zählwerk statt.

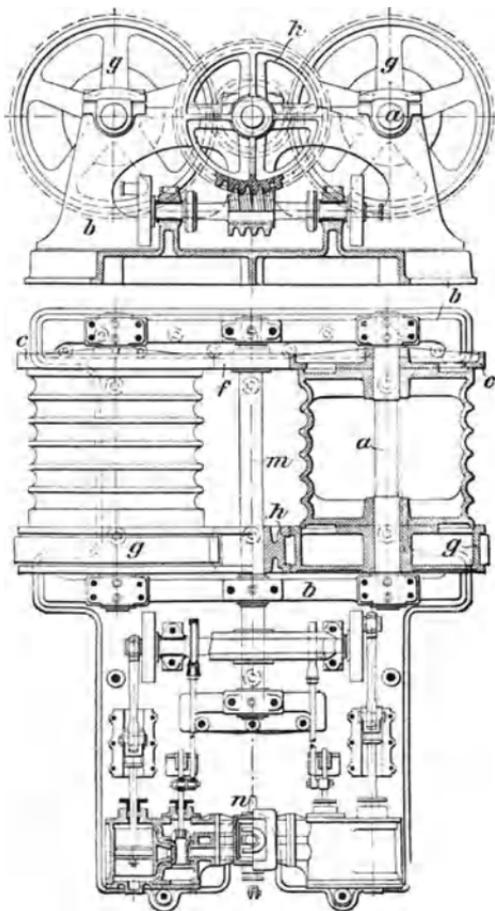


Fig. 444.

Dampfwinde für 5000 kg Nutzlast.

Bei der Fig. 444 ersichtlichen Dampfwinde sind zwei Ketten-trommeln auf Wellen *a* befestigt, die in den gußeisernen Bockgestellen *b* gelagert sind. Behufs Entlastung der Zapfenlager beider Gestelle trägt jede Trommelwelle noch eine Druck-scheibe *c*, die mit einer auf der Vorgelegewelle *m* befestigten Scheibe *f* in Berührung treten, und es legen sich ferner zu demselben Zwecke die glatt abgedrehten Seitenborde der auf den Trommelwellen befestigten Zahnräder *g* gegen entsprechende Borde des auf der Vorgelegewelle *m* sitzenden Getriebes *h*. Auf derselben Welle ist ein Schraubenrad befestigt, das mit einer auf der Kurbelwelle der Dampfmaschine sitzenden eingängigen Schraube in Eingriff steht.

Die Cylinder der durch Kolbenschieber gesteuerten Zwillingdampfmaschinen haben je 170 mm Durchmesser und 200 mm Hub; die Kolbengeschwindigkeit beträgt 1,72 m/sek, ent-

sprechend 260 minutlichen Umdrehungen der Maschine. Zur Umsteuerung derselben mittels Dampfwechsels dient ein Mittelschieber *n*.

Bezeichnet

Q die Nutzlast,

R den Trommelhalbmesser,

z die Zähnezahls des Schraubenrades,

$\frac{z_1}{z_2}$ das Übersetzungsverhältnis des Stirnrädervorgeleges,

a den Kurbelhalbmesser,

T die mittlere Tangentialkraft im Kurbelkreis,

so ist das gesamte Übersetzungsverhältnis der Winde

$$\varphi = \frac{z_1}{z_2} \frac{z}{1} \frac{a}{R} = \frac{Q}{T},$$

demnach

$$T = \frac{R}{a} \frac{1}{z} \frac{z_2}{z_1} Q = \frac{Q}{\varphi}.$$

Es ist ferner, wenn P die in beiden Cylindern entwickelte mittlere Kolbenkraft bedeutet,

$$P = \pi T = \pi \frac{Q}{\varphi};$$

sie beträgt für jeden Cylinder $\frac{\pi}{2} \frac{Q}{\varphi}$, woraus für den mittleren Dampfüberdruck folgt

$$p = \frac{\pi}{2} \frac{Q}{\varphi} \frac{1}{f},$$

wenn f die wirksame Kolbenfläche (in qcm) bezeichnet.

Bei dem Gesamtwirkungsgrade η der Winde ist ein mittlerer Dampfüberdruck

$$\frac{p}{\eta} \text{ kg/qcm}$$

erforderlich.

Winde mit elektrischem Antrieb.

Die zu einem von der Compagnie Internationale d'Électricité in Lüttich ausgeführten Bockkran von 40 000 kg Tragkraft gehörige Winde ist in Fig. 445 abgebildet. Für diesen Kran war eine Hubhöhe von 80 m und eine Hubgeschwindigkeit von 6 bzw. 12 m/min für Lasten bis 40 000 bzw. unter 20 000 kg verlangt worden. Da wegen der bedeutenden Hubhöhe an die Anwendung der Gall'schen Kette nicht gedacht werden konnte, erhielt die mit doppelter Seiltrommel von je 1200 mm Durchmesser und 2000 mm Länge zur Bergung von 320 m Seil von 40 mm Durchmesser ausgerüstete Winde außergewöhnlich große Abmessungen. Die je 4800 kg schweren Trommeln sind beiderseits an die Arme von Winkelzahnradern aus Stahlguß geschraubt, die sich mit Bronzebüchsen lose auf der in den beiden Schilden fest verlagerten Achse drehen. Diese vier Zahnräder werden von zwei Ritzeln, deren jedes gleichzeitig mit zwei Rädern im Eingriff steht, angetrieben. Die Achse der Ritzel trägt zwei Zahnräder von verschiedenem Durchmesser, entsprechend den beiden vorgeschriebenen Geschwindigkeiten. Die zugehörigen Ritzel sind daher mit Klauenkupplungen zum Ein- und Ausrücken versehen. Der Elektromotor hat Verbundwicklung und leistet bei 600 Uml/min 20 PS; er gibt seine Arbeit mittels eines Phosphorbronze-Ritzels und eines Stahlgußrades, die ebenfalls mit Winkelzähnen versehen sind, an die zuletzt erwähnte Vorgelegewelle ab, welche noch eine geräuschlose Sperradbremse trägt.

Die zweite Lastbremse, die als selbsttätige elektrische Bremse ausgebildet ist, wirkt auf die Achse des Motors.

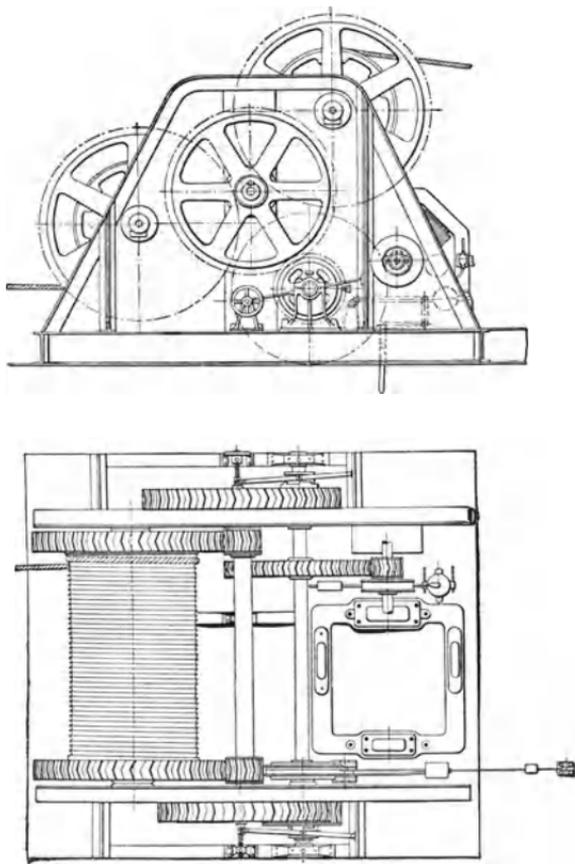


Fig. 445.

γ) Fahrbare Winden. — Laufkatzen.

Die mit Laufrädern ausgerüsteten Winden werden, sofern sie dazu dienen, die gehobene Last in Richtung einer angebrachten Fahrbahn seitlich zu versetzen, auch als Laufkatzen bezeichnet; hierbei kann das Windentriebwerk mit dem Lastwagen auf gemeinsamen Gestell vereinigt oder aber außerhalb des letzteren am Krangerüst, einer Mauer u. s. w. Aufstellung finden, wobei dann durch Leitrollen die Führung der Lastkette nach der Winde vermittelt wird.

Bezeichnet für den ersteren Fall

Q die Nutzlast in kg,

G das gesamte Eigengewicht der Laufkatze in kg,

d den Zapfendurchmesser in cm,

f den Koeffizienten der wälzenden Reibung,

μ_1 den Zapfenreibungskoeffizienten,

M das zum Überwinden der gesamten Reibung beim Verschieben der Laufkatze erforderliche Drehmoment,

so ist

$$M = (Q + G) \left(\mu_1 \frac{d}{2} + f \right).$$

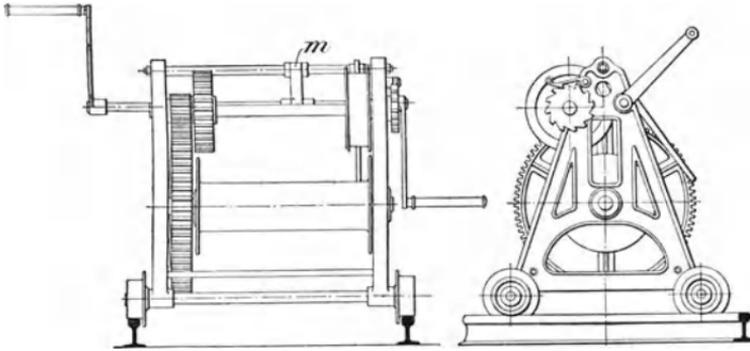


Fig. 446.

Wird dieses Moment auf den Umfang des Laufrades vom Halbmesser R (in cm) bezogen, so folgt für den zugehörigen Umfangsdruck

$$P = \frac{M}{R} = \frac{Q + G}{R} \left(\mu_1 \frac{d}{2} + f \right).$$

Man nimmt zweckmäßig $f = 0,08$ (in cm) und $\mu_1 = 0,1$.

Mit Rücksicht auf die noch auftretende Spurkranzreibung empfiehlt es sich, unter Umständen 100% und mehr zum Rechnungswert der vorstehenden Gleichung zuzuschlagen.

Fahrbare Bockwinden der Fig. 446 ersichtlichen Bauart von Gebr. Weißmüller in Bockenheim-Frankfurt a. M. finden auf Baugerüsten Verwendung. Das Windetriebwerk ist mit ausrückbarem doppeltem Vorgelege, verschiebbarer Kurbelwelle und mit Sperr- und Bremswerk ausgestattet. Zum Festhalten der Kurbelwelle in den verschiedenen Stellungen dient eine auf der oberen Versteifungsstange der Winde zwischen Stellringen frei drehbare Falle m .

Für größere Lasten erfordert die Transportbewegung ein besonderes Triebwerk mit einfachem oder doppeltem Vorgelege.

Die einfachste Laufkatzenform mit unterer, etwas ein- gebogener Querversteifung zum Einhängen eines Flaschenzuges beliebiger Bauart für Lasten von 500 bis 2000 kg nach Ausführung der Maschinenfabrik E. Becker zeigt Fig. 447. Die vier Räder laufen unmittelbar auf den unteren Trägerflanschen. Für Lasten bis 5000 kg

erhalten diese Lasten nach Fig. 448 ein besonderes Antriebwerk, — aus einer Haspelwelle bestehend, die durch ein kleines Triebrad in die ver-

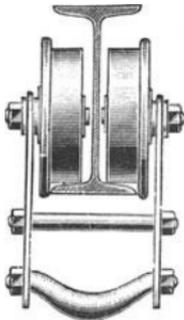


Fig. 447.

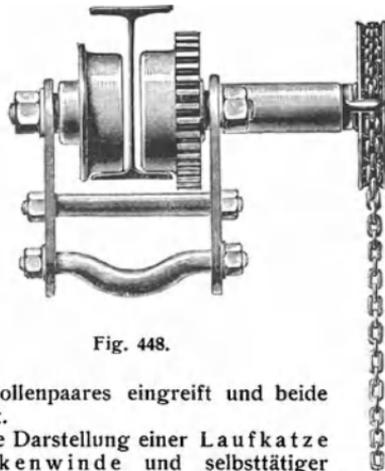


Fig. 448.

zahnten Spurkränze des einen Rollenpaares eingreift und beide Rollen in gleichem Sinne antreibt.

Fig. 449 gibt die schematische Darstellung einer Laufkatze mit eingebauter Schneckenwinde und selbsttätiger Drucklagerbremse der Welter-Elektrizitäts- und Hebezeugwerke A.-G. in Köln für 5000 kg Tragkraft wieder.

Eine Laufwinde mit elektrischem Antrieb der Benrather Maschinenfabrik A.-G. für 5000 kg Tragkraft zeigt Fig. 450 (vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902, S. 1044).

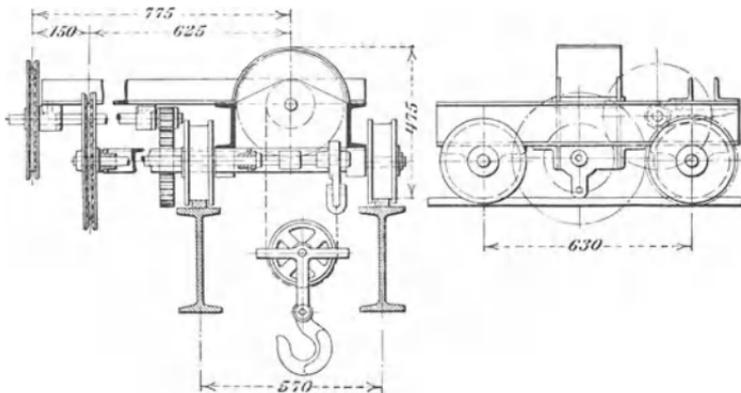


Fig. 449.

Das Schneckengetriebe, das doppelte Stirnrädervorgelege und die Lastdaumenrolle sind in einem gemeinsamen, außen durch Rippen verstärkten und mit Augen für die Wellen versehenen, kräftigen guß-

eisernen Gehäuse gelagert, gegen dessen linke Stirnfläche der Motor *A* angeschraubt ist. Das in der Zeichnung verdeckte Schneckenrad liegt im Kastenraum *a* und wird durch die darüber, unter dem abnehmbaren Deckel *b* gelagerte, mit dem Motoranker elastisch gekuppelte Schnecke, angetrieben. Außerhalb des Gehäuses sitzt auf dem Wellenkopf des Schneckenrades auf der einen Seite das Stirnrad *c* im Eingriff mit *d*, dessen Achse durch die leere Kammer *e* geht und auf der anderen Seite das Ritzel *f* für den Antrieb des großen Stirnrades *g* auf der Daumenrollenachse *i* trägt. Die Lastdaumenrolle *h* läuft zwischen den gabelförmigen Wangen der nach unten verlängerten Kastenwände, in die

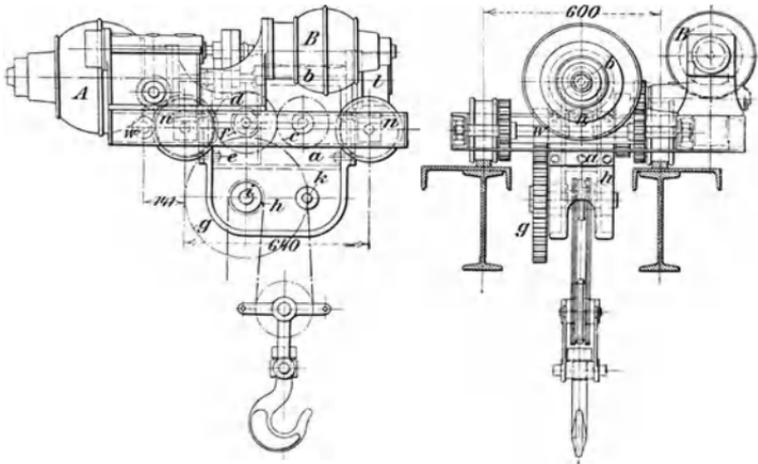


Fig. 450.

auch der Tragbolzen *k* zur Aufnahme des stehenden Kettentrums eingesetzt ist. Die Schneckenwelle ist mit Ringschmierung für ihre Tragzapfen und mit einem Kugelstützlager in Verbindung mit der Fig. 430 (S. 443) ersichtlichen Lastdruck-Lamellenbremse ausgerüstet.

Die eisernen Schildzapfen *n* des Windengehäuses sind mit ihren angeschmiedeten Lappen gegen das Gehäuse geschraubt.

Der Fahrmotor *B* liegt auf einem seitlichen Ausbau des aus \square -Eisen und Stirnblechen zusammengenieteten Katzenwagens und arbeitet durch ein Schneckenvorgelege mit einer weiteren Stirnräderübersetzung auf den Zahnkranz des einen Laufrades. Damit sich das andere Rad derselben Achse gleichmäßig mitdreht, ist auch dieses mit einem Zahnkranz versehen, und durch eine besondere Hilfswelle *w* mit beiderseits eingreifenden Ritzeln ist die Drehung beider Räder zwangsläufig gekuppelt.

Bei Handbetrieb fällt der seitliche Ausbau des Katzenwagens fort, und an die Stelle des Fahrmotors tritt ein einfaches Haspelvorgelege.

Die in Fig. 451 und 452 dargestellte, zu einem Hochbahnkran gehörige, elektrisch betriebene Laufwinde von 3800 kg Trag-

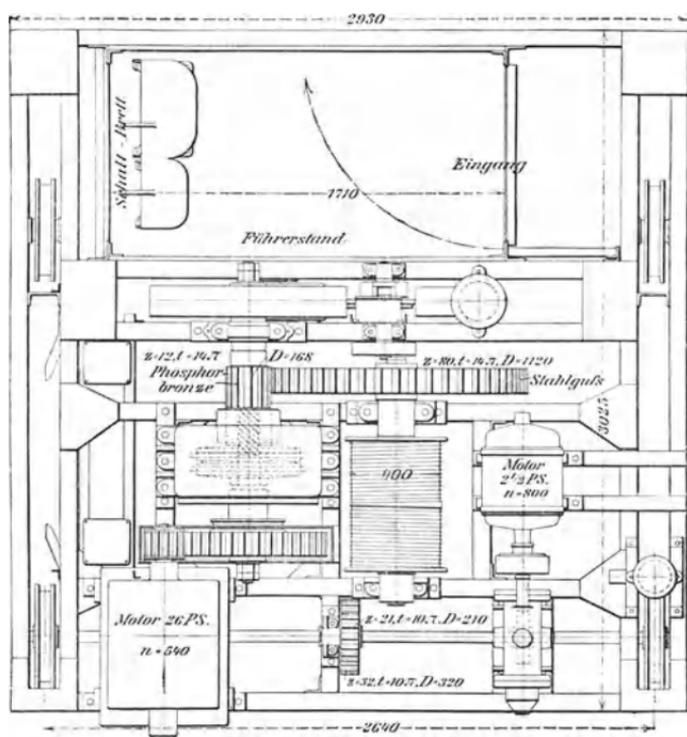
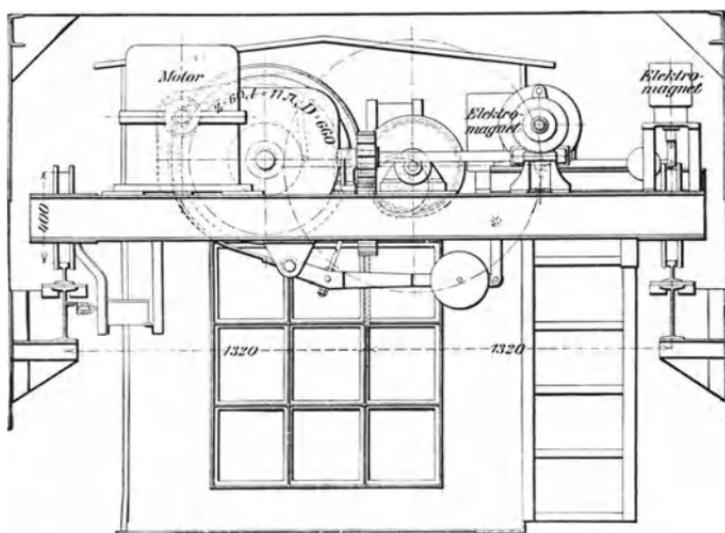


Fig. 451.

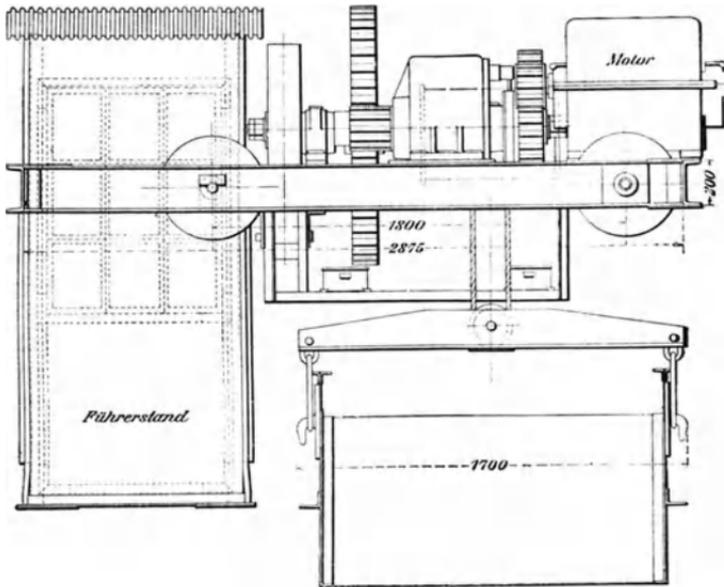


Fig. 452.

kraft der Firma Unruh & Liebig in Leipzig ist mit der in Fig. 428 und 429 (S. 442/43) dargestellten Drucklagerbremse ausgerüstet. An dem einen Ende des aus I-Eisen gebildeten Wagengestelles ist der aus Wellblech gefertigte Führerkorb mit innerer Holzverkleidung befestigt. Der Hubmotor von 26 PS mit 540 Uml/min arbeitet mit zwei Stirnrädervorgelegen (Zähnezahlen 14 und 60 bzw. 12 und 80 bei $t = 11\pi$ bzw. $t = 14\pi$) auf die zur Aufnahme der beiden Enden des 16 mm starken Drahtseiles mit entsprechenden Nuten versehene Windentrommel von 400 mm Durchmesser. Es beträgt somit die Hubgeschwindigkeit

$$v = 0,4 \pi 540 \frac{14}{60} \frac{12}{80} \sim 24 \text{ m/min.}$$

Zum genauen Anhalten der Last ist das Getriebe noch mit einer elektrisch lösbaren Holzbandbremse ausgerüstet, deren fliegend auf dem kegelförmigen Ende der zweiten Vorgelegewelle befestigte Scheibe von 750 mm Durchmesser und 135 mm Breite von einem Elektromagneten betätigt wird.

Als Fahrmotor ist ein 2,5 PS-Motor mit 800 Uml/min gewählt, der mit einem Schneckengetriebe von der Übersetzung 1:15,7 und einer Stirnräderübersetzung mit den Zähnezahlen 21 und 32 bei $t = 10\pi$ den Antrieb auf die Mitte der einen Laufachse leitet und bei 400 mm Laufraddurchmesser eine Fahrgeschwindigkeit der Katze

$$v' = 0,4 \pi 800 \frac{1}{15,7} \frac{21}{32} = 42 \text{ m/min}$$

liefert. Eine auf der Schneckenwelle sitzende elektromagnetische Lüftungsbremse dient zum Schutze gegen Überschreitungen der beabsichtigten Fahrgröße.

Weitere Beispiele für Laufkatzen finden sich unter **C**, **b**, „Kranne mit Bühne“.

b) Schraubenwinden.

1. Allgemeines.

Die Schraubenwinden kommen, wie auch die nachstehend aufgeführten Zahnstangenwinden, in der Regel nur für eine geringe Hubhöhe in Betracht; diese ist auf die nutzbare Länge der Spindel bezw. der Zahnstange beschränkt. Der Antrieb der Schraubenwinden erfolgt entweder unmittelbar durch Drehhebel oder durch Zahnradvorgelege mit Kurbel, zuweilen auch durch Schneckenvorgelege. Damit Selbsthemmung vorhanden ist, werden die Spindeln meist eingängig (Steigungswinkel α gewöhnlich 4° bis 5°) ausgeführt.

Mit Benutzung der bereits früher entwickelten Gleichungen für die Kraft- und Arbeitsverhältnisse der Schraube (s. S. 71) ergibt sich die am Hebel vom Halbmesser R auszuübende wirkliche Antriebskraft P , sofern als schädliche Widerstände nur die Reibung zwischen Mutter und Schraube in den Gewindegängen berücksichtigt wird, zu

$$P = Q \frac{r}{R} \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$$

und der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)};$$

hierin bedeutet

Q die Nutzlast und

ρ den Reibungswinkel des Materials ($\rho \sim 6^{\circ}$).

Berücksichtigt man auch die Spurzapfenreibung und vernachlässigt den geringen Einfluss der durch die Kraft P entstehenden Halszapfenreibung, so erhält man mit r als Halbmesser des Spindelspurzapfens und dem Zapfenreibungskoeffizienten μ_1 das Antriebsmoment der Spindel

$$P R = Q r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \frac{\mu_1 Q r}{2}$$

und den Wirkungsgrad der ganzen Schraubenwinde

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \frac{\mu_1 r}{2 r}} \dots \dots \dots \mathbf{78}$$

Bezüglich der Größe des Wirkungsgrades ist noch von Einfluß, ob die Spindel oder die Mutter den Drehantrieb empfängt.

Im ersteren Falle ist etwa $\frac{r}{r} = \frac{2}{3}$, im letzteren $\frac{r}{r} = 1,5$ in Gl. 78 einzusetzen.

Damit ergeben sich die Wirkungsgrade der Schraubenwinde für die Steigungswinkel $\alpha = 2^{\circ} 20'$ bis $7^{\circ} 10'$ aus der nachstehenden Tabelle.

Steigungsverhältnis $\operatorname{tg} \alpha =$	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,125
Spindel wird gedreht: $\eta =$	0,22	0,26	0,30	0,33	0,36	0,41	0,46
Mutter wird gedreht: $\eta =$	0,15	0,18	0,21	0,24	0,26	0,30	0,35.

Wegen des wesentlich günstigeren Wirkungsgrades ist zu empfehlen, stets die Spindel (statt der Mutter) anzutreiben.

2. Berechnung der Windenschrauben.

Unter der Annahme einer Zug- oder Druckbeanspruchung der Schraubenspindel ergibt sich der Kerndurchmesser d_1 derselben aus

$$Q = \frac{\pi}{4} d_1^2 k_z,$$

worin k_z mit Rücksicht auf die noch vorhandene, durch das äußere Antriebsmoment hervorgerufene Drehungsbeanspruchung für Flußeisen oder Flußstahl 300 bis 500 kg/qcm gesetzt werden kann.

Das Spindelgewinde wird meist mit quadratischem Querschnitt (vergl. Fig. 24 auf S. 69), d. h. die Gangtiefe

$$t = \frac{h}{2}$$

ausgeführt,

Für die Steigung findet man häufig

$$h \sim \frac{d}{4} \text{ bis } \frac{d_1}{4}.$$

Die Mutterhöhe bestimmt sich aus dem zulässigen Flächen-
druck k in den Gewindegängen.

Es kann gewählt werden

für Stahl auf Flußeisen oder Bronze	$k \leq 100$ kg/qcm,
„ Flußeisen auf Flußeisen oder Bronze	$k \leq 75$ „
„ Flußeisen oder Stahl auf Gußeisen	$k \leq 50$ „

Bei z Gewindegängen in der Mutter folgt aus

$$Q = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) z k$$

die erforderliche Mutterhöhe

$$h = z h = \frac{4 Q h}{\pi (d^2 - d_1^2) k}.$$

Mit den obigen Werten von k erhält man gleichzeitig eine genügende Ansatzfläche des Gewindes, um der auftretenden Biegebeanspruchung in den belasteten Schraubengängen zu genügen.¹⁾

3. Ausgeführte Schraubenwinden.

Die Abbildung Fig. 453 veranschaulicht eine gewöhnliche Schraubenwinde, wie sie z. B. in Lokomotivfabriken zu Montagezwecken Verwendung findet.

Das Gestell ist aus Stahlguß oder aus Gußeisen hergestellt. Die Drehung der Spindel wird durch Nut und Feder verhindert.

Nachstehende Tabelle gibt die äußeren Spindeldurchmesser, sowie die ungefähren Höhenabmessungen derartiger Winden im niedrigsten Spindelstande für Nutzlasten von 2000 bis 20000 kg.

Tragkraft kg	Äußerer Spindel- durchmesser mm	Höhe der Winde im niedrigsten Spindelstande mm
2 000	38	280
4 000	47	370
6 000	54	520
8 000	57	600
10 000	60	670
14 000	68	870
18 000	80	1 050
20 000	85	1 200

Eine Schraubenschlittenwinde zeigt Fig. 454; sie gestattet, Lasten von 7500 bis 25 000 kg erforderlichenfalls auch kurze Strecken

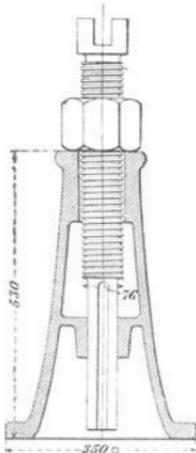


Fig. 453.

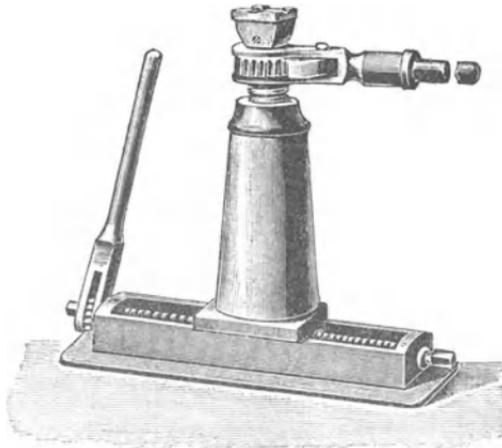


Fig. 454.

seitwärts zu bewegen. Hierzu dient der aus Stahlguß gefertigte Fußschlitten mit wagerechter, in der Regel doppelgängiger Schraubenspindel, während die senkrechte Schraubenspindel zum Heben und Senken der Last dient. Der Antrieb beider Spindeln erfolgt durch lose Ratschenhebel, von denen derjenige für die senkrechte Spindel eine doppel-seitige Klinke für Drehung in dem einen oder anderen Sinne trägt. Einige Hauptabmessungen und die Gewichte solcher Winden sind aus der auf S. 457 gebrachten Tabelle zu entnehmen.

Zum Heben von Tendern oder Lokomotiven bis 60 000 kg Gewicht benutzt man Schraubenwinden mit Rädervorgelege und Kurbelantrieb der Fig. 455 ersichtlichen Bauart, die als Windenböcke bezeichnet werden. Man verwendet gleichzeitig vier Böcke, die paarweise einander gegenübergestellt werden. Die Last wird mit eisernen Trägern

Tragkraft	Äußerer Durchmesser der senkrechten Spindel	Höhe im niedrigsten Spindelstand	Wagerechte Schiebung auf dem Schlitten	Hub	Ungefährtes Gewicht
kg	mm	mm	mm	mm	kg
7 500	56	505	260	240	36
10 000	60	595	325	285	45
12 500	62	595	325	285	52
15 000	66	660	325	330	63
17 500	70	675	325	325	85
20 000	76	720	325	325	90
25 000	82	720	325	325	100

aufgenommen, deren Enden frei auf den Hubmuttern der gegenüberstehenden Böcke aufliegen und durch gleichzeitiges Antreiben der zugehörigen Spindeln gleichmäßig aufsteigen.

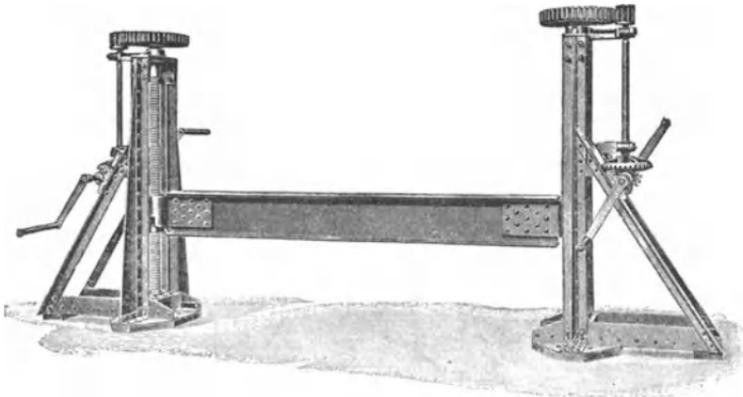


Fig. 455.

Statt der eisernen Bockgerüste findet man häufig auch solche aus Eichen- oder Buchen-, seltener aus Kiefernholz.

Die freie Hubhöhe pflegt zu 1,75 m angenommen zu werden. Für die Träger wird im allgemeinen 3,5 m lichter Abstand zwischen den Böcken vorgeschrieben.

Für $Q = 15\,000$ kg Tragkraft jeder Schraubenspindel ergibt sich mit $k_z = 400$ kg/qcm der Kerndurchmesser der Spindel zu

$$d_1 = \sqrt{\frac{15\,000 \cdot 4}{\pi \cdot 400}} \sim 6,8 \text{ cm.}$$

Wählt man den äußeren Spindeldurchmesser $d = 8,4$ cm, so entspricht dem mittleren Schraubendurchmesser $\frac{d_1 + d}{2} = 7,6$ cm ein Steigungswinkel $\alpha \sim 5^\circ 20'$ bei $22,2 \text{ mm} = \frac{7}{8}''$ engl. Steigung.

Mit dem Wirkungsgrade der Schraubenspindel $\eta_1 = 0,40$ und demjenigen der beiden Rädervorgelege $\eta_2 = \eta_3 = 0,92$ ergibt sich der Gesamtwirkungsgrad der Schraubenwinde

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \sim 0,34.$$

Bezeichnet

r den mittleren Schraubenhalbmesser = 38 mm,

α den Kurbelarm = 400 mm,

φ das Gesamtübersetzungsverhältnis der beiden Vorgelege.

P die Kurbelkraft = 40 kg für beide Kurbeln zusammen,

so ist

$$\frac{P}{Q} \eta = \varphi \frac{r}{R} \operatorname{tg} \alpha$$

und

$$\varphi = \frac{40 \cdot 0,34 \cdot 400}{15000 \cdot 38 \cdot 0,093} = \frac{1}{9,7} \sim \frac{1}{10}.$$

Dieses Verhältnis läßt sich durch das Umsetzungsverhältnis 1 : 2 für die Kegelräder und 1 : 5 für die Stirnräder erreichen.

c) Zahnstangenwinden.

Die Zahnstangenwinden finden zumeist als sogenannte Wagenwinden, nach Art der Fig. 456 ersichtlichen Abbildung, mit drehbarer Kopf- und fester Fußklaue an der Zahnstange versehen, ferner bei Schleusen und Mühlgräben zum Verstellen und Aufziehen der Schützen, in einzelnen Fällen auch als Zugwinden über schweren Arbeitsmaschinen Verwendung. Die Gehäuse werden aus Holz mit eisernen Beschlägen, in neuerer Zeit auch aus einer einzigen Tafel Stahlblech, die ohne jede Winkeleisenverbindung zu einem hohlen Kasten zusammengebogen und mit dem Kopf- und Bodenstück verschraubt wird, hergestellt. Die Winden erhalten je nach der Größe ihrer Tragkraft — 2000 bis 20000 kg — einfaches oder doppeltes Rädervorgelege mit dem Übersetzungsverhältnis 1 : 4 bis 1 : 7. Um möglichst kleine Räderabmessungen und damit eine handliche Gehäuseform zu erhalten, geht man mit den Zähnezahlen der kleinen Trieblinge bis auf vier herab und fräst ihre Zahnprofile unmittelbar in die zugehörigen Wellen ein, während das Material gleichzeitig bis zu der äußersten zulässigen Grenze beansprucht wird. Die spezifische Pressung zwischen den Zahnflanken steigt bis auf 400 kg/qcm; in der Zahnwurzel der Zahnstange ergeben sich für die Höchstlast rechnerisch Biegebungsbeanspruchungen von

3300 bis 3400 kg/qcm, — vorausgesetzt, daß die Last im ungünstigsten Falle am Kopfe eines einzigen Zahnes angreift.

Der Wirkungsgrad der Zahnstangenwinden kann je nach Zahl der Vorgelege und Zähnezahl der Trieblinge $\eta = 0,4$ bis 0,6 gesetzt werden.

Die Höhe der Wagenwinde beträgt $\sim 0,8$ m, der Zahnstangenhub 0,25 bis 0,60 m.



Fig. 456.

D. Krane.

Man unterscheidet je nach der Form der Krangerüste:

Krane mit Ausleger und
Krane mit Bühne.

Erstere werden je nach der Lage der Auslegerstrebe als Drehkrane (mit senkrechter Drehachse) und als Scheren- oder Mastenkrane (mit wagerechter Kippachse) bezeichnet.

Der Kranbetrieb wird für leichte Stücke zumeist noch durch Handarbeit mit Kurbel oder Haspelrad vermittelt.

Für größere Lasten treten pneumatischer, hydraulischer, elektrischer und Dampftrieb in Wettbewerb. In dem Nachstehenden sollen nur Handkrane, ferner elektrische und Dampfkrane besprochen werden, wobei bezüglich der beiden letzteren noch zu unterscheiden ist, ob sie mit eigenen Motoren ausgerüstet sind oder durch Leitungen (Strom-, Seil- oder Wellenleitungen) den erforderlichen Antrieb von zumeist noch anderen Zwecken dienenden Motoren aus erhalten. Im übrigen ist bei Erörterung der einzelnen Konstruktionen mehr Rücksicht auf die Einteilung des Gebietes nach den verschiedenen äußeren Kranformen als nach der Art der Betriebskraft genommen.

a) Krane mit Ausleger.

1. Drehkrane mit feststehender Säule.

Fig. 457 zeigt einen solchen Kran, der um eine die Deckenkonstruktion stützende gußeiserne Säule schwingt, mitsamt der auf dem wagerechten Ausleger beweglichen Laufkatze. Das Krangerüst besteht aus C-Eisen.

Bezeichnet

Q die Nutzlast,

G das gesamte Eigengewicht der Laufkatze,

so ruft, wenn zunächst von dem Einflusse des ganzen Kraneigengewichtes abgesehen wird, die belastete Laufkatze bei ihrer Endstellung im Stützpunkte p des Auslegers einen senkrecht abwärts gerichteten Druck X_1 und in o eine senkrecht aufwärts gerichtete Kraft Y_1 hervor.

Es ist nach der Abbildung

$$X_1 = \frac{(Q + G)(m + n)}{n},$$

$$Y_1 = \frac{(Q + G)m}{n}.$$

Die Kraft Y_1 wirkt als Zugkraft in der Säule vom Fuße der Druckstrebe bis zum Ausleger, die Kraft X_1 zerlegt sich in eine Druckkraft D_1 nach der Richtung der Auslegerstrebe und in eine Zugkraft Z_1 nach der Richtung des Laufkatzenträgers.

Es ist

$$D_1 = \frac{X_1}{\sin \alpha},$$

$$Z_1 = \frac{X_1}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

Der Kraft Z_1 im Punkte o entsprechend wirkt im Fußpunkte e der Auslegerstrobe eine zweite Kraft von gleicher Größe, aber entgegengesetzter Richtung, da in o und e die Kräfte eines Kräftepaars angreifen müssen, das dem Kippmoment des Krangestelles das Gleichgewicht hält. Die Horizontalkraft in e ist die wagerechte Komponente der Strebekraft D_1 . Man kann also auch erst Z_1 aus

$$(Q + G)(m + n) = Z_1 l_1$$

ermitteln und dann D_1 berechnen durch die Beziehung

$$D_1 = \frac{Z_1}{\cos \alpha}$$

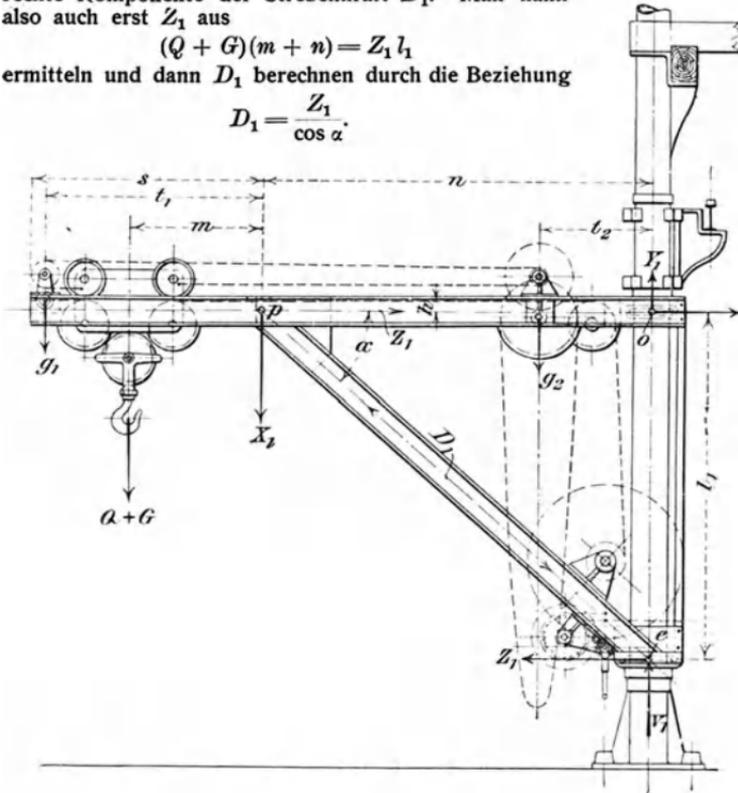


Fig. 457.

Die senkrechte Komponente von D_1 im Punkte e — die Kraft V_1 — muß $= X_1$ sein. Der Unterschied der entgegengesetzten Kräfte in der Kransäule liefert die Druckbelastung P_1 des Säulenfußes, demnach

$$P_1 = V_1 - X_1 = Q + G.$$

Der Laufkatzen­träger wird durch Biegung am stärksten beansprucht. Der gefährliche Querschnitt liegt über der Angriffsstelle der Auslegerstrobe bei p . Berücksichtigt man das entlastende Biegemoment, welches die gespannte Lastkette in bezug auf den Ausleger erzeugt, ferner das Gewicht g_1 des Bockes am Ende des Trägers und

das Eigengewicht desselben, so folgt, wenn q das Gewicht des Trägers in kg/lf. m, für das gesamte Biegemoment

$$M_b = (Q + G)m + g_1 t_1 + 2q s \frac{s}{2} - \frac{Q}{2} h.$$

Das Moment verteilt sich gleichmäßig auf beide Trägerhälften. Wir erhalten demnach für die Γ -Eisen, wenn W das Widerstandsmoment des zu ermittelnden Profils und k_b die zulässige Biegebbeanspruchung bezeichnen,

$$W = \frac{M_b}{2 k_b}.$$

Da die vorstehend betrachteten ungünstigsten Belastungsverhältnisse nur selten auftreten, kann $k_b \sim 800$ kg/qcm genommen werden.

Durch die Zugkraft Z_1 in der benachbarten Trägerstrecke vermehrt sich die aus der Biegebbeanspruchung entspringende Zugspannung noch um einen Wert k_z , während die Druckspannungen um ebensoviel entlastet werden. Die Kraft Z_1 vermindert sich durch den Einfluß der Kettenspannung um etwa $\frac{Q}{2}$. Bedeutet F den Gesamtquerschnitt für beide Trägerhälften, so ist

$$k_z = \frac{Z_1 - \frac{Q}{2}}{F}.$$

Die Normalspannung wächst demnach durch Biegung und Zug auf $k_b + k_z$ in den Zugfasern und sinkt auf $k_b - k_z$ in den Druckfasern.

Durch das Eigengewicht der Laufkatzenträger u. s. w. erhöht sich der Druck im Stützpunkte p ; gleichzeitig wirkt auf diesen Punkt noch das halbe Eigengewicht der Auslegerstrebe.

Bezeichnet man den hieraus folgenden Gesamtzuwachs der Kraft X_1 mit X_2 , so folgt unter schätzungsweiser Annahme eines Gewichtes g_2 für die im Abstände t_2 vom Mitte Säule wirkende Belastung des Laufkatzentriebwerkes mit seinem Lagerbock

$$X_2 = \frac{g_1(t_1 + n) + \frac{2(s + n)^2 q}{2} + g_2 t_2}{n} + \text{halbes Strebengewicht.}$$

Die Druckkomponente dieser Kraft nach der Auslegerstrebe wird

$$D_2 = \frac{X_2}{\sin \alpha}.$$

Der Gesamtdruck in der Strebe ist

$$D = D_1 + D_2.$$

Diese Kraft beansprucht beide Auslegerstreben von je l cm Länge auf Knickfestigkeit; man erhält das kleinste Trägheitsmoment J_y des Strebenquerschnittes, wenn man die fünffache Strebenkraft in Rechnung stellt, nach Fig. 5 (S. 45)

$$J_y = \frac{5 \frac{D}{2} l^2}{\pi^2 2\,000\,000}.$$

Schließlich ergibt sich noch für die Zugkomponente der Vertikalkraft X_2 in dem Laufkatzenenträger

$$Z_2 = \frac{X_2}{\operatorname{tg} \alpha},$$

wodurch eine weitere Vermehrung der spezifischen Zugspannung des Laufkatzenenträgers auftritt, die indes zumeist so gering ist, daß sie vernachlässigt werden kann.

Die Vertikalkomponente der Kraft D_2 erhöht im Fuße der Auslegerstrebe die Druckbelastung der Kransäule um X_2 .

Für die Beanspruchung der Säule zufolge des um sie schwingenden belasteten Krangestelles ist das Kippmoment des letzteren zu ermitteln, welches durch den Biegungswiderstand der Säule aufgenommen

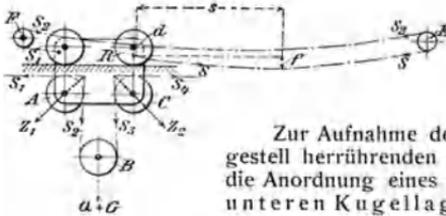


Fig. 458.

Für die Berechnung der Laufkatzenwinde sind zuvor die Fahrwiderstände der Laufkatze zu ermitteln. Diese setzen sich zusammen aus:

- α) den Bewegungswiderständen der Leitrollen in der Laufkatze und der losen Rolle für die Lastkette;
- β) dem Widerstande der rollenden Reibung der Katzenlaufräder und ihrer Zapfen- und Spurkanzreibung;
- γ) den Widerständen der Laufkatzen-Zugkette und ihrer Rollen.

α) Sind A und C , Fig. 458, die Leitrollen für die Lastkette in der Katze und B die lose Rolle in der Kettenschlinge, an der die Last hängt, so kann, da die Spannung im Trum S_1 angenähert gleich der halben Nutzlast, also $= \frac{Q}{2}$, nach den früher (S. 447) entwickelten Bezeichnungen gesetzt werden

$$S_2 = S_1 x = \frac{Q}{2} x; \quad S_3 = S_2 x = \frac{Q}{2} x^2; \quad S_4 = S_3 x = \frac{Q}{2} x^3,$$

worin $x \sim 1,06$ beträgt.

Der Spannungswiderstand in den wagerechten Strecken der Lastkette setzt sonach der Katzenbewegung einen Widerstand

$$W_1 = \frac{Q}{2} (x^3 - 1)$$

entgegen.

β) Die Gesamtzapfenbelastung ist nach den vorstehend ermittelten Kettenspannungen

$$Z = Z_1 + Z_2 = \sqrt{S_1^2 + S_2^2} + \sqrt{S_3^2 + S_4^2};$$

Bezeichnet noch

G das gesamte Eigengewicht der Laufkatze in kg,

R den Halbmesser der Laufräder in cm,

d den Durchmesser ihrer Zapfen in cm,

μ_1 den Zapfenreibungskoeffizienten = 0,1,

f den Koeffizienten der wälzenden Reibung in cm = 0,08,

so folgt für den Fahrwiderstand, infolge der Zapfen- und der rollenden Reibung,

$$W_2 = \frac{(Q + G)f + \mu_1 \frac{d}{2} Z}{R} + \text{Spurkranzreibung};$$

letztere kann etwa gleich dem 0,5fachen des von der rollenden und der Zapfenreibung herrührenden Fahrwiderstandes gewählt werden.

γ) Die als Erhöhung des Fahrwiderstandes in Rechnung zu stellende Spannung S_1 (Fig. 458) der Laufkatzenzugkette wird am größten, wenn die Katze in die linke Endstellung gelangt.

Bezeichnet

f die größte Einsenkung des oberen Kettentrums in m,

s seine halbe Spannweite in m,

p das Eigengewicht der Kette in kg/lfd. m,

so kann, wenn an Stelle der Kettenlinie eine Parabel als Näherungskurve zugrunde gelegt wird,

$$S = \frac{p s^2}{2 f}$$

gesetzt werden.

Damit folgt für die aufzuwendende Zugkraft S_1 am Kopf der Laufkatze

$$S_1 = W_1 + W_2 + S.$$

Durch die Widerstände an der Leitrolle F steigt die erforderliche Zugkraft S_2 im oberen Kettentrum auf $S_2 = S_1 x$.

Für die Umfangskraft U' an der treibenden Daumenrolle E ist schließlich wegen der Zapfen- und Kettenreibung an dieser Rolle $U' = S_2 x = S_1 x^2$ zu setzen. Andererseits unterstützt die Ketten-
spannung S an der Ablaufstelle der Daumenrolle ihren Antrieb, so daß eine Umfangskraft

$$U = U' - S = S_1 x^2 - S = (W_1 + W_2) x^2 + \frac{p s^2}{2 f} (x^2 - 1)$$

von außen in die treibende Daumenwelle einzuleiten ist.

Hiermit kann die Laufkatzenwinde berechnet werden.

Gießerei-Drehkrän für 6000 kg Tragkraft.

Ausgeführt von der Peniger Maschinenfabrik und Eisengießerei, A.-G.,
Abteilung Unruh & Liebig, in Leipzig-Plagwitz.

Die Auslegerstrebe des Fig. 459 ersichtlichen Kranes von 5000 mm größtem Schwenkhalbmesser wird hier durch zwei gebogene C-Eisen gebildet, die gegen Laufkatzensträger und Kranschilder noch durch besondere Streben abgesteift sind. Diese, wie auch die übrigen zum Krangerüst gehörigen Streben sind ebenfalls aus C-Eisen hergestellt. Die feststehende Kransäule besteht aus zwei durch C-Eisen miteinander

verbundenen I-Trägern. Durch ein am äußersten Ende der verlängerten Laufkatzensträger befestigtes Gegengewicht werden die Biegungsbeanspruchung der Säule wie auch die wagerechten Schwenklagerdrücke vermindert.

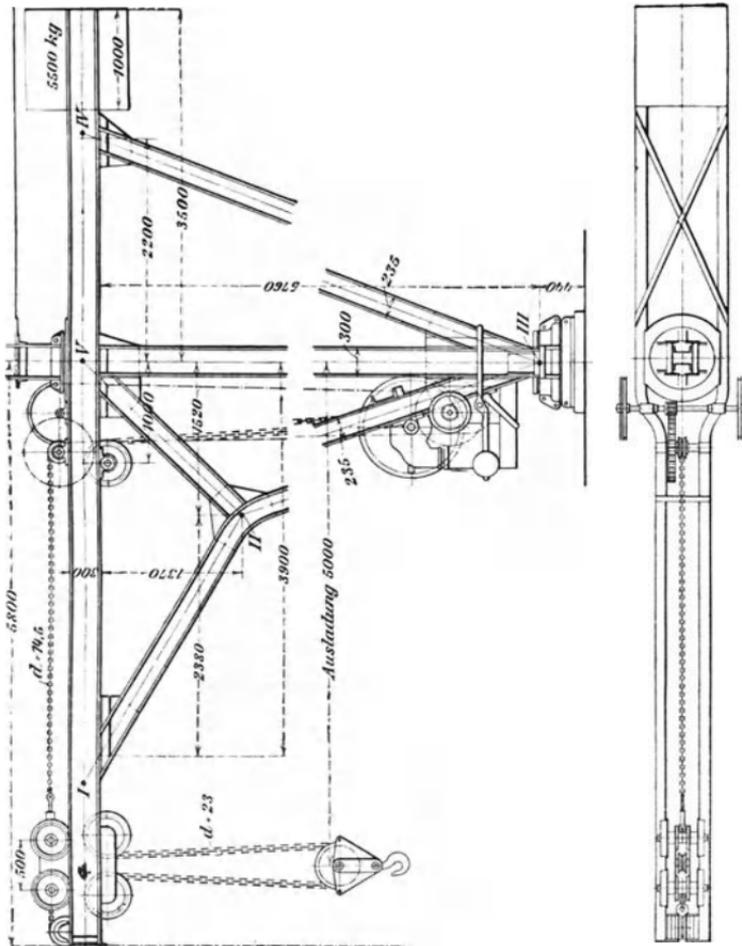


Fig. 459.

In der äußersten Laufkatzenstellung ist die Belastung des Knotenpunktes I für die Nutzlast, einschließlich der Laufkatze, wenn deren gesamtes Eigengewicht zu 300 kg angenommen wird (s. Fig. 460 a),

$$\frac{6300 \cdot 5000}{4160} \sim 7570 \text{ kg,}$$

während sich die Belastung des Knotenpunktes *IV* — herrührend von dem 5500 kg schweren Gegengewichte — zu

$$\frac{5500 \cdot 3000}{2260} = 7300 \text{ kg}$$

ergibt.

Hiermit folgt für die im Knotenpunkte *V* aufwärtsgerichtete Kraft $(7570 + 7300) - (6300 + 5500) = 3070 \text{ kg}$.

Die wagerechten Seitenkräfte, welche in den Knotenpunkten *III* und *V* auftreten, ermitteln sich unmittelbar zu

$$\frac{6300 \cdot 5000 - 5500 \cdot 3000}{5910} \sim 2540 \text{ kg.}$$

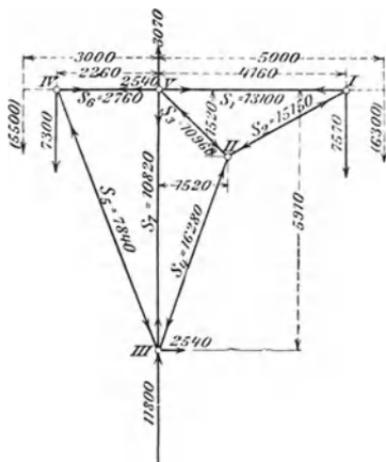


Fig. 460a.

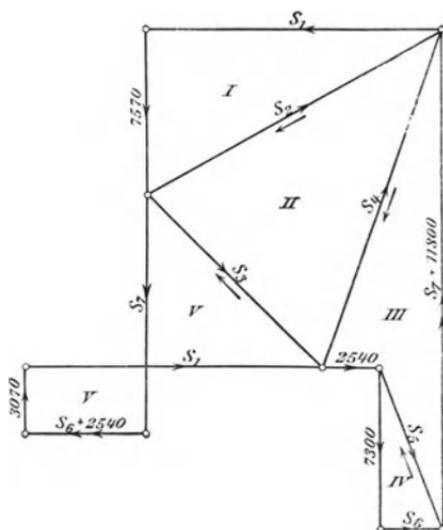


Fig. 460b.

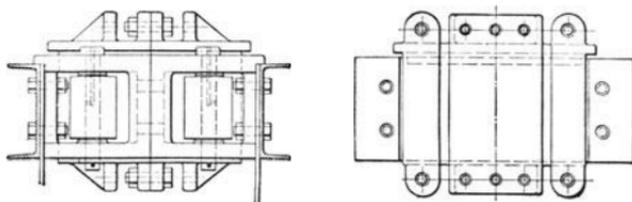
Mit diesen äußeren Belastungen erhält man die Stabkräfte des Krangerüsts durch Aufzeichnen des Kräfteplanes für die einzelnen Knotenpunkte desselben nach Fig. 460b.

Der Einfluß des Eigengewichtes auf die Erhöhung der Kräfte kann in gleicher Weise ermittelt werden, indem man zunächst das Gewicht jeder einzelnen Stabstrecke auf die benachbarten Knotenpunkte verteilt und für diese Knotenpunktbelastungen, in Verbindung mit den wagerechten Kräften, die infolge der Eigengewichtswirkung des Krangerüsts in den Knotenpunkten *III* und *V* auftreten, sowie unter Berücksichtigung der senkrechten Belastungen von *I* und *IV* durch das Eigengewicht der freien Enden der Laufkatzenräger, einen zweiten Kräfteplan verzeichnet, dessen Kraftgrößen zu denen des ersteren hinzutreten. Für die Abmessungen der Stabprofile, die, wie in dem vorhergehenden Beispiel, auf Grund der Festigkeitsrechnungen zu bestimmen sind, ist der Einfluß des Eigengewichtes nicht sehr erheblich und kann

von vornherein durch entsprechende Beschränkung der zulässigen Beanspruchungen berücksichtigt werden.

Die in den Knotenpunkten *III* und *V* auftretenden wagerechten Kräfte sind jedoch möglichst genau zu berechnen, und ebenso darf die zusätzliche Druckbelastung des Stützapfens nicht vernachlässigt werden. Im vorliegenden Falle ist das Krangestell durch ein als Rollenslager ausgebildetes oberes Halslager (Fig. 461) und durch ein unteres Kugellager (Fig. 462) mit 62 Stahlkugeln von je 1 $\frac{1}{4}$ " engl. Durchmesser abgestützt. (In Fig. 462 ist zu beachten, daß im Aufriß die zweiteilige Druckplatte des Kugellagers gegenüber dem Grundriß um 90° versetzt liegt.)

Die Lastwinde (Fig. 462) ist mit doppeltem Vorgelege und Wechselrädern konstruiert, um kleinere Lasten mit entsprechend größerer Geschwindigkeit heben zu können. Der Austausch der Wechsel-



räder erfolgt beim Verschieben der Kurbelwelle, deren jeweilige Lage durch eine Falle gesichert ist.

In der gezeichneten Stellung ist die Kurbelwelle ausgerückt. Beim Verschieben derselben nach links arbeitet die Winde mit Rädern, die Zähnezahlen 12 und 84 bzw. 10 und 84 aufweisen. Hiernach ist bei ~124 mm Daumenrad- und 400 mm Kurbelhalbmesser, mit dem Gesamtwirkungsgrade des Triebwerkes $\eta = 0,70$, der erforderliche Kurbeldruck

$$P = \frac{3000 \cdot 124 \cdot 12 \cdot 10}{0,70 \cdot 400 \cdot 84 \cdot 84} \sim 22 \text{ kg,}$$

d. h. ~11 kg für jeden der beiden Arbeiter.

Mit dem Umsetzungsverhältnis $\frac{24}{72}$ des Wechselräderpaares läßt sich bei dem gleichen Kurbeldrucke von 22 kg eine Last

$$Q' = \frac{22 \cdot 400 \cdot 72 \cdot 84 \cdot 0,70}{124 \cdot 24 \cdot 10} \sim 1250 \text{ kg}$$

mit etwa $\frac{7}{3}$ -mal größerer Geschwindigkeit heben als vordem die volle Nutzlast.

Die Winde ist mit einer Sperradbremse ausgerüstet, um das selbsttätige Sinken der Last zu hindern.

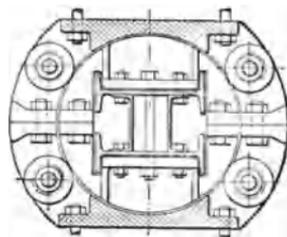


Fig. 461.

Die Laufkatze (Fig. 459) wird mittels einer kalibrierten Kette ohne Ende durch Antrieb des rechtsseitigen Daumenrades ($z = 6$, $t = 40$, $d = 155,45$) verschoben, dessen Stirnrädervorgelege mit dem Um-

setzungsverhältnis $13 : 84$ durch Haspelräder von je 600 mm Durchmesser mit Ziehketten von unten in Tätigkeit gesetzt werden kann.

Zum Schwenken des Kranes dient eine vom Auslegerkopf herabhängende Kette.

Als freistehende Drehkrane mit fester Stahlsäule oder mit hohler gußeiserner Säule haben die Verladekrane mit gekrümmtem Blechträger oder mit gerader Auslegerstrebe und Schließe eine große Verbreitung gefunden.

Fig. 463 zeigt einen derartigen Kran mit gekrümmtem Blechträger der Maschinenfabrik E. Becker in Berlin für Nutzlasten bis zu 15 000 kg.

Die feststehende Stahlsäule ist mit schwach kegelförmig verjüngtem Fuß in die entsprechend ausgebohrte Nabe einer sternförmigen Grundplatte eingelassen und diese durch acht Ankerschrauben mit dem Fundament verbunden.

Der aus Blechen und Winkelisen hergestellte, gekrümmte Ausleger — häufig finden auch gitterförmige Ausleger

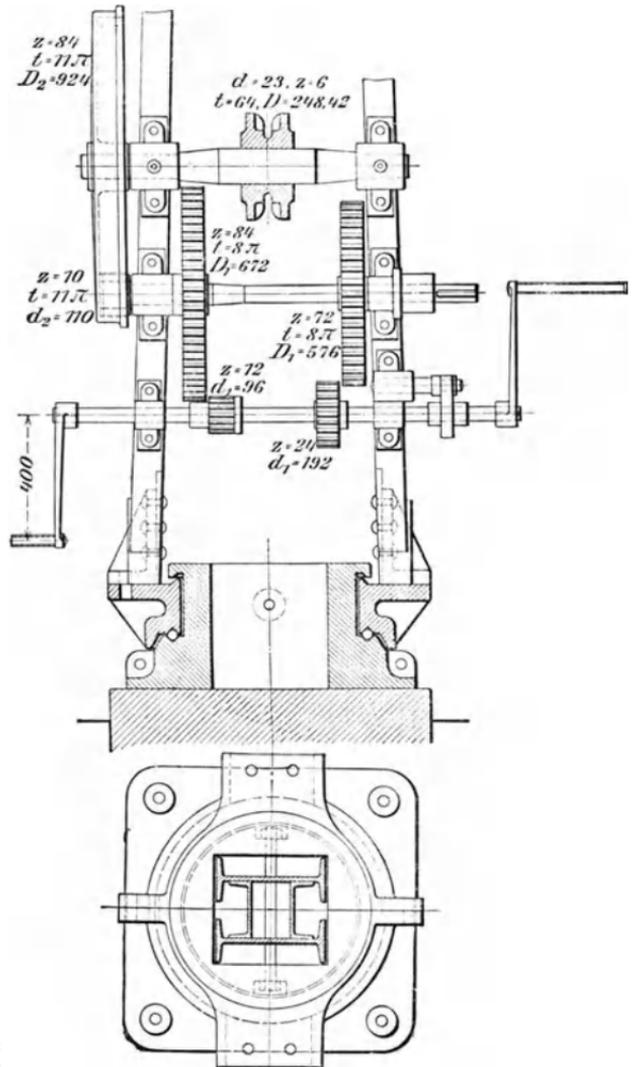


Fig. 462.

Anwendung — mit doppeltem, umschaltbarem Vorgelege und loser Rolle stützt sich oben mittels einer kräftigen Spurzapfenplatte auf den Säulenkopf, unten mittels der Rollen eines Halslagers gegen den Säulenschaft.

Zum Schwenken des Kranes sind die Reibungswiderstände im Stützzapfen- und im Rollenlager zu überwinden; hierzu dient im vorliegenden Falle eine besondere, auf der Abbildung nicht ersichtliche Winde.

Bezeichnet

V die senkrechte Belastung des Stützzapfens,

H „ wagerechte „ „ „

$N = \frac{H}{2 \cos \frac{\alpha}{2}}$ die wagerechte Belastung jeder der beiden Hals-

lagerrollen,

r_1 den Stützzapfenhalbmesser,

r_2 „ Halbmesser der Lagerrollen,

r_3 „ „ „ Rollenachsen,

ρ „ „ „ des Säulenschaftes,

$\mu_1 = 0,1$ den Zapfenreibungskoeffizienten,

$f = 0,08$ (auf cm bezogen) den Koeffizienten der rollenden Reibung,

R den Teilkreis halbmesser des auf die Kransäule für den Schwenk-

betrieb aufgekeilten Zahnkranzes,

so bestimmt sich der auf den Umfang dieses Teilkreises bezogene Gesamtwiderstand aller Lagerreibungen durch

$$W = \frac{\mu_1 V r_1}{2 R} + \frac{\mu_1 H r_1}{R} + \frac{2 \mu_1 N r_3 \rho}{r_2 R} + \frac{2 f N \rho}{r_2 R}.$$

Die Berechnung der Kransäule (für Stahl $k_b = 800$, für Gußeisen $k_b = 400$ kg/qcm) erfolgt wie S. 480 angegeben; damit sie sich möglichst wenig durchbiegt, ist sie so kurz, wie es mit Rücksicht auf die Lager statthaft ist, auszuführen.

Anstatt der meist stark überlasteten Rollenlager mit drei großen Rollen, von denen zwei Rollen den Lagerdruck aufnehmen und auf die Stützsäule übertragen, die dritte Rolle nur zur Führung dient, wenden einige Konstrukteure einfach cylindrische Muffen an, welche die Kransäule hinter dem Auslegerfuß als Lagerschale umgeben und bei der Dicke der Säulen verhältnismäßig geringe spezifische Pressungen empfangen. Günstiger gestalten sich die Verhältnisse, wenn man die Rollenachsen in einen frei beweglichen Ring (s. z. B. Fig. 474) einsetzt, der durch besondere kleine Laufräder getragen wird und der Krandrehung folgt, während sich der Lagerdruck, ohne die Achsen der wälzenden Rollen zu belasten, von dem drehbaren Blechträger (Ausleger) auf die feststehende Kransäule überträgt.

Der Zug Z in den Ankerschrauben folgt für den in der Kranschnabelebene liegenden Drehpunkt E der Grundplatte nach Fig. 463 aus

$$(Q + G)(a - c) + G_1(b - c) = G_0 c + Z d.$$

Hierin bedeutet

$Q + G$ die Nutzlast samt Eigengewicht der losen Rolle mit Haken u. s. w. am Hebelarme $a - c$,

G_1 das Eigengewicht der überhängenden Teile des Krangerüstes am Hebelarme $b - c$,

G_0 das Eigengewicht der zentrischen Teile einschließlich Grundplatte am Hebelarme c ,
 d den Hebelarm der dem angenommenen Drehpunkte E diametral gegenüberliegenden Ankerschraube.

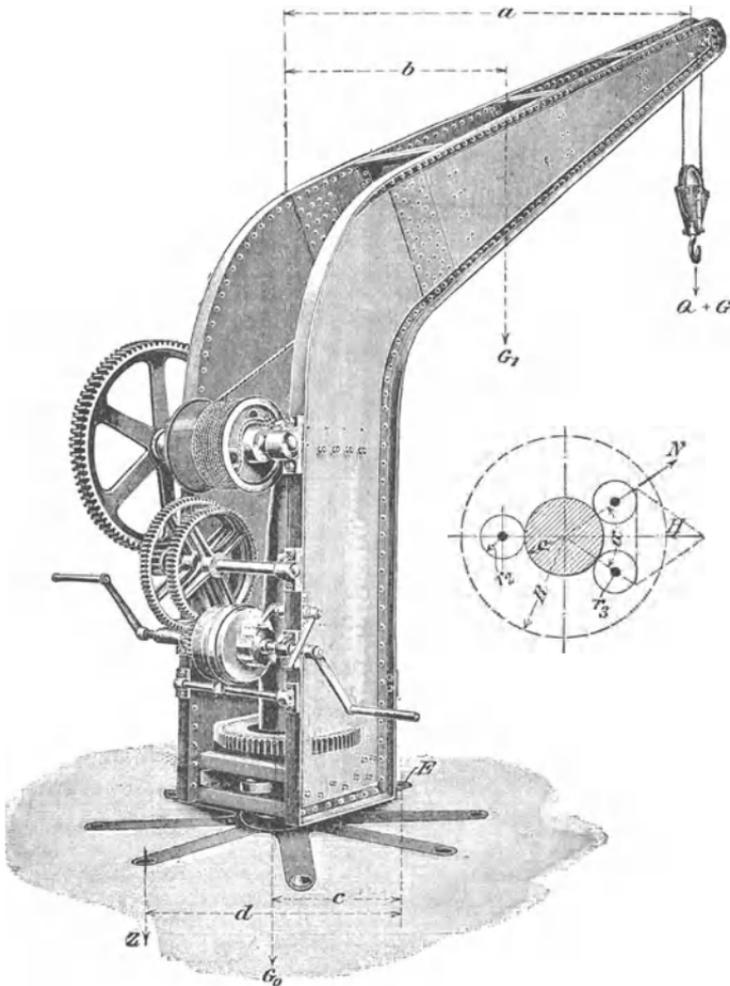


Fig. 463.

Die Kraft Z dient ferner zur Ermittlung der Abmessungen der auf Biegung beanspruchten Armquerschnitte der sternförmigen Grundplatte. Der gefährliche Querschnitt der Arme liegt an der Nabe.

Da die Fundamentanker dazu dienen, die Grundplatte mit einem cylindrischen Mauerklotz zu verbinden, der das Umkippen des vollbelasteten Kranes zufolge seines Eigengewichtes Q_0 verhindern soll, ergibt sich letzteres, unter Bezugnahme auf Fig. 463, für eine an den Grundkreis des vollkommen freistehend gedachten Mauerklotzes vom Durchmesser D (in m) gelegte Tangente als Kippachse zu

$$Q_0 = \frac{(Q + G) \left(a - \frac{D}{2}\right) - G_1 \left(\frac{D}{2} - b\right)}{\frac{D}{2}} - G_0 = \frac{\pi}{4} D^2 l \gamma,$$

worin noch

l die Höhe des Fundamentsteincylinders, d. h. die Länge der Anker in m,

γ das Gewicht eines Kubikmeters Mauerwerk in kg (im Mittel $\gamma = 1600$ kg)

bedeuten.

Der Durchmesser D des Steincylinders ist etwa 40 bis 50 cm größer als der Durchmesser des Ankerkreises der Grundplatte zu nehmen. Das Gewicht des Fundaments wählt man zweckmäßig $= 2 Q_0$ bis $2,5 Q_0$.

Zuweilen werden die Ankerschrauben weggelassen und die Krane mit großen schmiedeisernen Sternen als Fundamentplatten auf eine Betonschicht gesetzt und dann mit Kies überschüttet oder aber die gußeisernen Grundplatten groß und

schwer genug gemacht, um bei genügend festem Auflager in sich den Gleichgewichtszustand der Kranaufstellung zu sichern. In beiden Fällen werden die Krane, damit die Grundplatte kleiner ausfällt, häufig mit Gegengewichten ausgeführt.

Zur angenäherten Berechnung des in Fig. 464 herausgezeichneten gekrümmten Blechträgers sind für den beliebigen Querschnitt $A-B$ desselben das Biegemoment $C_1 f + C_2 g$, worin C_1 und C_2 die Seitenkräfte

von $Q + G$, ferner die Druckkraft C_1 zu berücksichtigen. Der Zug in dem auf die Trommel auflaufenden Kettenstrum wirkt entlastend und kann zu Gunsten der Konstruktionssicherheit unberücksichtigt bleiben. Die Schubkraft C_2 kommt insbesondere für die Trennungsstelle des Trägers (Querschnitt $C-D$) in Betracht und muß durch die Schubspannung der hier angeordneten Niete der zweiseitigen Laschenverbindung aufgenommen werden.



Fig. 464.

Fig. 465 zeigt einen Verladekran mit geradem Ausleger und Schließe der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff in Mannheim für Nutzlasten bis zu 16500 kg. Die Kranwinde sowie das Triebwerk für das Kranschwenken sind an den gußeisernen Seitenplatten — den sog. Kranschilden — bzw. am Kasten des unteren

Rollenlagers befestigt. Die aus 2 Teilen zusammengeschaubte Grundplatte ist für den Schwenkbetrieb mit einer Innenverzahnung versehen.

Einen freistehenden Drehkran (Verladekran) der Fig. 466 ersichtlichen Bauart mit elektrischem Antrieb durch einen reversierbaren Motor,

der mit der Lastwinde unten am Krangestell angeordnet ist, lieferte die Maschinenfabrik E. Becker in Berlin für die Donnersmarckhütte in Zabrze (Oberschlesien). Der Kran hat 3000 kg Tragfähigkeit und 4,25 m Ausladung. Der Betrieb erfolgt durch einen Hauptstrommotor von 4,5 PS Leistung mit einer Hubgeschwindigkeit von 4 m/min für die Höchstlast.

Derartige Krane werden für Nutzlasten bis zu 15 000 kg gebaut.

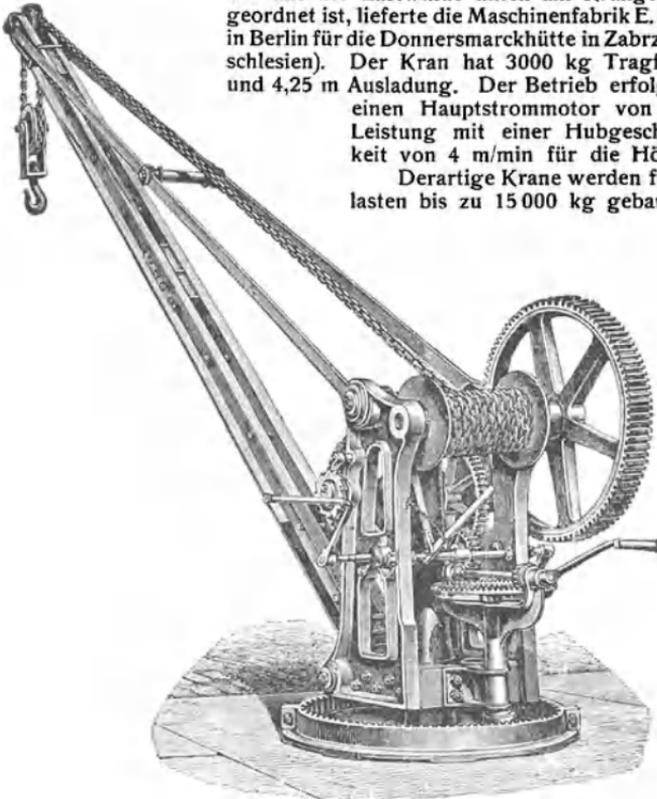


Fig. 465.

Die Verschiebung der Laufkatze und das Schwenken des Kranauslegers geschieht von Hand durch Haspelketten oder Kurbelantrieb.

2. Drehkrane mit beweglicher Säule.

Ein drehbarer Wandkran (Magazinkran) mit innerhalb des Gebäudes liegender Konsolwinde von E. Becker in Berlin ist in Fig. 467 dargestellt. Die Abstützung des Kranes erfolgt durch ein an der Außenseite der Mauer befestigtes oberes Konsollager und ein unteres Spurlager. Die Lastkette wird, um das Kranschwenken zu ermöglichen,

über ein in Nähe des oberen Zapfens angebrachtes Leitrollenpaar *a, b* nach der Trommel geführt.

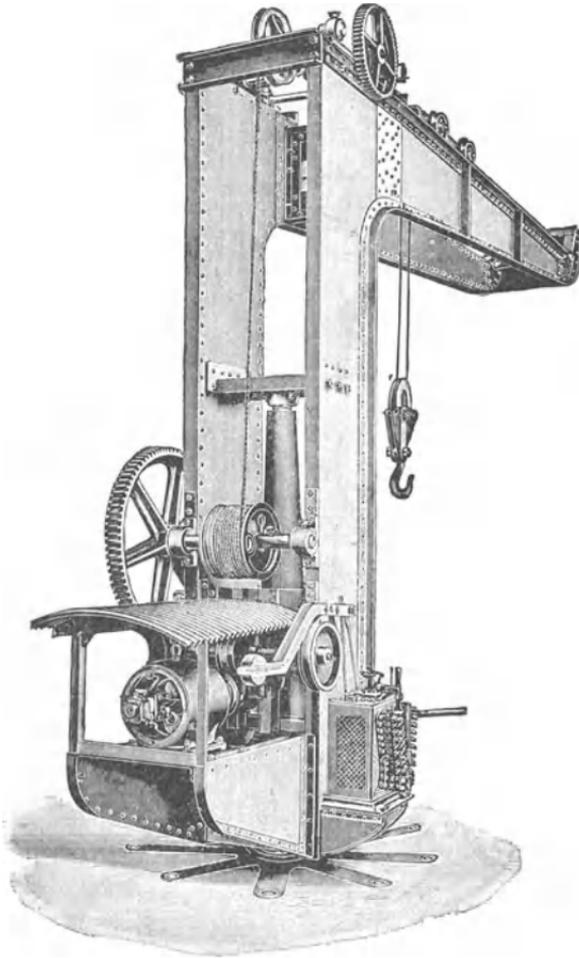


Fig. 466.

Um die durch die Lage dieser Leitrollen, in bezug auf die Kran-drehachse, hervorgerufene Neigung des Kranes zum selbsttätigen Schwenken zu vermindern, empfiehlt es sich, den Durchmesser der Rollen, selbst für große Kranausladungen,

$$d \leq 250 \text{ mm}$$

zu wählen.

Die Neigung zum selbsttätigen Schwenken verschwindet, wenn man die Lastkette durch eine senkrechte Leitrolle vom Ausleger zunächst in die Krandreihachse und erst durch eine zweite Leitrolle nach der Winde ablenkt.

Das aus E-Eisen gebildete Gerüst eines schweren Gießereikranes für 6000 kg Nutzlast und 4800 mm größten Schwenkhalbmesser zeigt Fig. 468.

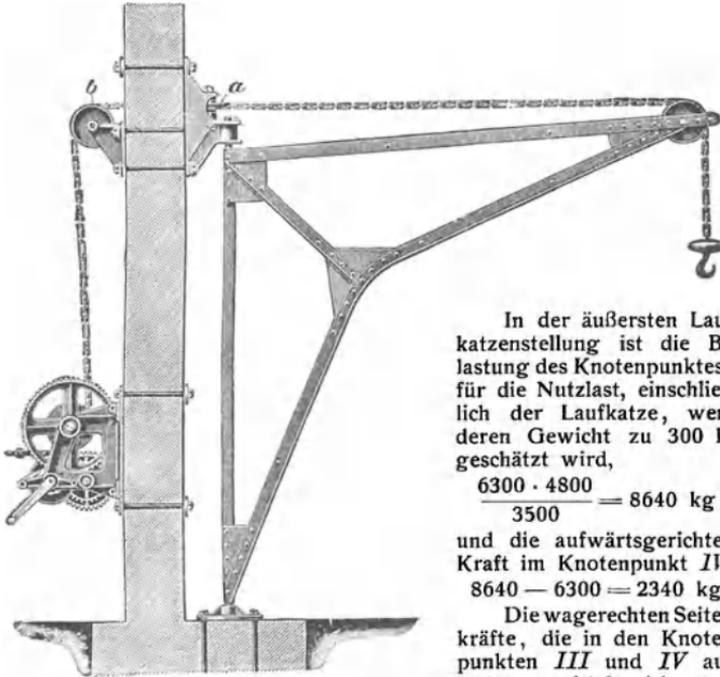


Fig. 467.

In der äußersten Laufkatzenstellung ist die Belastung des Knotenpunktes *I* für die Nutzlast, einschließlich der Laufkatze, wenn deren Gewicht zu 300 kg geschätzt wird,

$$\frac{6300 \cdot 4800}{3500} = 8640 \text{ kg}$$

und die aufwärtsgerichtete Kraft im Knotenpunkt *IV* $8640 - 6300 = 2340 \text{ kg}$.

Die wagerechten Seitenkräfte, die in den Knotenpunkten *III* und *IV* auftreten, ermitteln sich zu

$$\frac{6300 \cdot 4800}{4000} = 7560 \text{ kg.}$$

Mit diesen äußeren Belastungen erhält man die einzelnen Stabkräfte des Systems durch Aufzeichnen des in Fig. 468 a ersichtlichen Kräfteplanes. Der Einfluß des Eigengewichtes auf die Erhöhung der Kräfte läßt sich in gleicher Weise, wie es für den in Fig. 457 dargestellten Gießereikran mit feststehender Säule auf S. 479 angegeben ist, ermitteln.

Der Antrieb der Lastwinde erfolgt durch Kurbeln, derjenige der Laufkatze durch ein Haspelrad.

Bei einem ähnlichen Kran (Fig. 469) der Maschinenfabrik C. Herm. Findeisen in Chemnitz für 7500 kg Nutzlast erhalten Lastwinde und Laufkatze Kurbelantrieb. Das Schwenken des Kranes geschieht von Hand.

Bei dem in Fig. 470 dargestellten Drehkran mit elektrischem Antrieb von Ludwig Stuckenholz in Wetter a. d. Ruhr arbeitet der in das Krangerüst eingebaute Elektromotor durch ein Wurmgetriebe auf eine senkrechte gemeinsame Vorgelegewelle *a* für die Lastwinde und die Laufkatzenbewegung, von der der Antrieb mittels einer Reibungskupplung durch eines der beiden Stirnräderwechselfaare für schnellen oder langsamen Gang auf die benachbarte Welle *b* übertragen werden kann. Diese ist mit Wendegetrieben *c* und *d* der Fig. 471 ersichtlichen Bauart ausgerüstet. Von dem unteren Wendegetriebe *c*

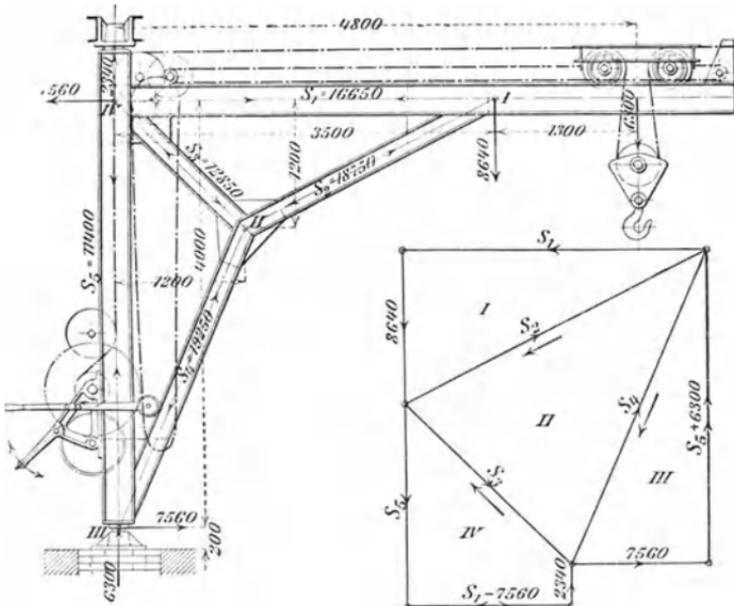


Fig. 468.

Fig. 468a.

zweigt sich der rechts- und linksläufige Antrieb der Lastwinde, von dem oberen *d* das Fahrwerk der Laufkatze je durch ein Stirnräderpaar ab. Die Lastkette läuft über eine Kettennuß und fällt in einen unten an der Kransäule angebrachten Kasten. Das Hebelwerk der Lastbremse ist derart mit dem Steuerhebel des Windenwendegetriebes gekuppelt, daß sich die Bremse beim Ausrücken desselben schließt und die aufgewundene Last schwebend festhält.

Bei dem als Schubkeilkupplung ausgebildeten Wendegetriebe (Fig. 471) werden die innerhalb der beiden lose auf der Wellenachse laufenden Kegelräder a_1 und b_1 liegenden geschlitzten Ringe zum Kupplungsschluss durch Keildruck auseinandergespreizt. Die Schubmuffe *m*, auf der die Keile *k* befestigt sind, wird in der gewöhnlichen Weise mittels eines Schleifringes durch einen Gabelhebel bewegt, an dessen äußerem Ende eine nach dem Steuerhebel führende Zugstange angreift.

Unter der Annahme,

daß der Durchmesser des Ringes im ungespreizten Zustande
 ~ 2 mm kleiner als der innere Kupplungsscheibendurchmesser,
 der halbe Keilwinkel α des Schubkeiles $\operatorname{tg} \alpha = 0,2$,
 P_1 die Spreizkraft in tangentialer Richtung zum Auseinander-
 drücken des Ringes,

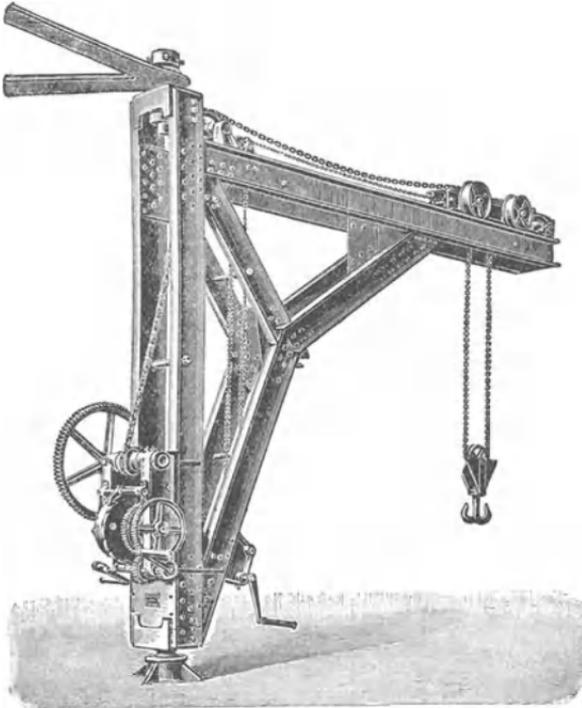


Fig. 469.

P_2 die zusätzliche Spreizkraft zur Erzeugung des Druckes zwischen
 den Gleitflächen,

D die Einpresskraft des Keiles in der achsialen Vorschub-
 richtung ist,

sind für Gußeisenringe mit dem Reibungskoeffizienten $\mu = 0,1$ und
 mit einer Pressung $p = 10$ kg/qcm in den Gleitflächen im angepressten
 Zustande — überall gleichmäßiges Anliegen vorausgesetzt — in der
 folgenden Tabelle die Hauptwerte einiger Schubkeilkupplungen zu-
 sammengestellt¹⁾.

¹⁾ Vergl. H. Bethmann, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1898,
 S. 534.

Durchmesser des gespreizten Ringes mm	Ringbreite mm	Ringdicke mm	Übertragbare Umfangskraft kg	Spitzkraft P_1 kg	Anpressungs- kraft P_2 kg	Einpressungs- kraft D des Keiles kg	Größte Zug- beanspruchung kg/qcm	Größte Druck- beanspruchung kg/qcm
200	60	10	377	20	600	372	417	483
250	65	12,5	510	21,5	811	499	332	405
300	70	15	660	23,6	1050	644	281	357
350	75	17,5	824	25,2	1310	801	238	320
400	80	20	1005	26,5	1600	975	208	291
450	85	22,5	1202	28,7	1908	1162	177	262
500	90	25	1414	29,9	2251	1368	166	255
550	95	27,5	1642	31	2611	1585	148	236
600	100	30	1885	33	3000	1820	139	227

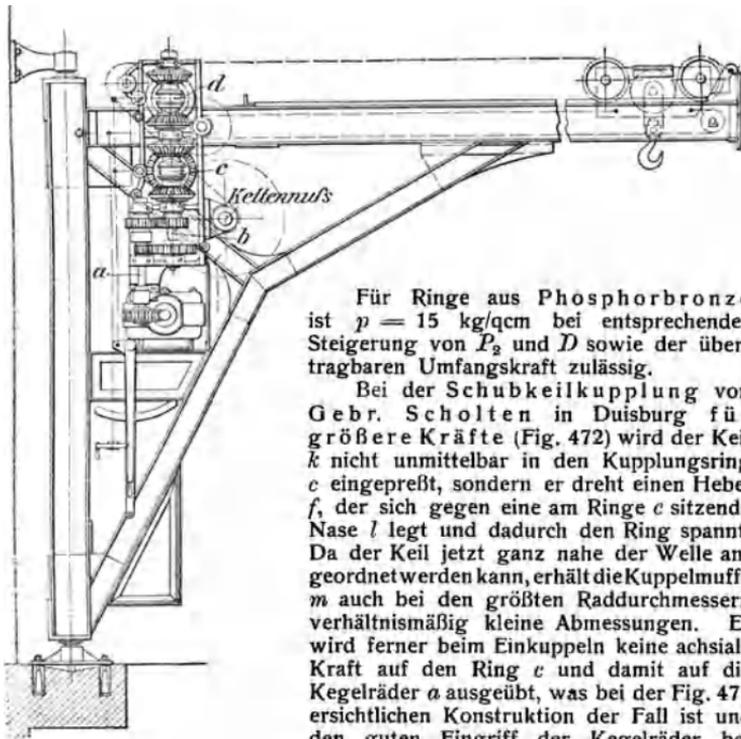


Fig. 470.

Für Ringe aus Phosphorbronze ist $p = 15$ kg/qcm bei entsprechender Steigerung von P_2 und D sowie der übertragbaren Umfangskraft zulässig.

Bei der Schubkeilkupplung von Gebr. Scholten in Duisburg für größere Kräfte (Fig. 472) wird der Keil k nicht unmittelbar in den Kupplungsring c eingepreßt, sondern er dreht einen Hebel f , der sich gegen eine am Ringe c sitzende Nase l legt und dadurch den Ring spannt. Da der Keil jetzt ganz nahe der Welle angeordnet werden kann, erhält die Kuppelmuffe m auch bei den größten Raddurchmessern verhältnismäßig kleine Abmessungen. Es wird ferner beim Einkuppeln keine axiale Kraft auf den Ring c und damit auf die Kegelräder a ausgeübt, was bei der Fig. 471 ersichtlichen Konstruktion der Fall ist und den guten Eingriff der Kegelräder beeinflusst. Der Schleifring n , an dem der

Gabelhebel *o* angreift, ist in der zweiteiligen Muffe *m* auf Stahlkugeln gelagert.

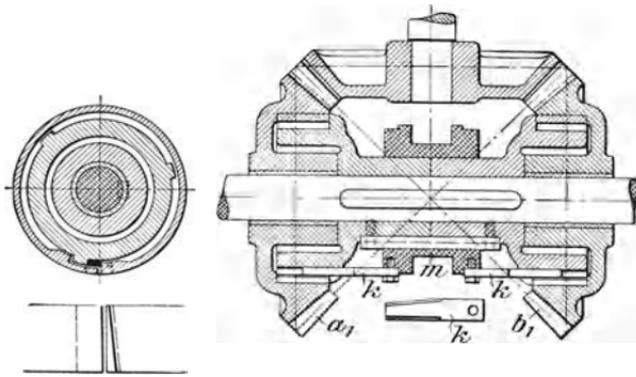


Fig. 471.

Mit derartigen Kupplungen sind die Wendegetriebe des in Fig. 475 dargestellten elektrischen Velocipedkranes für 8000 kg Tragkraft ausgerüstet. Das äußere Ende des mit dem Schleifringe jeder Kupplung verbundenen Gabelhebels greift hier mit einem verzahnten Segment in eine mittels Handrades bewegte Schnecke, durch deren Selbstsperrung der Hebel in jeder Lage festgehalten wird.

Bei den von Fairbairn zuerst ausgeführten und nach ihm benannten Schachtkrane wird der Ausleger durch einen einzigen, aus Blechen und Winkeleisen zusammengenieteten, gekrümmten Träger mit kastenförmigem Querschnitt gebildet.

Da die vollen Blechwangen des Auslegers dem Schwenken des zumeist an ungeschützten Orten aufgestellten Kranes bei Winddruck einen großen Widerstand entgegenseetzen, werden dieselben vielfach durch ein Gitterwerk ersetzt, wie es die Abbildung (Fig. 473) zeigt.

Der Auslegerkopf wird in diesem Falle zur Aufnahme der Leitrolle mit kurzen, vollen Blechwangen ausgeführt und auch die Übergangskrümmung zwischen Ausleger und Säulenschaft vollwandig hergestellt.

Die Stabkräfte lassen sich am einfachsten auf graphischem Wege durch Aufzeichnen der Kräftepläne oder mittels der

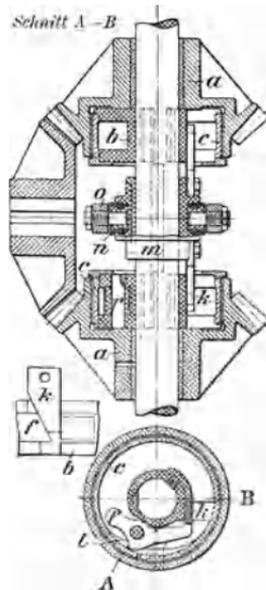


Fig. 472.

Ritterschen Methode — durch Aufstellen der Momentengleichungen für die verschiedenen Knotenpunkte — bestimmen.

Das Fußzapfenlager ist ein gewöhnliches Spur-
lager, das Halslager ein großes Rollenlager der
in Fig. 474 dargestellten Bauart mit Wälzungs-
rollen in einem gemeinsamen Laufring, dessen
kegelförmige Tragrollen zwischen den Wälzungs-
rollen liegen.

Bezeichnet

Q die Nutzlast,
 G das Eigengewicht der losen
Rolle mit Haken u. s. w.,

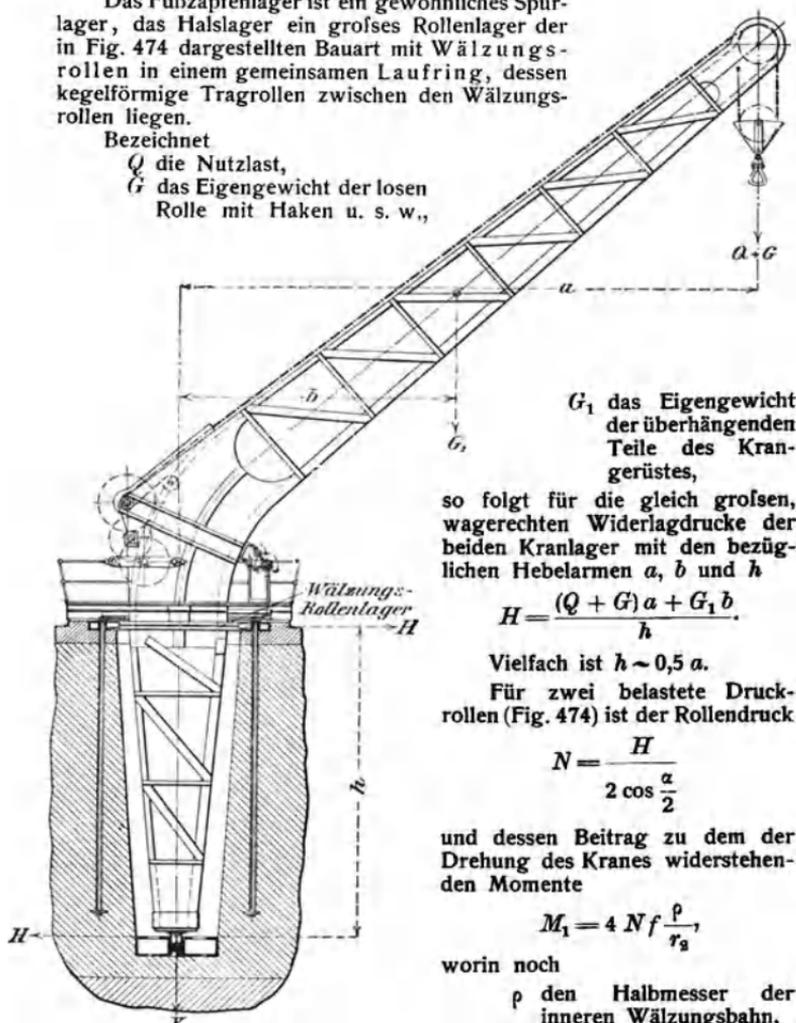


Fig. 473.

G_1 das Eigengewicht
der überhängenden
Teile des Kran-
gerüsts,

so folgt für die gleich großen,
wagerechten Widerlagdrücke der
beiden Kranlager a , b und h

$$H = \frac{(Q + G)a + G_1 b}{h}$$

Vielfach ist $h \sim 0,5 a$.

Für zwei belastete Druck-
rollen (Fig. 474) ist der Rollendruck

$$N = \frac{H}{2 \cos \frac{\alpha}{2}}$$

und dessen Beitrag zu dem der
Drehung des Kranes widerstehen-
den Momente

$$M_1 = 4 N f \frac{\rho}{r_2},$$

worin noch

ρ den Halbmesser der
inneren Wälzungsbahn,
 r_2 den Halbmesser der
Wälzungsrollen,

f den Koeffizienten der wälzenden Reibung $\sim 0,08$ (auf cm
bezogen)

bedeuten.

Das Reibungsmoment des Stützzapfens vom Halbmesser r_1 ergibt sich für die volle Belastung V desselben mit dem Zapfenreibungskoeffizienten μ_1 zu

$$M_2 = \mu_1 r_1 \left(H + \frac{2}{3} V \right).$$

Das Gesamtübersetzungsverhältnis des Drehtriebwerkes ergibt sich für die Kurbelkraft P_1 und die Kurbelarmlänge a_1 zu

$$\varphi = \frac{P_1 a_1}{M_1 + M_2}.$$

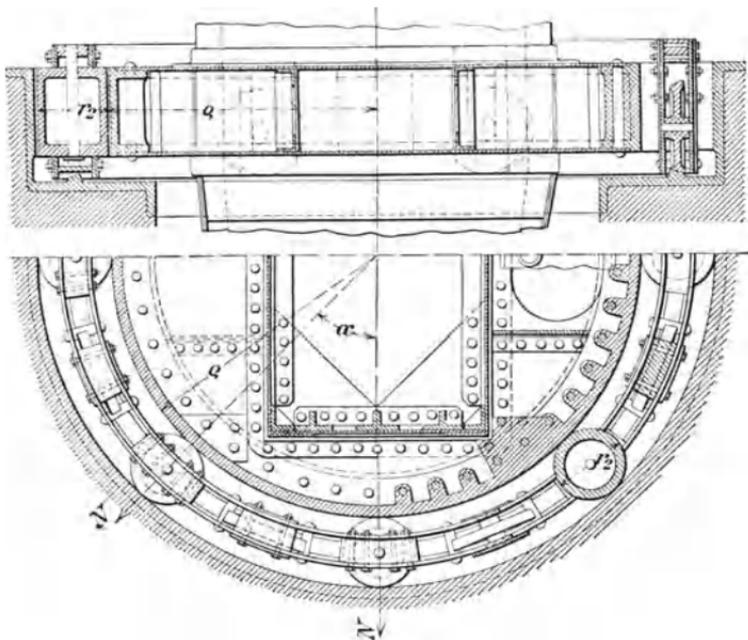


Fig. 474.

Die Fairbairn-Krane werden auch für Dampfbetrieb eingerichtet und erhalten in diesem Falle zweckmäßig einen mit dem Kran herumschwingenden Kessel, womit die Zuleitung des Dampfes von außen durch den unteren Zapfen vermieden wird. Bequemer lassen sich diese Krane durch einen Elektromotor betreiben, wobei es nicht erforderlich ist, den Strom durch den Zapfen zu leiten.

3. Fahrbare Drehkrane.

a) Drehkrane auf **einer** Schiene laufend.

Zum Bewegen von Lasten im Werkstättenbetriebe werden vor etwa 30 Jahren von Ramsbottom erfundene sogenannte Veloziped-Freytag, Hilfsbuch.

krane benutzt, deren Wagengestell nur mit zwei hintereinander liegenden Lauf­rädern für eine einschienige Bahn ausgerüstet ist. Die

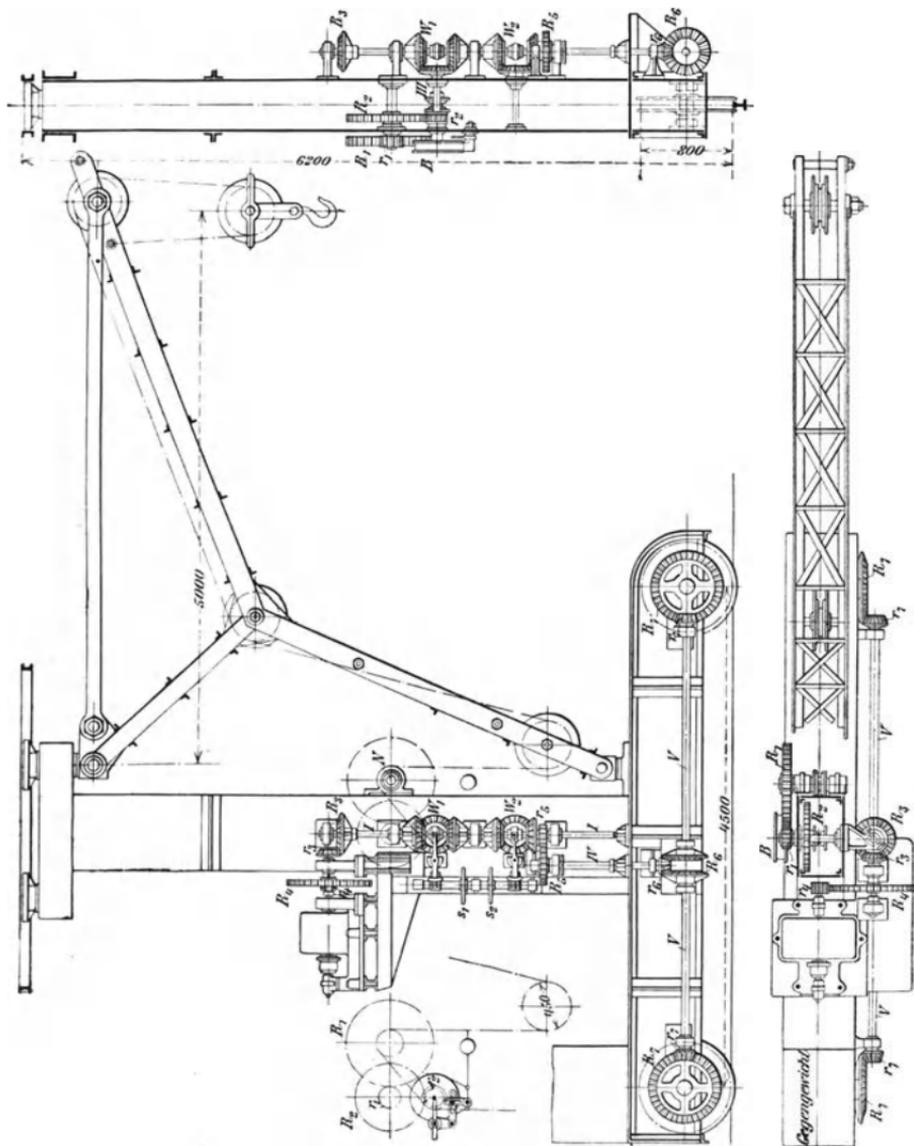


Fig. 475.

Krane werden mit Hand- und Seiltrieb (Seilgeschwindigkeit bis zu 25 m/sek), in neuerer Zeit zumeist mit elektrischem Antriebe gebaut.

Bei dem in Fig. 475 dargestellten Velozipedkran für 8000 kg Tragkraft, von Gebr. Scholten in Duisburg¹⁾, ist ein stets in gleichem Drehsinn laufender Elektromotor verwendet, der durch das Rohhautritzel r_4 das Rad R_4 und durch das Kegelräderpaar r_3, R_3 die senkrechte Welle I mit den beiden Wendegetrieben W_1 und W_2 umtreibt.

Auf der von W_1 betriebenen Welle III sitzt die Bremscheibe B ; die beiden Stahlgußräderpaare r_2, R_2 und r_1, R_1 übertragen die Bewegung auf die Welle der Kettenuß N von 233,4 mm Durchmesser für eine Lastkette von 23 mm Eisenstärke.

Die Fahrbewegung des Kranes wird durch das Wendegetriebe W_2 eingeleitet, indem auf dem unteren der beiden Kegelräder das Getriebe r_5 befestigt ist, durch welches R_5 , die Wellen IV, V und schließlich die Laufräder angetrieben werden.

Die beiden Zahnradwendegetriebe mit Reibungskupplung der Fig. 472 (S. 495) ersichtlichen Bauart werden mittels der Handräder s_1 und s_2 bedient. Der Hebel der auf Welle III sitzenden Differentialbremse steht mit der Steuerung des Wendegetriebes W_1 derart in Verbindung, daß, wenn dieses auf Abwärtsgang eingestellt ist, die Bremse gelöst ist. Die Last wird also auch beim Abwärtsgange durch den Motor angetrieben; dadurch können leere Haken und kleine Lasten rasch gesenkt werden, ohne daß schwere Hakengeschirre erforderlich sind.

Das zur Übertragung der Fahrbewegung des Kranes dienende Zahnrad R_5 sitzt auf seiner Achse nicht fest, sondern ist mit Rücksicht auf die beim Anfahren und Abstellen auftretenden Massenkräfte durch eine Lamellenkupplung mit ihr verbunden.

Der Kranausleger wird von Hand geschwenkt; um die hierbei auftretenden Reibungswiderstände zu vermindern, läuft der untere Stützapfen desselben auf Stahlkugeln.

Aus der nachstehenden Tabelle sind die Abmessungen der Zahnräder zu entnehmen.

Bezeichnung	Durchmesser	Zähnezahl	Teilung
$r_1 : R_1$	196 : 784	14 : 56	14 π
$r_2 : R_2$	126 : 630	14 : 70	9 π
$r_3 : R_3$	216 : 432	24 : 48	9 π
$r_4 : R_4$	150 : 750	15 : 75	10 π
$r_5 : R_5$	180 : 360	18 : 36	10 π
$r_6 : R_6$	143 : 429	13 : 39	11 π
$r_7 : R_7$	192 : 672	12 : 42	16 π

Hiernach beträgt die Hubgeschwindigkeit der Last bei 1100 minutlichen Umdrehungen des Motors von 9,5 PS

$$v_1 = \frac{1}{2} 0,2334 \pi \frac{r_1}{R_1} \frac{r_2}{R_2} \frac{r_3}{R_3} \frac{r_4}{R_4} 1100 = 1,92 \text{ m/min,}$$

die Fahrgeschwindigkeit

$$v_2 = 0,8 \pi \frac{r_7}{R_7} \frac{r_6}{R_6} \frac{r_5}{R_5} \frac{r_3}{R_3} \frac{r_4}{R_4} 1100 = 13,15 \text{ m/min.}$$

¹⁾ Vergl. Chr. Eberle, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1898, S. 4.

Der Wirkungsgrad der Lastbewegung ist bei der gebräuchlichen Annahme

$$\eta = 0,98 \cdot 0,96^3 \cdot 0,95 \cdot 0,92^4 = 0,60.$$

Die Größe des Koeffizienten c ergibt sich bei dem aus Rohhaut gefertigten Ritzel vom Halbmesser r_4 aus der Gleichung

$$P = c b t \quad (\text{vergl. S. 102}).$$

Es ist

$$P = \frac{75 \cdot 9,5}{0,075 \pi \cdot 1100} = 82,5 \text{ kg}; \quad b = 65 \text{ mm}; \quad t = 10 \pi;$$

demnach

$$c = \frac{82,5}{6,5 \cdot \pi} = 4,05.$$

β) Drehkrane auf **zwei** Schienen laufend.

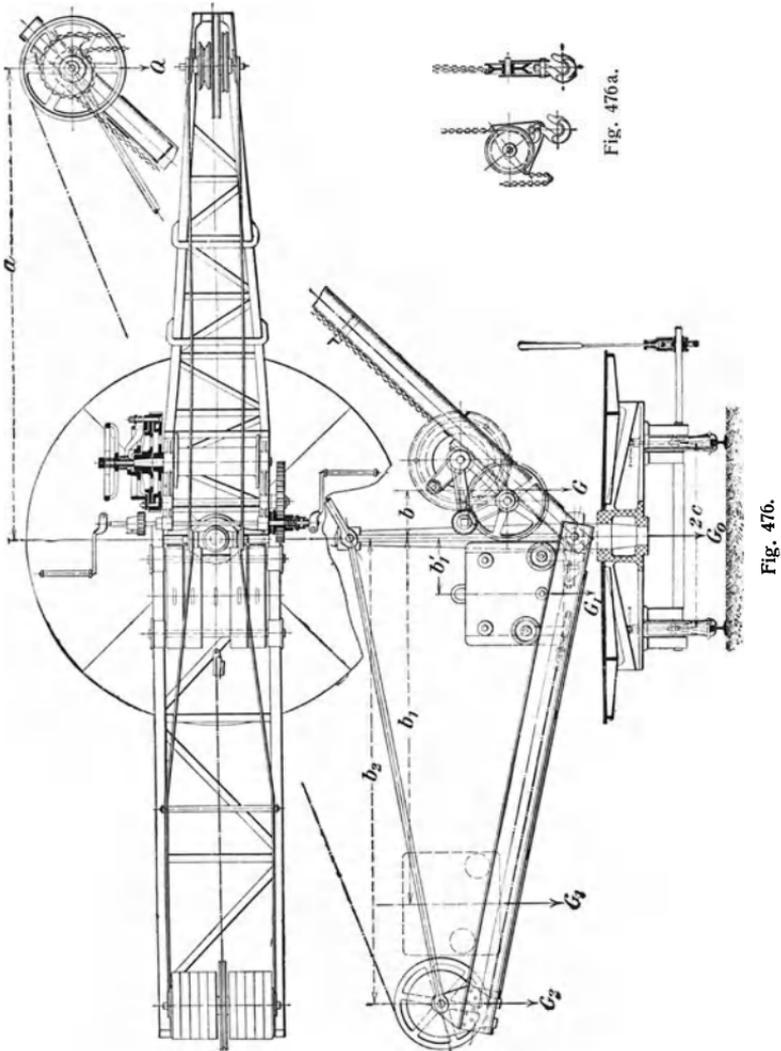
Fig. 476 zeigt einen fahrbaren Drehkran von 5000 kg Tragkraft der Firma Gauhe, Gockel & Cie. in Oberlahnstein a. Rh. Derselbe besteht aus einer gußstählernen feststehenden Säule, auf die sich mittels kräftiger Traversen mit eingesetzten stählernen Zapfen das drehbare Gestell stützt. Die Ausleger werden von zwei Γ förmigen, durch Winkel und Flacheisen versteiften Walzeisen gebildet, die durch Zugstangen mit der oberen Säulentraverse verbunden sind. Von hier führen zwei weitere Stangen nach den Enden eines ebenfalls aus Γ -Eisen hergestellten Gegenauslegers, auf dem sich das Gegengewicht G_1 bewegt. Die Wirkung des letzteren wird durch ein festes Gegengewicht G_2 unterstützt. Die Säule ist in das Untergestell eines vierrädrigen Wagens eingebaut.

Die selbsttätige Einstellung des Gegengewichtes G_1 wird durch eine im Auslegerkopf liegende Spiralrolle vermittelt, die das stehende Kettentrum der losen Lastrolle aufnimmt und mit einer zweiten Rolle fest verbunden ist, die als Windentrommel für das am fahrbaren Gegengewicht befestigte Drahtseil dient. Beim Aufwinden der Last dreht der Kettenzug die Spiralrolle samt der Seilrolle und zieht damit das Gegengewicht nach außen, bis sich durch Verkleinerung des treibenden Rollenmomentes, infolge der abnehmenden Armlängen der Spirale, das Gleichgewicht mit dem unveränderlichen Moment des Gegengewichtszuges an der zugehörigen Seilrolle herstellt.

Im vorliegenden Falle sind die Gegengewichte so bemessen, daß bei keinem Belastungszustand der Schwerpunkt sich um mehr als 500 mm von der Kranmitte entfernt. Da nun die durch die Laufräder gelegten Unterstützungslinien ein Quadrat von 1500 mm Seitenlänge bilden, so bedarf es keinerlei weiterer Vorrichtungen, um Standfestigkeit herbeizuführen. Die auf den Abbildungen ersichtlichen Schienenklammern dienen nur zum Feststellen des Kranes.

Der selbsttätige Ausgleich der Last durch das Gegengewicht vermindert gleichzeitig die Biegungsbeanspruchung der Kransäule und die wagerechten Schwenklagerdrücke. Die mit doppeltem ausrückbarem Vorgelege gebaute Lastwinde ist zum Betreiben mittels Klemmkurbeln eingerichtet. Für kleine Lasten kann die lose Rolle durch die Fig. 476 a

ersichtliche Sperrung der Lastkette mittels des Hakenträgers außer Tätigkeit gesetzt werden. Zum Schutze gegen den Kurbelrücklauf ist



die Winde mit der S. 438 beschriebenen Senkbremsskupplung ausgerüstet. (Über ein ebenfalls angeordnetes ausrückbares Sicherheitsgesperre s. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1893, S. 265.)

Bezeichnet allgemein in bezug auf die Standfestigkeit solcher fahrbaren Drehkrane hinsichtlich ihrer freien Aufstellung auf der Schienenbahn (vergl. Fig. 476)

- Q die Höchstlast des Kranes,
- a die Ausladung,
- G_1 das fahrbare Gegengewicht,
- b_1 bzw. b'_1 den zugehörigen Hebelarm in der äußersten bzw. innersten Stellung dieses Gewichtes,
- G_2 das feste Gegengewicht,
- G das Gewicht des ganzen beweglichen Krangestelles, mit Ausnahme der Gegengewichte G_1 und G_2 ,
- G_0 das Eigengewicht des Wagens mit Einschluß der festen Kransäule,
- b und b_2 die Hebelarme von G und G_2 ,
- $2c$ die Schienenspurweite,

so muß, um ein Kippen des belasteten Kranes zu verhüten,

$$Q(a - c) - G(c - b) - G_1(b_1 + c) - G_2(b_2 + c) - G_0c < 0$$

sein.

Damit der Gesamtschwerpunkt auch bei unbelastetem Krane innerhalb der Räder bleibt, muß die Bedingung erfüllt werden:

$$G_2(b_2 - c) - G_1(c - b'_1) - G(b + c) - G_0c < 0.$$

Ist der Radstand $< 2c$, so ist dieser an Stelle von $2c$ in die vorstehenden Gleichungen einzuführen.

Häufig erfolgt die Einstellung des Gegengewichtes fahrbarer Drehkrane nicht selbsttätig durch die Last, sondern nach Bedarf von Hand.

Ein fahrbarer Dampfdrehkran mit beweglichem Ausleger in geknickter Form — letzteres um den für die Last unter dem Ausleger verfügbaren Raum zu vergrößern — von Menck & Hambrock in Altona ist in Fig. 477 dargestellt.

Das Oberteil dieses Kranes dreht sich um eine feste Stahlsäule, die in dem mit Puffer und Zughaken ausgerüsteten Unterwagen befestigt ist. Derartige Krane — sog. Schmalspurdampfkrane — werden für Eisenbahnen von 750 bis 1525 mm Spurweite gebaut und haben ihre weiteste Verbreitung als Lokomotiv- und Rangierkrane gefunden, während Krane für noch größere Spurweiten — bis 3100 mm — als Hafenkranen, für Bauunternehmer u. s. w. verwendet werden.

Die Krane bedürfen, um beim Drehen standfest zu sein, neben den Gegengewichten — als solche dienen Dampfkessel (stehender Querrohrkessel) nebst Wasserbehälter und Kohlenkasten — entweder der Hilfe von Seitenstützen oder der Hinzufügung einer besonderen Beschwerung des Unterwagens durch Ballastgewichte. Krane mit ausreichenden Gegengewichten ohne Seitenstützen sind da vorzuziehen, wo Lasten häufig gehoben und am Kran hängend verfahren werden sollen. An Stelle der Seitenstützen können auch Schienenklammern oder besondere Stützrollen verwendet werden.

Zum Betreiben des Fig. 477 ersichtlichen Kranes dient eine Zwillingsdampfmaschine mit Kulissensteuerung. Hub- und Fahrwerk werden durch Klauenkupplungen eingerückt; das Drehen des Kranes und die Auslegerbewegung erfolgen durch Reibungskupplungen und Wendetriebe.

Die Senkgeschwindigkeit der Last kann durch eine Bremse allein oder auch durch Bremse und Maschine gemeinsam geregelt werden.

Eine zweite Bremse am Fahrwerk ist zu empfehlen, wenn der Kran viel auf geeigneten Bahnen arbeitet.

Die auf S. 504 befindliche Tabelle enthält einige marktgängige Ausführungen der von Menck & Hambrock gebauten Schmalspurdampfkrane für Spurweiten von 750, 900, 1000, 1250, 1435 und 1525 mm, entsprechend den Modellnummern 2 und 4, 2 bis 6, 2 bis 8, 2 bis 10 und 2 bis 12 (letztere für 1435 und 1525 mm Spurweite).

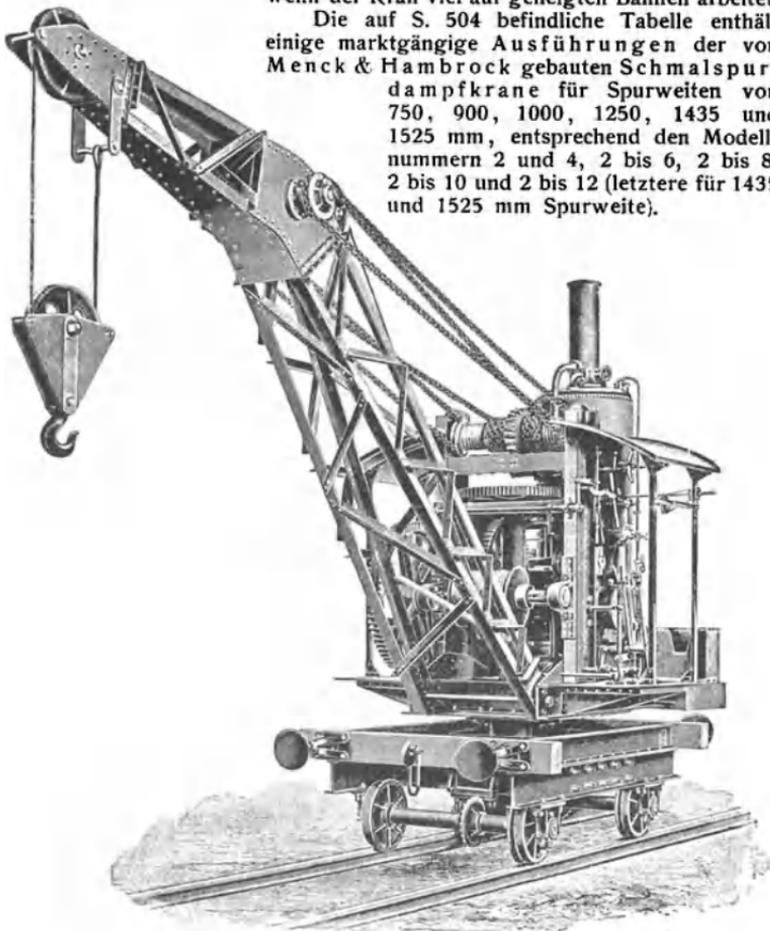


Fig. 477.

Die Hebehöhe der Krane beträgt, wenn die Last mit Kette gehoben wird, das Zweifache, und wenn die Last mit Seil gehoben wird, das Vierfache der Höhe der Auslegerrolle über Schienenoberkante.

Damit der Kran unter Umständen eine größere Zugkraft auszuüben imstande ist, wird durch Einschaltung entsprechender Räder-

Modell- nummer	Trag- fähigkeit kg	Ausladung vom Drehpunkt bis Mitte Haken	Rollen- höhe über Schienen- oberkante	Hub- geschwindig- keit	Zahl der minut- lichen Um- drehungen des Kranes	Normale Fahr- geschwindig- keit
		m	m	m/min		m/min
2	1 800	3	3,8	6,7	2,6	60
	1 000	5,4	5	12	2,6	60
4	3 600	3,35	4,25	6,7	2,4	60
	2 000	6	5,5	12	2,4	60
6	5 500	3,7	4,5	6,75	2,2	60
	3 100	6,6	6	12	2,2	60
8	7 500	4	4,8	7,6	2,0	60
	4 300	7	7	12	2,0	60
10	9 750	4,5	5,2	6	2,0	50
	5 800	7,5	7,5	10	1,8	50
12	12 000	5	5,75	6	1,8	40
	7 500	8	8,5	10	1,6	40

vorgelege eine zweite (geringere) Fahrgeschwindigkeit desselben ermöglicht.

Lokomotivdampfkranen erhalten am fahrbaren Untergestell eine besondere Lokomotivmaschine mit zwei Cylindern und Umsteuerung.

Zuweilen erfolgt die Abstützung des Kranes durch eine Drehscheibe, die, auf einen Mittelzapfen (Königszapfen) gelagert, mittels Rollen auf einer kreisförmigen Schienenbahn läuft.

Fig. 478 zeigt die in Walzeisen ausgeführte Drehscheibe eines von der Mannheimer Maschinenfabrik Mohr & Federhaff in Paris 1900 ausgestellten elektrisch betriebenen Vollportalkranes für 3000 kg Tragkraft mit zugehörigem Drehwerk und Fahrwerk. Hierzu dient ein einziger Motor, der normal 5 PS bei 950 Uml/min liefert. Mit seiner Ankerwelle ist eine Welle gekuppelt, die einerseits durch eine Klaue mit dem lose darauf drehbaren Rohhautgetriebe für Fahren und andererseits durch eine Klaue mit einer Schneckenwelle für Drehen gekuppelt werden kann. In die Schnecke der letzteren greift das Rad einer stehenden Welle, deren am andern Ende befestigtes Getriebe mit einem auf dem Walzeisenunterbau der Drehscheibe befestigten Rade mit Innenverzahnung in Eingriff steht. In das Rohhautgetriebe dagegen greift das Stirnrad einer zweiten Schneckenwelle, die ihrerseits mittels Schneckenrades auf eine durch den Mittelzapfen gesteckte stehende Welle wirkt. Von letzterer aus werden mit 6 Paar Kegelrädern, 2 Paar Stirnrädern und 6 Hilswellen die Laufräder des Kranes angetrieben. Die Umsteuerung wird durch einen Wendeanlasser *m* mit Kohlenkontakten und Kupferrolle bewirkt. Die Steuerwelle *a* ist nach unten verlängert, trägt dort eine Kurvenscheibe *b* und betätigt mit dieser die Stoppbremse *g* des Motors, die als gewichtbelastete Einklotzbremse ausgeführt ist. Die vier Laufrollen der Drehscheibe stützen sich auf eine normale Eisenbahnschiene (vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1901, S. 880).

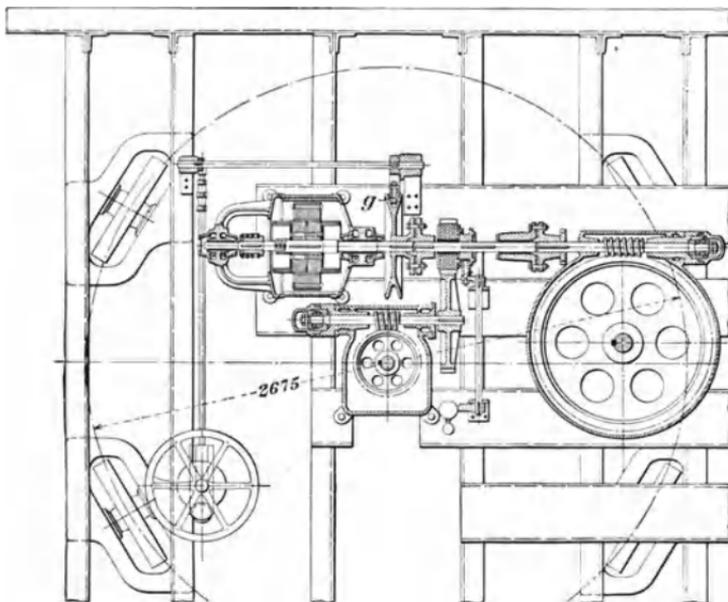
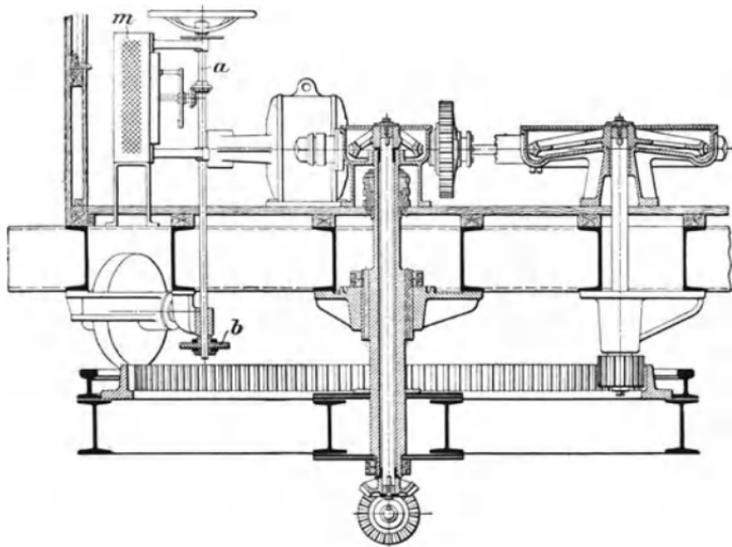


Fig. 478.

spindel sind noch drei mit Weißmetall ausgefüllte gelenkige Zwischenlager zum Tragen der Schraube vorgesehen (vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1892, S. 1130).

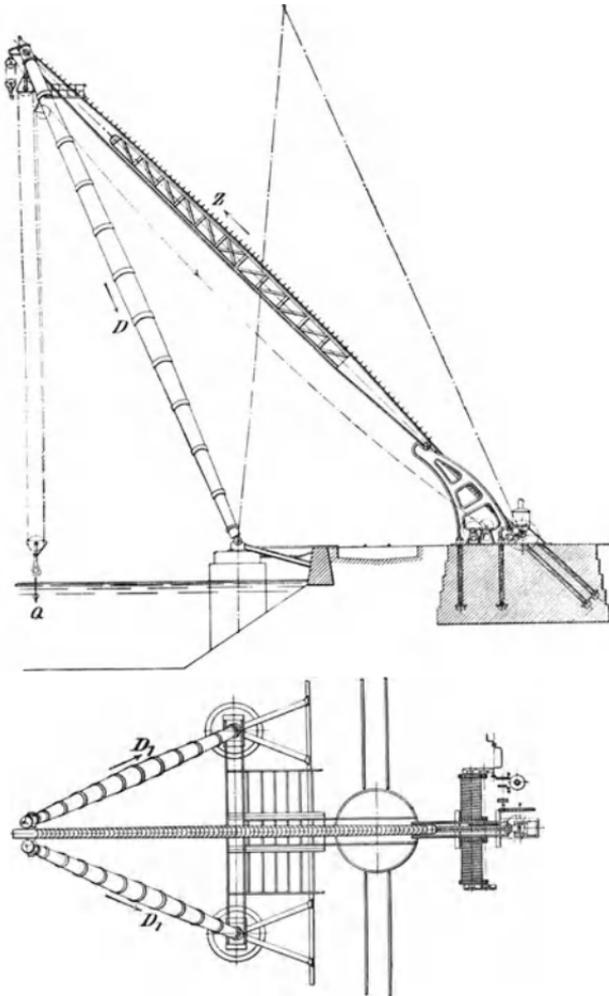


Fig. 480.

Fig. 480 veranschaulicht einen von Ludwig Stuckenholz in Wetter a. d. Ruhr für die Kaiserliche Werft in Danzig gebauten Scherenkran für 50 000 kg Tragkraft. Um eine möglichst kurze Schraubenspindel zu erhalten, ist dieselbe hier in Richtung des Hinterbeines

angeordnet. Zur Abstützung der Spindel am unteren Ende dient ein bewegliches Kammzapfenlager. Der Antrieb wird durch konische Räder und mehrere Stirnräderpaare von einer Dampfmaschine abgeleitet. Damit die Schraube stets in der Richtung des Hinterbeines bleibt, ist der am unteren Ende des letzteren befestigte Kreuzkopf mit Rollen versehen, die sich auf der entsprechend gekrümmten Gleitbahn eines Bockes führen.

Außer dem Flaschenzug für 50 000 kg Lastgewicht ist zum Heben geringerer Lasten noch eine weitere Hilfsvorrichtung angebracht.

Zur Berechnung des Krangerüsts ist die Höchstlast Q zugrunde zu legen. Dieselbe zerlegt sich in der vorderen Stellung des Fig. 480 ersichtlichen Kranes in eine in die Mittellinie des Auslegers fallende Druckkomponente D und in eine in Richtung des Hinterbeines fallende Zugkomponente Z .

Durch die gespannte Lastkette wird das Hinterbein entlastet; da sich aber bei Scherenkränen durch Einschaltung mehrrolliger Flaschenzüge die Spannung der Lastkette im Verhältnis zur Rollenzahl vermindert, kann sie zumeist unberücksichtigt bleiben.

Der Auslegerdruck D zerlegt sich nach den Richtungen der beiden Auslegerstreben in zwei Komponenten, deren jede

$$D_1 = \frac{D}{2 \cos \frac{\delta}{2}},$$

wenn δ den Winkel bezeichnet, den die Auslegerstreben miteinander bilden.

Wird der Ausleger über die senkrechte Stellung nach hinten bewegt (in Fig. 480 punktiert angegeben), so findet auch in dem Hinterbein Druckwirkung statt, wie dies durch Aufzeichnen des Kräfteplanes hervorgeht¹⁾.

b) Krane mit Bühne.

Die Bühnenkrane werden, sofern ihre Fahrbahn auf den Umfassungsmauern von Gebäuden, auf Säulen oder auf hochliegenden Konsolen angeordnet ist, als Laufkrane bezeichnet, im Gegensatz zu den Rollkränen, die je nach ihrer Form und ihrem Verwendungszweck als Bockkrane (auch mit feststehendem Gerüst in Anwendung), Portalkrane (Winkel- oder Vollportalkrane) und Überladekrane bezeichnet werden.

Mit einer Hochbahn oder Seilbahn bis 150 m Länge und darüber verbundene, zum Verladen über von Massengütern (Kohlen, Erzen u. dergl.) sowie zu ihrer Verteilung über ausgedehnte Stapelplätze dienende Bühnenkrane werden Hochbahnkrane genannt.

Der Antrieb der Bühnenkrane erfolgt nach den Anforderungen an die Leistungsfähigkeit des Kranes und der Verfügbarkeit über Maschinenkraft von Hand oder durch Transmissionen (Seile, Wellen) oder durch eigene Kraftmaschinen (Elektromotoren).

1. Laufkrane mit Handbetrieb.

Derartige Krane sind bei nicht zu häufiger Benutzung und für mäßige Tragkraft, etwa bis zu 5000 kg, zu empfehlen; sie finden in

¹⁾ Über einen neueren Scherenkran für 120 000 kg Tragkraft mit Druckwasserbetrieb s. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1901, S. 1833.

Nebenhallen von Gießereien, kleinen Montierwerkstätten u. s. w. gute Verwendung. Zuweilen dienen solche Krane auch in Maschinenhäusern zur ersten Montage und zu späteren Auswechslungen schwerer Stücke; sie werden dann bis zu 20 000 kg Tragkraft und höher gebaut.

Die Lastwinde pflegt man mit dem Fahrtriebwerk der Laufkatze, getrennt vom Fahrwerk der Bühne, in die Laufkatze einzubauen und sämtliche Triebwerke entweder von unten durch Haspelketten und oben von der Laufbühne aus mittels Kurbeln zu betätigen. Behindern im ersteren Falle die aufzunehmenden Lasten den freien Gebrauch der

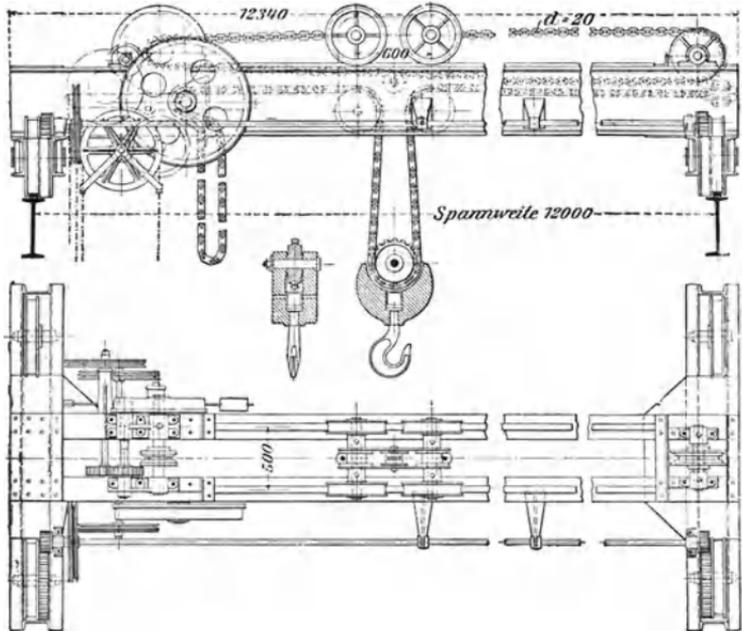


Fig. 481.

von der Laufkatze herabhängenden Haspelketten oder sind letztere — wie z. B. in Gießereien — nicht an allen Punkten des Arbeitsraumes bequem zugänglich, so verlegt man das ganze Triebwerk an das eine Ende der Bühne und bewirkt von hier durch horizontale Kettenzüge das Heben der Last und das Fahren der Laufkatze.

Einen solchen Laufkran für 12 000 kg Tragkraft von Unruh & Liebig in Leipzig zeigt Fig. 481. Die Last wird von vier Arbeitern an zwei Haspelketten gehoben, deren Rollen auf einer gemeinsamen Achse befestigt sind. Diese trägt ferner, wie die in größerem Maßstabe dargestellte Lastwinde (Fig. 481 a) erkennen läßt, eine mittels Zugschnur von unten verschiebbare Hülse mit zwei verschieden großen Zahnrädern, die je nach der Hubgeschwindigkeit der Last mit ent-

sprechenden Rädern einer Vorgelegewelle, auf der gleichzeitig die Sperrradbremse angeordnet ist, in Eingriff gebracht werden. Die Last-

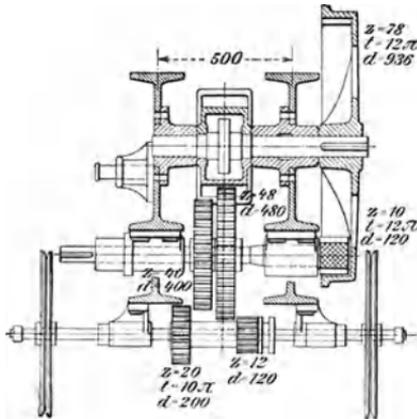


Fig. 481 a.

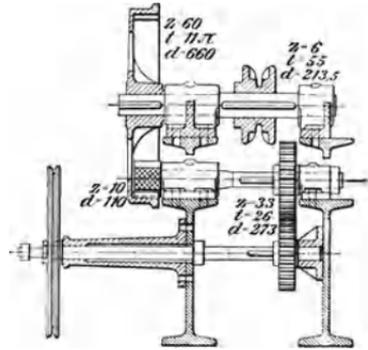


Fig. 481 b.

kette ist eine Galesche Gelenkkette, deren herabhängende Schlinge am Schutzkasten der Kettenuß befestigt ist.

Zur Bewegung der Laufkatze dient das in Fig. 481 b dargestellte Triebwerk mit kalibrierter Kette.

Um die Bühne schnell und bequem verschieben zu können, sind

die Lager der Laufräder als Kugellager (Fig. 481 c) ausgebildet.

Ludwig Stuckenholz in Wetter a. d. Ruhr führt nicht selten Laufkrane mit Kurbelantrieb nach Fig. 482 aus, wobei die Plattform für das Antriebwerk etwa 2 m

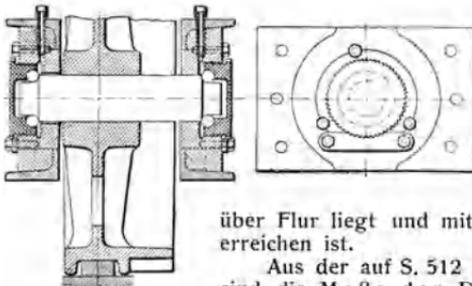


Fig. 481 c.

über Flur liegt und mittels einer Leiter schnell zu erreichen ist.

Aus der auf S. 512 und 513 gebrachten Tabelle sind die Maße der Durchgangsprofile für die von der Benrather Maschinenfabrik

A.-G. in Benrath gebauten Laufkrane mit Handbetrieb (Fig. 483 und 484) sowie deren Eigengewichte, größten Radrücke und Radstände zu entnehmen.

Die Hauptkranträger bestehen, soweit es die zulässige Beanspruchung gestattet, aus normalen I-Trägern (Fig. 483); für größere Belastungen und Spannweiten (von 12,5 t und 14 m, 15 t und 12 m, 20 t und 10 m an) kommen Blechträger bzw. Gitterträger in Anwendung (Fig. 484).

Krane bis zu 8 m Spannweite werden im allgemeinen ohne seitliche Versteifung ausgeführt. Für größere Spannweiten besteht dieselbe

für I-Hauptträger aus darauf genieteten Γ -Eisen entsprechenden Profils, für Blech- und Gitterträger aus einem besonderen wagerechten, gitter-

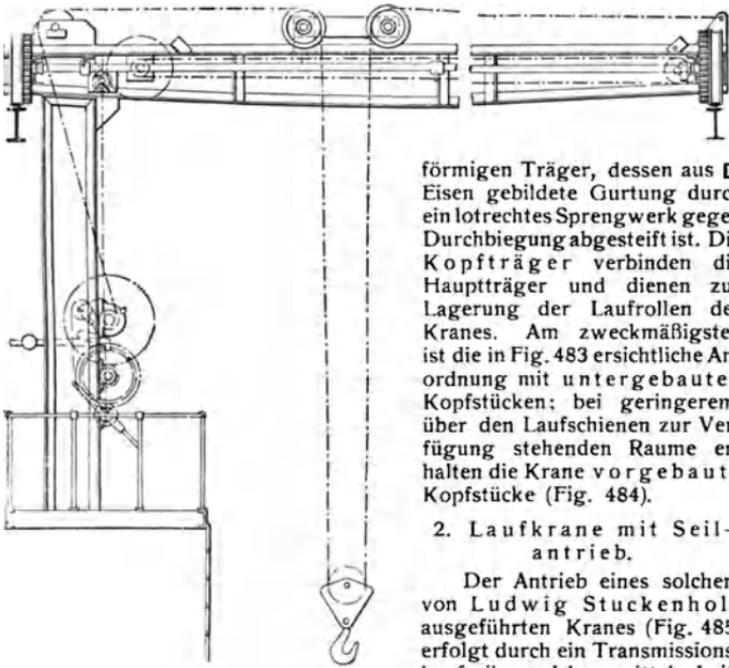


Fig. 482.

förmigen Träger, dessen aus C-Eisen gebildete Gurtung durch ein lotrechtes Sprengwerk gegen Durchbiegung abgesteift ist. Die Kopfträger verbinden die Hauptträger und dienen zur Lagerung der Laufrollen des Kranes. Am zweckmäßigsten ist die in Fig. 483 ersichtliche Anordnung mit untergebauten Kopfstücken; bei geringerem, über den Laufschiene zur Verfügung stehenden Raume erhalten die Krane vorgebaute Kopfstücke (Fig. 484).

2. Laufkrane mit Seil-antrieb.

Der Antrieb eines solchen, von Ludwig Stuckenholz ausgeführten Kranes (Fig. 485) erfolgt durch ein Transmissionshanfseil, welches mittels Leitrollen t, t über den oberen

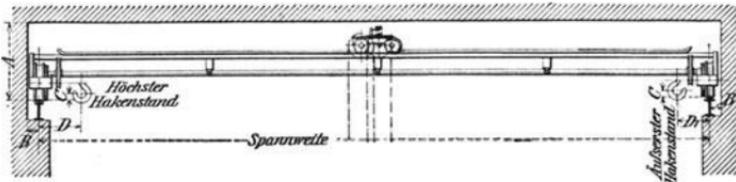


Fig. 483.

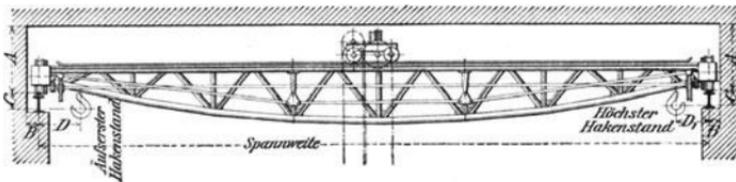


Fig. 484.

Laufkrane mit Handbetrieb der

Tragkraft kg	Spannweite m	Maße der Durchgangsprofile für Laufkrane nach Fig. 483				
		mm				
		<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>D</i> ₁
2 000	6	930	180	80	560	400
	10	1010	185	160	560	400
	14	1100	190	250	560	400
	18	1200	190	350	560	400
3 000	6	1030	185	130	630	140
	10	1110	190	210	630	140
	14	1200	195	300	630	140
	18	1300	195	400	630	140
5 000	6	1200	200	150	725	500
	10	1300	205	250	725	500
	14	1400	215	350	725	500
	18	1450	215	400	725	500
7 500	6	1400	220	200	750	525
	10	1500	220	300	750	525
	14	1600	220	400	750	525
	18	1650	230	450	750	525
10 000	6	1450	230	250	800	550
	10	1550	240	350	800	550
	14	1650	240	450	800	550
	18	1700	240	500	800	550
15 000	6	1650	240	250	1000	655
	10	1750	240	350	1000	655
	14	1850	250	450	1000	655
	18	2000	250	600	1000	655
20 000	6	2100	240	500	1100	700
	10	2175	240	575	1100	700
	14	2200	250	600	1100	700
	18	2300	250	700	1100	700

Umfang einer Treibrolle *T* (Durchmesser derselben > 30fache Seildicke) geführt wird. Die Bewegung der letzteren wird mittels Stirnräder auf eine Vorgelegewelle übertragen, welche die Wendegetriebe 1, 2 und 3 für die Lastwinde, das Laufkatzenfahrwerk und das Bühnenfahrwerk trägt. Auf der über dieser Welle liegenden Steuerwelle sind mittels

Benrather Maschinenfabrik A.-G. (Auszug.)

Maße der Durchgangsprofile für Laufkrane nach Fig. 484					Gewicht, einschl. Hub- und Handketten für 5 m Entfernung der Laufschienenoberkante über Fußboden		Größter Raddruck und Radstand etwa		Tragkraft
mm					des ganzen Kranes kg	der Katze kg	kg	mm	
A	B	C	D	D ₁					
750	180	100	600	550	1 400	200	1 400	1650	} 2 000
750	180	100	600	550	2 300	200	1 650	1700	
750	185	100	600	550	4 050	200	2 050	1950	
800	190	50	600	550	5 980	200	2 550	2250	
800	185	100	650	600	1 750	250	2 000	1700	} 3 000
800	185	100	650	600	3 100	250	2 400	1750	
850	190	50	650	600	5 000	250	2 850	2000	
850	200	50	650	600	6 900	250	3 350	2300	
950	200	100	750	675	2 300	350	3 150	1900	} 5 000
950	200	100	750	675	3 800	350	3 550	2000	
950	215	50	750	675	5 750	350	4 100	2200	
1000	215	50	750	675	8 100	350	4 750	2500	
1100	220	100	850	800	2 900	500	4 400	2100	} 7 500
1100	220	100	850	800	5 100	500	5 050	2200	
1100	220	100	850	800	7 250	500	5 700	2400	
1150	230	50	850	800	9 600	500	6 300	2600	
1150	230	50	900	850	3 300	650	5 750	2200	} 10 000
1150	240	50	900	850	5 400	650	6 400	2300	
1150	240	50	900	850	8 100	650	7 150	2400	
1200	240	50	900	850	10 700	650	7 800	2600	
1350	240	100	1025	900	4 500	1200	8 200	2450	} 15 000
1350	240	100	1025	900	6 600	1200	9 100	2550	
1400	250	50	1025	900	9 600	1200	10 100	2600	
1450	250	50	1025	900	12 000	1200	10 750	2700	
1650	240	100	1150	950	5 400	2000	10 850	2600	} 20 000
1650	240	100	1150	950	7 750	2000	12 000	2600	
1700	250	50	1150	950	11 500	2000	13 200	2700	
1750	250	50	1150	950	15 000	2000	14 300	2800	

Handräder stellbare Schnecken befestigt, die mit Zahnradsegmenten der über die Schleifringe der Wendegtriebekupplungen greifenden Gabelhebel in Eingriff stehen. Die Lastwinde kann nach Bedarf von dem Wendegtriebe 1 aus durch Wechselräder mit zwei verschiedenen Geschwindigkeiten benutzt werden.

Die Laufkatze wird durch zwei Zugketten bewegt, deren Daumenrollen mittels Stirnräderübersetzung von dem Wendegetriebe 2 angetrieben werden.

Das Wendegetriebe 3 schaltet durch das auf der Nabe seines rechten Zwillingskegels befestigte Stirnrad o das Bühnenfahrwerk rechts- oder linksläufig ein, je nachdem dieser Kegel unmittelbar mit der Welle gekuppelt wird oder bei entgegengesetztem Kupplungsschluß den Antrieb von dem linken Kegel durch Vermittlung des lose mitlaufenden Zwischenkegelrades empfängt. Das Stirnrad o steht mit einem solchen o_1 in Eingriff, das auf der durchlaufenden Vorgelegewelle w befestigt ist; der Antrieb der letzteren wird durch Stirnräderübersetzung auf zwei gegenüberliegende Laufräder der Bühne übertragen.

Die Treibeilgeschwindigkeit dieser Krane wird meist zu 8 bis 12 m/sek angenommen. Die Geschwindigkeit für das Lastheben beträgt 0,5 bis 1,0 m/min, diejenige für das Lastsenken 1,5 bis 2,5 m/min. Für die Fahrgeschwindigkeit des Kranes und der Laufkatze findet sich $c = 2,5$ bis 10 m/min, je nach den Anforderungen, die für den Entwurf gestellt werden. Die Seilspannkraft für die Treibrolle folgt aus

$$T > P \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1},$$

worin P die am Treibrollenumfange erforderliche Tangentialkraft bedeutet.

Für neuere Ausführungen ist $\alpha = \pi$, $\mu = 0,2$ bis $0,4$ — bei keilförmiger Klemmung des Seiles in den Treibrollen — mithin

$$T > 2,2 P \text{ bis } T > 1,4 P$$

zu nehmen.

Das Belastungsgewicht der auf einem Wagen gelagerten Spannrolle des Seiles soll $\sim 1,5 T$, die Beanspruchung des Seiles 15 bis 20 kg/qcm gewählt werden. In Entfernungen von je 4 bis 5 m ist das Seil durch Tragrollen zu stützen.

Ein zum Auswechseln von Walzen dienender fahrbarer Bockkran der vorgenannten Firma von 15000 Tragkraft mit Seilantrieb ist in Fig. 486 wiedergegeben.

Der Antrieb für die Lastwinde und das Laufkatzenfahrwerk sowie für das Fahrwerk des Krangerüstes mittels der unter den Bockständern angeordneten Laufräder wird von Wendegetrieben 1, 2 und 3 einer lotrechten Vorgelegewelle abgeleitet, die ihre Bewegung wieder mittels Stirnräder von einem über den Umfang der Treibrolle T geführten Transmissionshanfseil aus erhält. Die Lastkette läuft über eine obere Leitrolle m nach der Windentrommel. Der doppelseitige Fahrtrieb für die Laufräder erfolgt von dem Wendegetriebe 3 aus durch 5 Paar Kegelräder, 2 Paar Stirnräder und 5 Hilfswellen.

3. Laufkrane mit Wellenantrieb.

Derartige Krane werden in der Neuzeit nur noch selten ausgeführt. Bei Wellenbetrieb, insbesondere für sehr lange Werkstätten, entstehen beim Antrieb der leeren Welle (Umlaufzahl ~ 80 bis 120 in der Minute) schon große Arbeitsverluste. Der Vorteil, daß die Wellen nicht in dem Maße wie die Seile dem Verschleiß unterworfen sind, wird durch dem Umstand aufgewogen, daß, falls einmal ein Ersatz

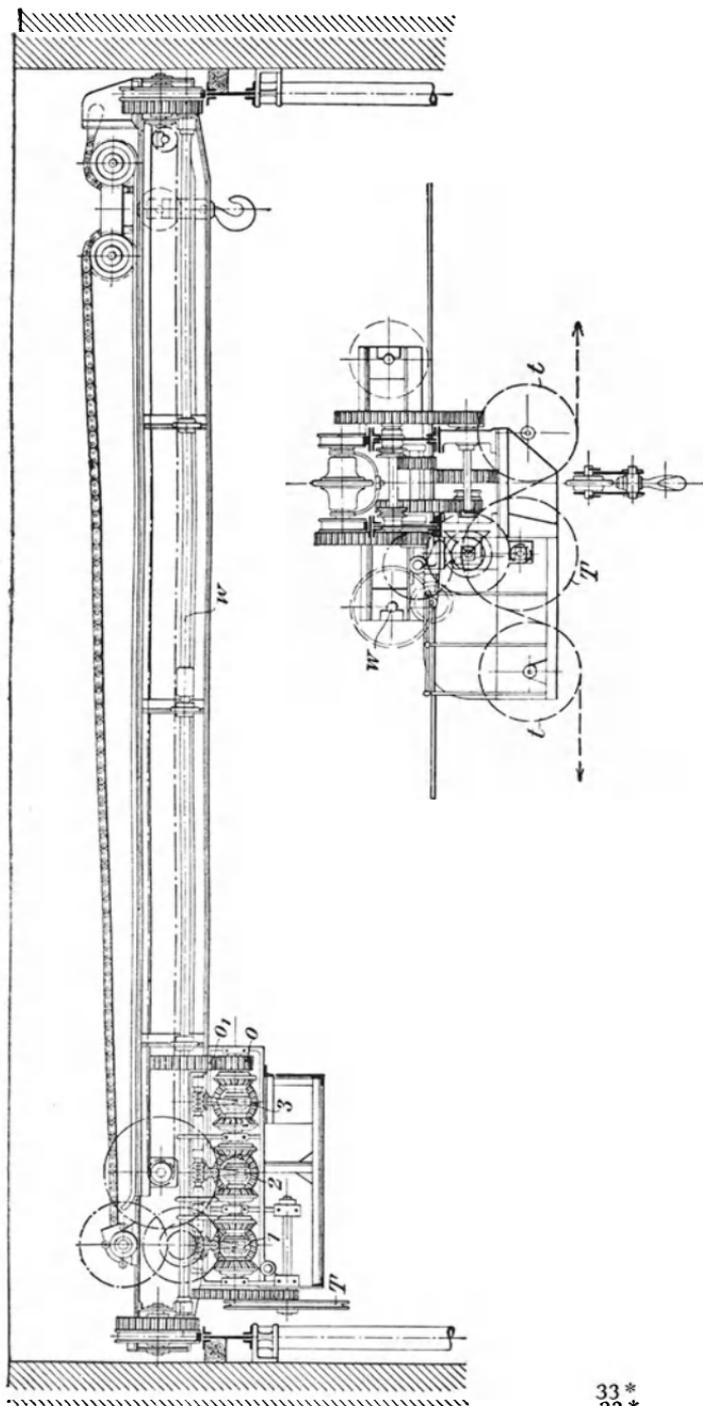


Fig. 485.

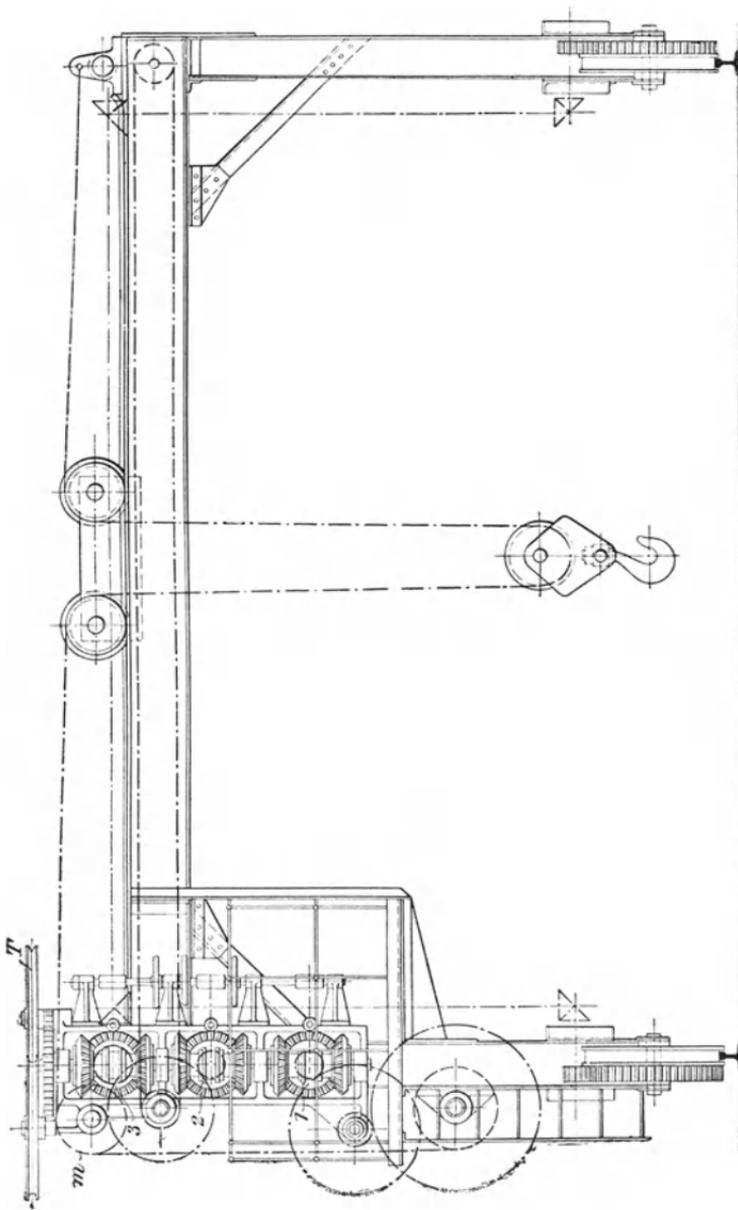


Fig. 486.

einer langen Welle notwendig wird, dieser teuer und ohne Betriebsstörung kaum möglich ist. Es kommen genutete oder quadratische Wellen in Anwendung, die in Entfernungen von etwa 3 m durch Pendellager zu unterstützen sind.

Fig. 487 zeigt die einfache und bewährte Konstruktion eines von Ludw. Stuckenholz erfundenen Pendellagers für quadratische Wellen. Die Bewegung dieses Lagers ist zwangsläufig, und neigt sich dasselbe stets nach derselben Richtung, von welcher Seite auch der Kran kommen mag. Dies wird durch einen in Fig. 487 punktiert gezeichneten unsymmetrischen Ausrückbügel erreicht, der am Kran befestigt ist. Das Rotgußlager ist bequem auswechselbar gemacht.

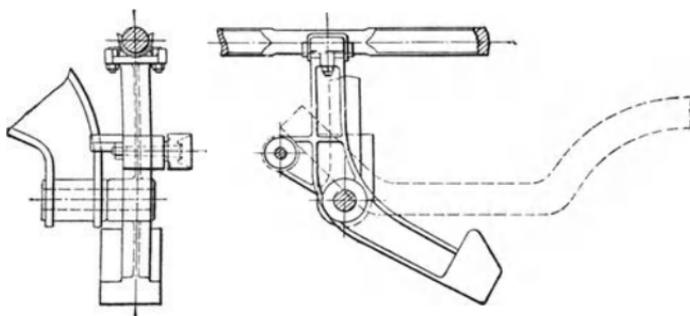


Fig. 487.

Die Kraftübertragung von der Transmissionswelle auf den Kran erfolgt durch ein über die ganze Welle verschiebbares sogenanntes Schlepprad (Kegelrad, Stirnrad, Schnecke), das mit einem entsprechenden Rade der Bülhe in dauerndem Eingriff steht. Letzteres ist zumeist auf einer Vorgelegewelle befestigt, die, in gleicher Weise wie bei den Fig. 485 und 486 ersichtlichen Kranen mit Seilantrieb, die Wendetriebe für die Lastwinde, das Laufkatzenfahrwerk und das Bühnenfahrwerk trägt.

4. Laufkrane mit elektrischem Antrieb.

Der in Fig. 488 a und Fig. 488 b dargestellte Kran der Duisburger Maschinenfabrik J. Jäger für 12500 kg Nutzlast arbeitet mit nur einem stets in derselben Richtung umlaufenden Motor, — Einmotorenkran. Die Kranbühne von 10,3 m Spannweite ist als doppelter Blechträger mit Winkelleisenarmierung hergestellt, in welchem das Windwerk unmittelbar gelagert ist. Der gewählte Drehstrommotor von 15 PS bei 955 Uml/min ist an das Ende der Kranbühne gerückt und auf einer Holzzwischenlage angebracht. Durch eine den Motor gegen das Windwerk isolierende elastische Lederkupplung (in Fig. 489 in größerem Maßstabe gezeichnet) ist die Welle des ersteren mit der Antriebswelle verbunden. Letztere führt sich anderseits in dem Lager eines vollkommen geschlossenen gußeisernen Gehäuses, welches gleichzeitig das erste Vorgelege — geschmiedetes Stahlritzel auf Gußeisenrad — aufnimmt.

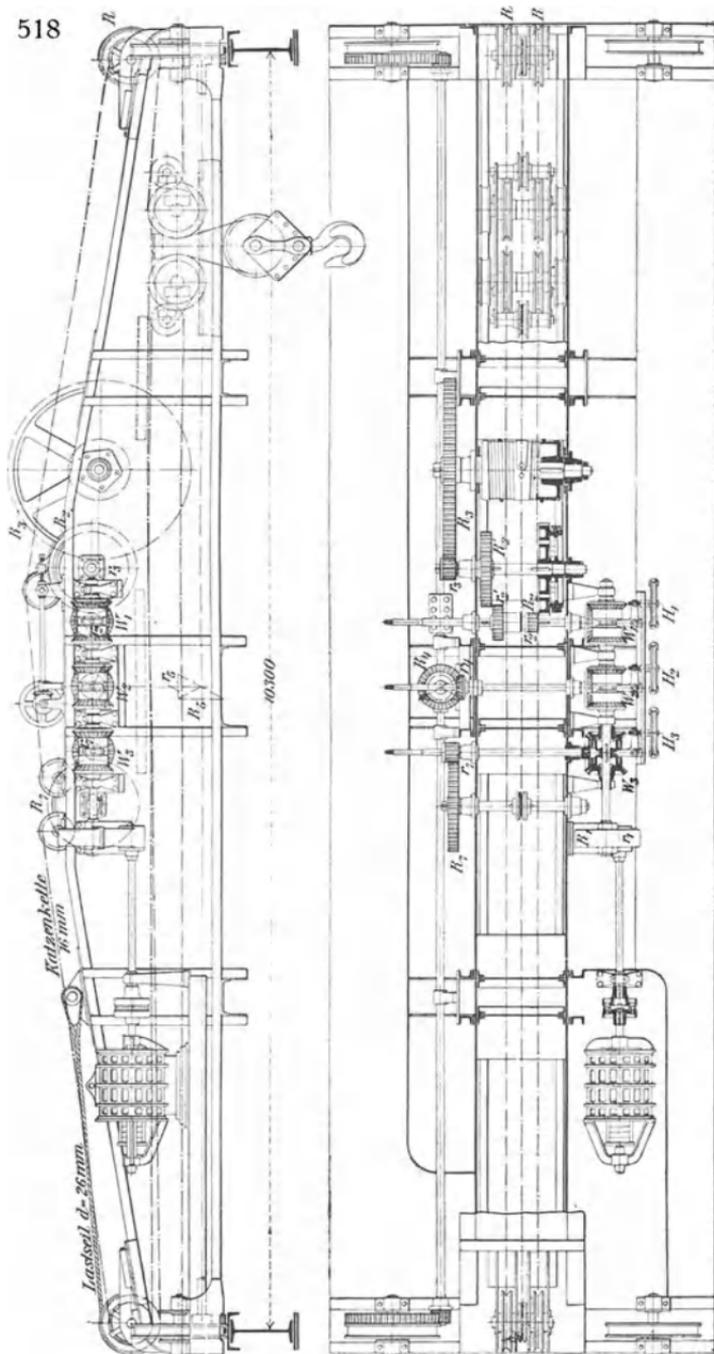


Fig. 488 a.

Durch die drei Wendegetriebe W_1 , W_2 , W_3 werden in gleicher Weise wie bei den vorherbesprochenen Kranen mit Seil- und Wellenantrieb die Hub-, Kran- und Laufkatzenbewegung eingeleitet. Das Wendegetriebe W_1 treibt die Lastwinde; durch das Wechselgetriebe $\frac{r_2}{R_2}$, $\frac{r'_2}{R'_2}$ kann die Lastgeschwindigkeit geändert werden. Das Stahlgußräderpaar $\frac{r_3}{R_3}$, welches die Lasttrommel antreibt, hat, wie die auf S. 520 befindliche Rädertabelle erkennen läßt, die Zähnezahlen 11 und 120, die Teilung $t = 12\pi$ und 144 bzw. 1440 mm Teilkreisdurchmesser. Es entspricht also der Teilkreisdurchmesser von r_3 der Zähnezahl 12, womit die Zähne des kleinen Rades am Fuße wesentlich stärker ausfallen als bei der gewöhnlichen Bauart. Zum Abstützen und Senken der Last ist die Winde mit der S. 436 beschriebenen geräuschlosen Sperradbremse ausgerüstet.

Der Lasthaken ist auf Kugeln gelagert; die beiden Lastseile laufen über je eine lose Rolle nach der Trommel, auf der Rechts- und Linksgewinde eingeschnitten ist.

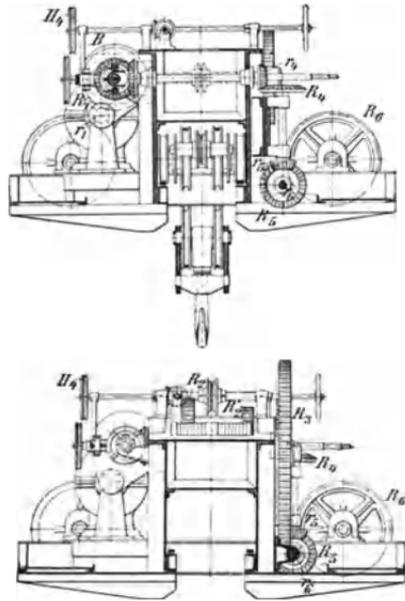


Fig. 488 b.

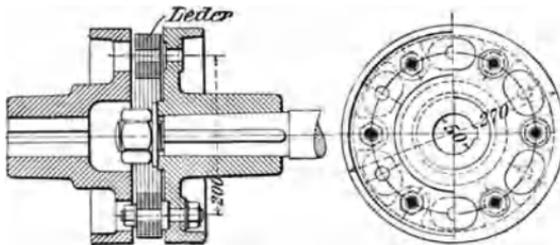


Fig. 489.

Der Antrieb für das Bühnen- und Laufkatzenfahrwerk erfolgt durch die Wendegetriebe W_2 und W_3 in der auf den Abbildungen ersichtlichen Weise. Es ist zu bemerken, daß die Laufkatzenzugkette nicht unmittelbar, sondern mittels loser Rollen an der Katze angreift.

Der Kran wird vom Werkstättenflur mittels vier nahe beieinander liegender Haspelketten bedient, die über die Kettenglieder H_1 bis H_4

Rädertabelle.

Bezeichnung	Durchmesser	Zähnezahl	Teilung	Breite
$r_1: R_1$	108 : 504	18 : 84	6 π	100
$r_2: R_2$	140 : 720	14 : 72	10 π	80
$r_2': R_2'$	280 : 580	28 : 58	10 π	80
$r_3: R_3$	144 : 1440	11 : 120	12 π	95
$r_4: R_4$	200 : 360	20 : 36	10 π	60
$r_5: R_5$	200 : 360	20 : 36	10 π	60
$r_6: R_6$	140 : 720	13 : 72	10 π	80
$r_7: R_7$	140 : 720	14 : 72	10 π	80

gelegt sind. Die Räder H_1 bis H_3 zum Einstellen der Wendegetriebe sind in einem kräftigen Flacheisen gelagert, das mit Hilfe der Winkel-eisenbügel B (Fig. 488 b) an dem Hauptträger befestigt ist. Das Rad H_4 dient zum Einstellen der Sperradbremse. Ist kein Strom vorhanden, so kann der Kran mittels Handkurbeln, welche auf die von den Wendegetrieben bewegten Wellen aufgesteckt werden, seinen Antrieb erhalten, bzw. wird die Sperradbremse durch ein Handrad bedient. Nach der Rädertabelle ergeben sich die Geschwindigkeiten für das Heben der Last:

$$v_1 = 955 \frac{18 \ 14 \ 11}{84 \ 72 \ 120} 0,5 \pi 0,490 = 2,81 \text{ m/min, bzw.}$$

$$v_2 = 955 \frac{18 \ 28 \ 11}{84 \ 58 \ 120} 0,5 \pi 0,490 = 6,97 \text{ m/min;}$$

für das Fahren des Kranes:

$$v = 955 \frac{18 \ 20 \ 20 \ 13}{84 \ 36 \ 36 \ 72} \pi 0,7 = 25 \text{ m/min;}$$

für das Fahren der Katze:

$$v' = 955 \frac{18 \ 14}{84 \ 74} 0,5 \pi 0,174 = 10,88 \text{ m/min.}$$

Übrigens läßt sich durch Vorschaltwiderstände die Umlaufzahl des Motors und damit diejenige für die einzelnen Kranbewegungen vermindern (vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1898, S. 821).

Beim Dreimotorenkran (Mehrmotorenkran) wird jede Bewegung des Kranes durch einen besonderen umsteuerbaren Elektromotor bewirkt, der bei Verwendung von Gleichstrom seine Umlaufzahl mit abnehmender Belastung selbsttätig erhöht. Motoren mit Drehstrombetrieb ändern dagegen ihre Umlaufzahl bei wechselnder Belastung nur wenig; sie kann durch stufenweises Vorschalten des Anlaßwiderstandes in den Ankerstromkreis vermindert werden. Jeder Motor treibt mittels Schnecken- oder Zahnradübersetzung das zugehörige Windwerk an. Die Steuerung ist elektrisch.

Fig. 490 zeigt die allgemeine Anordnung eines von der Benrather Maschinenfabrik A.-G. in Benrath zur Ausstellung nach Düsseldorf 1902 gebrachten Viermotoren-Laufkranes für 30 000 kg

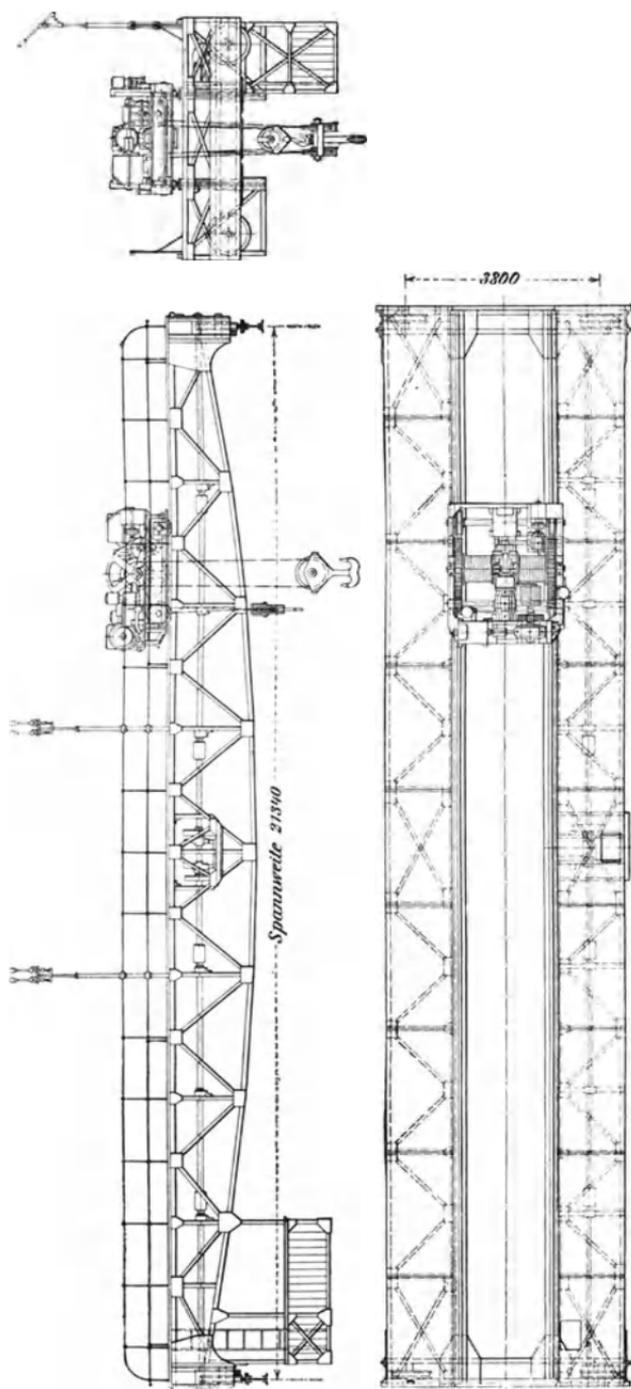


Fig. 490.

Tragkraft und 21,34 m Spannweite mit einer Hilfswinde für 5000 kg Tragkraft (vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902, S. 1099).

Die Kranbühne besteht aus genieteten Blechträgern und seitlichem Versteifungsfachwerk für die Laufstegkonstruktion, deren Belag, um möglichst wenig Oberlicht abzufangen, aus weitmaschig gelochten starken Blechtafeln besteht. Die Laufstege sind außen mit Geländern versehen und liegen etwas tiefer als die Katzenbahn, damit die höheren Hauptträger den Steg auch auf der Innenseite fest abgrenzen und einen gewissen Schutz gegen Abstürzen nach innen bieten. Der Führerkorb ist einseitig am Ende der Bühne angehängt. Unter dem vom Korb durch eine Leiter erreichbaren Laufsteg liegt die im Gitterwerk fortlaufend gelagerte kräftige Welle für das Fahrtriebwerk der Bühne.

Die Laufkatze ist in Fig. 491 a und 491 b nochmals in größerem Maßstabe abgebildet. Um die Benutzung des gewöhnlichen einseitigen Flaschenzuges mit großer Rollenzahl, der die Windentrommel beträchtlich verlängert und noch andere Übelstände im Gefolge hat, zu vermeiden, ist derselbe durch ein einziges Zwillingenrollenpaar loser Rollen ersetzt und das zweitrümmig verwendete Lastseil in der Katze einerseits über die Ausgleichtragrollen a , b gehängt, andererseits mit seinen Enden auf die beiden getrennt gelagerten, aber gleichachsigen und durch symmetrische Vorgelege angetriebenen Windentrommeln geführt, so daß sich nicht nur die Last, sondern auch die Zahndrücke vollkommen symmetrisch verteilen und die Last selbst mit unverrückbarer Resultantenwirkung genau senkrecht aufsteigt. Jede Trommel hat nur das Doppelte der Hubhöhe an Seillänge aufzunehmen; die Last wird aber freilich auch nur von vier Seilsträngen getragen.

Der Hubmotor ist auf dem Katzenwagen in der Längsmittelachse gelagert und arbeitet durch ein doppelgängiges Schneckengetriebe mit der Übersetzung 2:42 auf die genannten Stirnrädervorgelege mit den Zähnezahlen 13 und 104 und der Teilung $t = 12\pi$. Der Hauptstrommotor leistet bei 540 Uml/min 26 PS und liefert mit den Trommeln von 500 mm Durchmesser und den angegebenen Übersetzungen für die volle Last die Hubgeschwindigkeit

$$v = \frac{0,5 \pi 540}{2} \frac{2}{42} \frac{13}{104} \sim 2,5 \text{ m/min.}$$

Die Schnecke arbeitet mit einer im Kopfe e ihres Gehäuses unterbrachten Drucklagerbremse und trägt am freien Ende die Scheibe c für die elektromagnetische Lüftungsbremse, deren Belastungshebel nach dem Elektromagneten mit der Dämpferpumpe d hinüberreicht. Das seitliche Auseinanderrücken der Trommeln — um Platz für den Motor in der Mitte zu gewinnen — bedingt den aus Fig. 491 a ersichtlichen gespreizten Bau der losen Flasche mit weit auseinanderliegenden Rollen, in deren Achse der Haken mit seinem Kugellager eingehängt ist.

Der Hubmotor der Hilfswinde für 5000 kg Tragkraft arbeitet mit einem Schneckengetriebe (Übersetzung 1:8) und einem Stirnrädervorgelege mit den Zähnezahlen 17 und 51 bei $t = 10\pi$ auf die Hilfstrommel von 400 mm Durchmesser, welche die Last mit einer einfachen losen Rolle hebt. Auch hier ist wieder die gleiche Motorgröße von 26 PS bei 540 Uml/min gewählt, um eine Hubgeschwindigkeit

$$v' = \frac{0,4 \pi 540}{2} \frac{1}{8} \frac{17}{51} \sim 14 \text{ m/min}$$

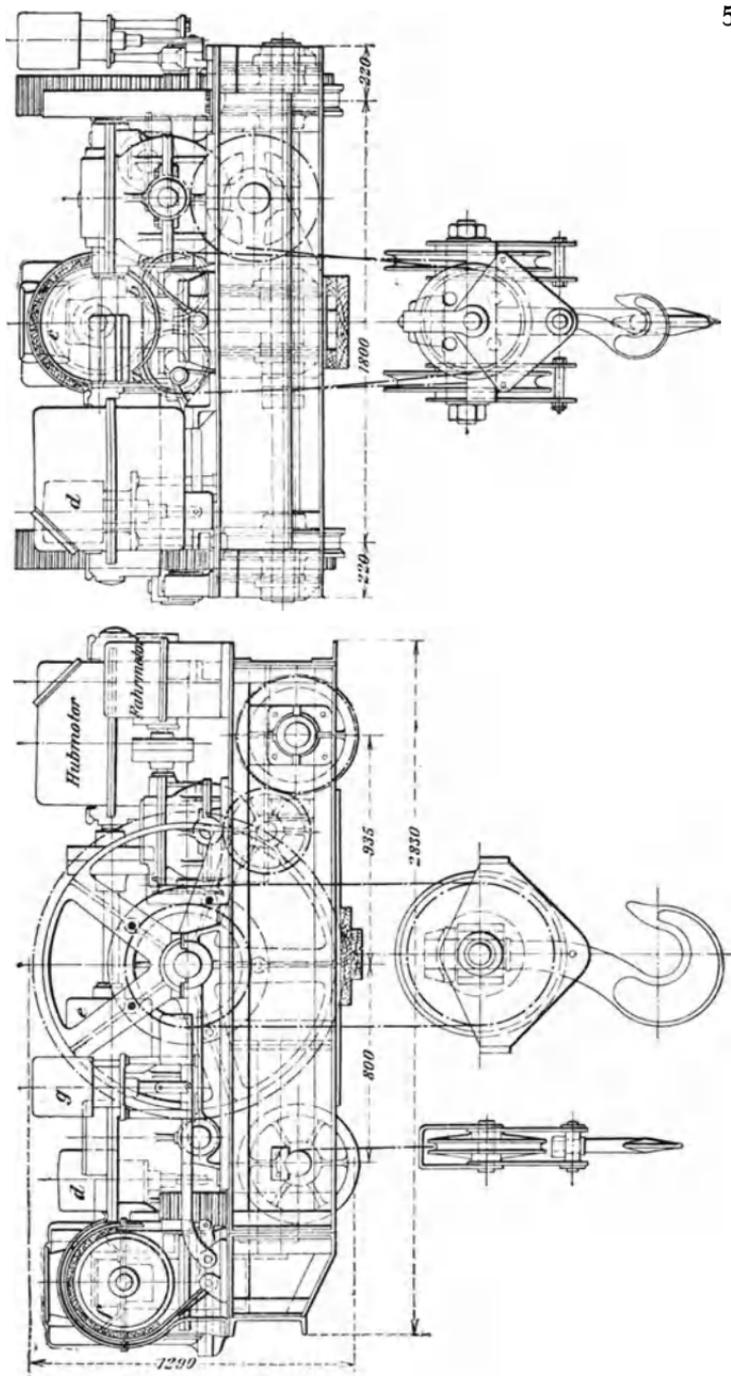


Fig. 491 a.

zu erzielen. Das Getriebe ist nur mit einer elektromagnetischen Lüftungsbremse ausgerüstet, deren fliegend auf der Schneckenwelle angeordnete Scheibe f von dem Elektromagneten g und seiner Dämpferpumpe betätigt wird.

Als Fahrmotor für die Katze ist ein 7 PS-Motor mit 775 Uml/min gewählt, der mit doppelgängigem Schneckengetriebe von der Übersetzung 1 : 15 und einer Stirnräderübersetzung mit den Zahnzahlen 15 und 60 bei $t = 8\pi$, unter Einschaltung eines 42 zähligen Zwischen-

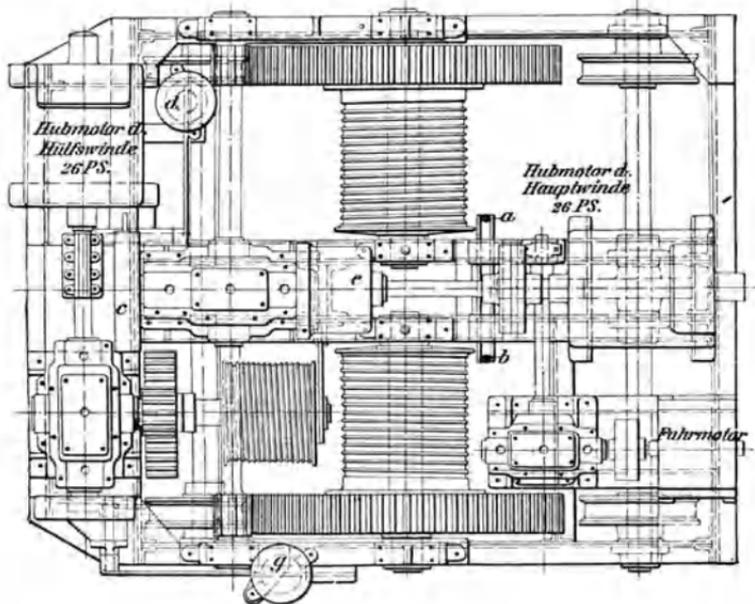


Fig. 491 b.

rades, den Antrieb auf die Mitte der einen Laufachse leitet und bei 450 mm Laufraddurchmesser eine Katzensgeschwindigkeit

$$v'' = \frac{0,45 \pi 775 15}{15 \cdot 60} \sim 18 \text{ m/min}$$

liefert.

Die Gesamtlast ist nahezu symmetrisch auf Vorder- und Hinterachse und auf die beiden Hauptträger verteilt, so daß der Raum bei bequemer Zugänglichkeit aller Teile und leichter Montierarbeit sehr günstig ausgenutzt ist.

Der in das Gitterwerk in der Kranmitte eingebaute Fahrmotor für die Bühne arbeitet auf die durchlaufende Vorgelegewelle der Radzahlkränze mittels eines Stirnrädervorgeleges, dessen Welle bei 540 Uml/min des Motors noch 113 Uml/min ausführt, und liefert bei dieser Umlaufzahl mit einer Leistung von 26 PS durch die weitere Übersetzung

20 : 61 des Stirnrädervorgeleges an den Laufrädern von 800 mm Durchmesser 60 m/min Fahrgeschwindigkeit. Eine Trittbremse ermöglicht dem Führer, die durchlaufende Welle des Bühnenfahrwerkes zum pünktlichen Anhalten festzustellen.

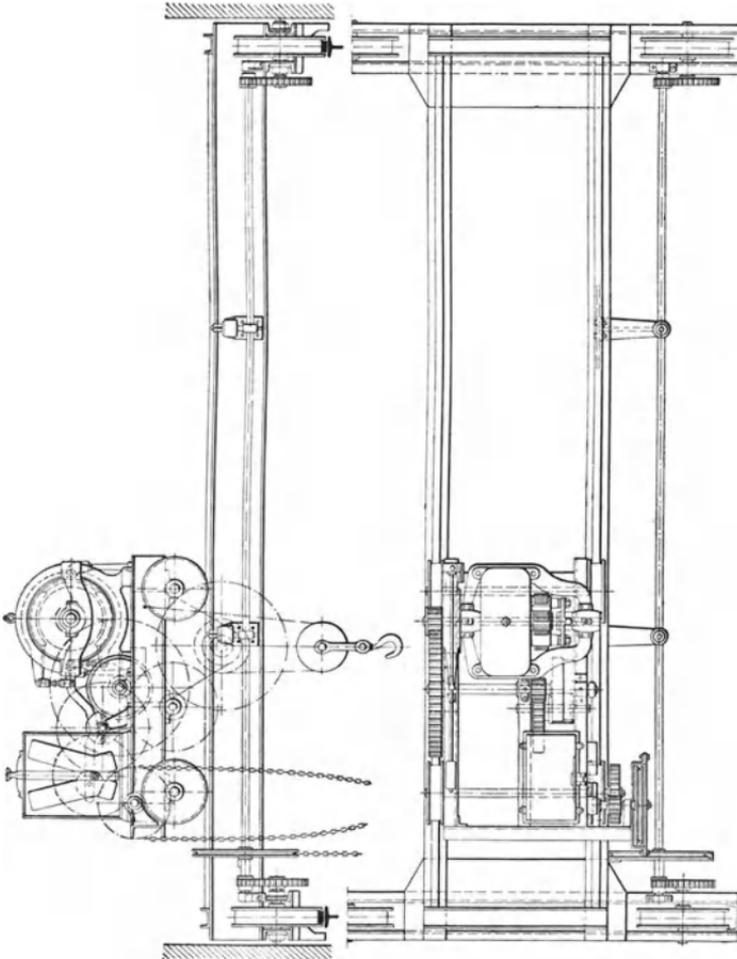


Fig. 492.

Vielfach kommen für kleinere Lasten oder für kurze Laufbahnen Krane in Anwendung, bei denen nur die Hubbewegung elektrisch erfolgt, wohingegen die Katze und Bühne von Hand verfahren werden.

Fig. 492 zeigt einen solchen Kran der Maschinenfabrik C. Herm. Findeisen in Chemnitz, bei dem der Antrieb für das Katzen- und

Laufkrane mit elektrischem Antrieb (Dreimotoren)

Tragkraft kg	Spannweite m	Maße der Durchgangsprofile (Fig. 493)						
		A	B	C	D	D ₁	E	F
3 000	8	1550	190	475	700	850	2000	400
	12	1550	190	475	700	850	2000	400
	16	1550	190	475	700	850	2000	400
	20	1550	190	475	700	850	2000	400
	25	1550	190	475	700	850	2000	400
5 000	8	1600	200	500	750	900	2000	400
	12	1600	200	500	750	900	2000	400
	16	1600	200	500	750	900	2000	400
	20	1600	200	500	750	900	2000	400
	25	1600	200	500	750	900	2000	400
7 500	8	1700	220	500	800	900	2000	400
	12	1700	220	500	800	900	2000	400
	16	1700	220	500	800	900	2000	400
	20	1700	220	500	800	900	2000	400
	25	1700	220	500	800	900	2000	400
10 000	8	1700	230	500	800	900	2000	400
	12	1700	230	500	800	900	2000	400
	16	1700	230	500	800	900	2000	400
	20	1700	230	500	800	900	2000	400
	25	1700	230	500	800	900	2000	400
15 000	8	2000	250	550	900	1000	2000	400
	12	2000	250	550	900	1000	2000	400
	16	2000	250	550	900	1000	2000	400
	20	2000	250	550	900	1000	2000	400
	25	2000	250	550	900	1000	2000	400
25 000	8	2200	275	650	1000	1000	2000	600
	12	2200	275	650	1000	1000	2000	600
	16	2200	275	650	1000	1000	2000	600
	20	2200	275	650	1000	1000	2000	600
	25	2200	275	650	1000	1000	2000	600
50 000	8	2800	350	900	1300	1300	2000	600
	12	2800	350	900	1300	1300	2000	600
	16	2800	350	900	1300	1300	2000	600
	20	2800	350	900	1300	1300	2000	600
	25	2800	350	900	1300	1300	2000	600
75 000	8	3500	400	1200	1800	1800	2000	700
	12	3500	400	1200	1800	1800	2000	700
	16	3500	400	1200	1800	1800	2000	700
	20	3500	400	1200	1800	1800	2000	700
	25	3500	400	1200	1800	1800	2000	700

system) der Benrather Maschinenfabrik A.-G. (Auszug.)

Geschwindigkeiten und Motorenstärken						Gewichte		Größter Raddruck und Radstand etwa		Tragkraft kg
Heben der Last		Fahren des Kranes		Fahren der Katze		der Katze	des ganzen Kranes	kg	mm	
m/min	PS	m/min	PS	m/min	PS	kg	kg	kg	kg	
6,0	7	120	7	30	1	2 600	8 000	3 300	2200	} 3 000
6,0	7	100	7	30	1	2 600	9 500	3 900	2400	
6,0	7	90	7	30	1	2 600	12 000	4 700	2600	
6,0	7	80	7	30	1	2 600	14 500	5 350	2900	
6,0	7	70	7	30	1	2 600	19 200	6 500	3200	
4,5	7	90	7	30	2	2 800	8 300	4 500	2200	} 5 000
4,5	7	85	7	30	2	2 800	9 900	5 300	2400	
4,5	7	80	7	30	2	2 800	12 600	6 000	2600	
4,5	7	75	7	30	2	2 800	15 500	6 800	2900	
4,5	7	70	12	30	2	2 800	20 600	8 000	3200	
4,5	12	85	7	30	2	3 600	9 800	6 300	2200	} 7 500
4,5	12	80	7	30	2	3 600	12 200	7 100	2400	
4,5	12	80	12	30	2	3 600	15 300	7 900	2600	
4,5	12	75	12	30	2	3 600	18 300	8 700	3000	
4,5	12	70	12	30	2	3 600	24 400	9 800	3200	
4,0	12	80	7	30	2,5	3 900	10 900	7 700	2200	} 10 000
4,0	12	75	12	30	2,5	3 900	13 400	8 600	2400	
4,0	12	75	12	30	2,5	3 900	17 200	9 400	2600	
4,0	12	70	12	30	2,5	3 900	20 200	10 500	3000	
4,0	12	65	12	30	2,5	3 900	26 100	11 800	3200	
3,25	16	70	12	25	3	5 100	13 100	10 900	2200	} 15 000
3,25	16	70	12	25	3	5 100	15 700	11 700	2400	
3,25	16	65	12	25	3	5 100	19 900	12 600	2600	
3,25	16	65	16	25	3	5 100	23 700	13 800	3000	
3,25	16	60	16	25	3	5 100	30 200	15 500	3400	
3,0	26	65	12	20	5	6 900	17 600	17 100	2200	} 25 000
3,0	26	65	12	20	5	6 900	20 600	18 000	2400	
3,0	26	60	16	20	5	6 900	25 300	19 500	2700	
3,0	26	55	16	20	5	6 900	30 100	20 800	3000	
3,0	26	45	16	20	5	6 900	36 100	22 500	3400	
1,75	35	60	26	15	12	10 200	29 900	32 400	2400	} 50 000
1,75	35	55	26	15	12	10 200	32 500	34 000	2600	
1,75	35	50	26	15	12	10 200	37 800	35 900	3000	
1,75	35	50	30	15	12	10 200	43 500	38 000	3400	
1,75	35	45	30	15	12	10 200	52 800	40 500	3800	
1,6	52	50	35	12	16	20 500	48 000	47 000	2600	} 75 000
1,6	52	45	35	12	16	20 500	51 500	52 000	2800	
1,6	52	45	35	12	16	20 500	59 000	54 800	3500	
1,6	52	45	35	12	16	20 500	66 800	56 700	3900	
1,6	52	35	35	12	16	20 500	86 300	61 500	4000	

Bühnenfahrwerk durch Haspelketten von unten bewirkt wird. Der Motor, durch einen Umkehranlaßwiderstand vor- und rückwärts steuerbar, arbeitet mittels Rohhauttrieb auf eine Stirnräderwinde mit dreifachem Vorgelege, die mit einer Backenbremse, außerdem — zur Erhöhung der Sicherheit gegen das Abstürzen der Last — mit einer Schleuderbremse ausgerüstet ist.

Zur Führung der durchlaufenden Vorgelegewelle für das Bühnenfahrwerk sind nachstellbare Kugellager angeordnet, die, beliebig auf- und abwärts beweglich, der Welle selbst bei etwaiger Durchbiegung der Kranträger vollständig freie Drehung gestatten.

Aus der auf S. 526 und 527 befindlichen Tabelle sind die Maße der Durchgangsprofile für die von der Benrather Maschinenfabrik A.-G. in Benrath gebauten elektrischen Dreimotoren-Laufkrane (Fig. 493) sowie deren vorteilhafteste Arbeitsgeschwindigkeiten, Motorenstärken, Eigengewichte, Raddrücke und Radstände zu entnehmen.

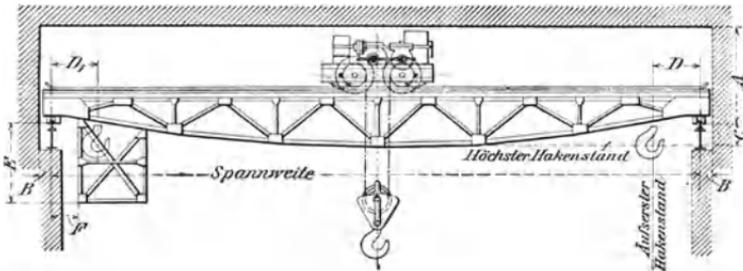


Fig. 493.

Die Laufkatzen der Krane für 25 000, 50 000 und 75 000 kg Tragkraft werden zuweilen noch mit Hilfshebevorrichtungen für bzw. 5 000, 7 500 und 10 000 kg Tragkraft ausgerüstet; die Hubgeschwindigkeiten und Motorenstärken der letzteren sind aus folgender Tabelle zu entnehmen.

Tragkraft der Hilfshebevorrichtung kg	Hub- geschwindigkeit m/min	Motorstärke PS
5 000	14	26
7 500	12	35
10 000	10	35

Die vorteilhaftesten Arbeitsgeschwindigkeiten, Motorenstärken und Eigengewichte der von der Duisburger Maschinenbau-A.-G., vormals Bechem & Keetmann in Duisburg a. Rh. gebauten elektrischen Dreimotoren-Laufkrane sind in der nachstehenden Tabelle enthalten.

Laufkrane mit elektrischem Antrieb (Dreimotorensystem)
der Duisburger Maschinenbau-A.-G.,
vormals Bechem & Keetmann in Duisburg a. Rh. (Auszug).

Tragkraft kg	Spannweite m	Geschwindigkeiten und Motorenstärken						Gewichte		Hilfshebevorrichtung		
		Heben der Last		Fahren der Katze		Fahren des Kranes		der Katze	des ganzen Kranes	Tragkraft	Hubgeschwindigkeit	Motorstärke
		m/min	PS	m/min	PS	m/min	PS	kg	kg	kg	m/min	PS
5 000	10	8,4	14	25	1,5	70	9	2 600	9 500	.	.	.
	14	8,4	14	25	1,5	65	9	2 600	11 400	.	.	.
	18	8,4	14	35	2	60	9	2 600	13 400	.	.	.
	22	8,4	14	35	2	55	9	2 600	15 600	.	.	.
	24	8,4	14	35	2	55	9	2 600	17 200	.	.	.
10 000	10	5,4	18	20	2	70	13	3 600	8 400	.	.	.
	14	5,4	18	20	2	65	13	3 600	10 500	.	.	.
	18	5,4	18	20	2,5	60	13	3 600	13 200	.	.	.
	22	5,4	18	20	2,5	55	13	3 600	16 500	.	.	.
	24	5,4	18	20	2,5	55	13	3 600	18 600	.	.	.
15 000	10	4,4	22	20	3	65	15	4 700	9 500	.	.	.
	14	4,4	22	20	3	60	15	4 700	11 700	.	.	.
	18	4,4	22	30	4,5	55	15	4 700	15 100	.	.	.
	22	4,4	22	30	4,5	50	15	4 700	18 900	.	.	.
	24	4,4	22	30	4,5	50	15	4 700	21 000	.	.	.
20 000	10	3,9	26	16	3	65	18	5 700	11 000	5 000	10,8	18
	14	3,9	26	16	3	60	18	5 700	13 200			
	18	3,9	26	25	4,5	55	18	5 700	17 000			
	22	3,9	26	25	4,5	50	18	5 700	21 400			
	24	3,9	26	25	4,5	50	18	5 700	24 000			
30 000	10	3,5	35	14	4,5	60	22	7 900	13 600	7 500	10,5	26
	14	3,5	35	14	4,5	55	22	7 900	16 800			
	18	3,5	35	22	6,5	50	22	7 900	21 700			
	22	3,5	35	22	6,5	45	22	7 900	27 700			
	24	3,5	35	22	6,5	45	22	7 900	31 800			
40 000	10	2,6	35	12	5	55	26	10 200	15 500	7 500	10,5	26
	14	2,6	35	12	5	50	26	10 200	19 300			
	18	2,6	35	18	7	45	26	10 200	24 700			
	22	2,6	35	18	7	40	26	10 200	32 400			
	24	2,6	35	18	7	40	26	10 200	36 600			
50 000	10	2,1	35	12	6	55	32	12 900	17 600	10 000	7,8	26
	14	2,1	35	12	6	50	32	12 900	22 100			
	18	2,1	35	18	9	45	32	12 900	28 800			
	22	2,1	35	18	9	40	32	12 900	37 300			
	24	2,1	35	18	9	40	32	12 900	42 400			
60 000	10	1,7	35	10	6	50	36	15 900	20 400	10 000	7,8	26
	14	1,7	35	10	6	45	36	15 900	25 200			
	18	1,7	35	15	9	45	36	15 900	33 400			
	22	1,7	35	15	9	40	36	15 900	42 800			
	24	1,7	35	15	9	40	36	15 900	49 200			

II. Hebewerke für flüssige Körper¹⁾.

A. Kolbenpumpen.

Über hierher gehörige Kolben s. S. 249; über Pumpencylinder S. 343; über Pumpenventile (Hub- und Klappenventile) S. 382.

Über Luftpumpen s. unter „Kondensation“.

Bezeichnet

Q die zu hebende Flüssigkeitsmenge in cbm/sek,

F den wirksamen Kolbenquerschnitt in qm,

c_m die mittlere Kolbengeschwindigkeit im m/sek,

s den Kolbenhub in m,

λ den Lieferungsgrad,

n die Umdrehungszahl in der Minute,

dann ist

$$Q = \lambda F i \frac{s n}{60} = \lambda F i \frac{c_m}{2};$$

worin $i=1$ für einfachwirkende, $i=2$ für doppeltwirkende Pumpen zu setzen ist.

Der Lieferungsgrad beträgt

$\lambda = 0,95$ bis $0,97$ bei guten Ausführungen,

$\lambda \sim 0,90$ bei weniger „ „ „

Die Umdrehungszahl n ist nach Maßgabe der Flüssigkeitsbewegung und der Ventilkonstruktion mit Rücksicht auf rechtzeitigen Ventilschluß festzustellen, die Hublänge s dagegen nach der Kolbengeschwindigkeit, dem Kolbendrucke und den Anlagekosten zu beurteilen.

Bezeichnet ferner

H_s und H_d die Saug- und Druckhöhe in m,

$H = H_s + H_d$ die gesamte hydrostatische Förderhöhe in m,

h_s und h_d die den Bewegungswiderständen bei der Saug- und

Druckwirkung entsprechende Flüssigkeitshöhe in m,

γ das Gewicht der Flüssigkeit in kg/cbm,

τ_i den Wirkungsgrad,

so ergibt sich der Arbeitsbedarf der Pumpe (in PS)

$$N = \frac{\gamma Q (H + h_s + h_d)}{75} = \frac{\gamma Q H}{75 \tau_i}.$$

Abgesehen von dem besonders zu berücksichtigenden Widerstande sehr langer Leitungen ist der Wirkungsgrad gut ausgeführter Kolbenpumpen $\tau_i = 0,90$ bis $0,93$, sonst ist $\tau_i = 0,80$ bis $0,85$.

a) Saugwirkung der Kolbenpumpen.

Die auf eine angesaugte Flüssigkeitssäule wirkende Kraft ist durch den Druck der Außenluft gegeben, dem bei dem normalen Barometerstand von 76 cm Quecksilbersäule eine Wassersäule von der Höhe

¹⁾ Vergl. Konrad Hartmann und J. O. Knoke, „Die Pumpen“, 2. Aufl., Berlin 1897, Julius Springer.

$A = 10,33$ m entspricht. Da diese imstande sein muß, nicht nur die Saughöhe H_s (gemessen vom tiefsten Wasserspiegel bis zum höchsten Kolbenstande), sondern auch die Widerstandshöhe h_s zu überwinden, so verbleibt für die überschüssige Wassersäule, die größer als Null sein muß

$$A - H_s - h_s.$$

Für heißes Wasser ist der seiner Temperatur entsprechende Dampfdruck von der theoretischen Flüssigkeitshöhe $A = 10,33$ m in Abzug zu bringen. Es wird dann die Saughöhe entsprechend kleiner, ja sogar Null oder negativ, so daß ein Saugen überhaupt nicht möglich ist.

Die nachstehende Tabelle gibt den Dampfdruck für verschiedene Wassertemperaturen in m Wassersäule an.

Wassertemperatur	10°	20°	30°	50°	80°	100°
Dampfdruck in m Wassersäule	0,125	0,236	0,429	1,25	4,824	10,33

Bei anderen Flüssigkeiten als Wasser ist die Saughöhe mit dem spezifischen Gewicht der betreffenden Flüssigkeit zu multiplizieren, um H_s in m Wassersäule zu erhalten, eventuell ist noch Rücksicht auf die Temperatur der Flüssigkeit zu nehmen.

Die Bewegungswiderstände h_s , welche bei der Saugwirkung hauptsächlich auftreten, setzen sich wie folgt zusammen:

1. Druckhöhenverlust zur Erzeugung der Wassergeschwindigkeit v_s im Saugrohr.
2. Reibungswiderstand der Saugleitung.
3. Widerstände bei Richtungs- und Geschwindigkeitsänderungen, insbesondere beim Eintritt der Flüssigkeit in das Saugrohr (Saugkorb u. s. w.), beim Durchfluß des Fußventils oder etwaiger Absperrschieber.
4. Ventilwiderstand des Saugventils.
5. Beschleunigungswiderstand der Saugwassermenge, die bei jedem Pumpenhube zur Ruhe kommt.

Diese Widerstände sind nicht konstant, sondern ändern sich mit dem Quadrate der Geschwindigkeit der Flüssigkeit. Bei Anwendung eines genügend großen Windkessels, der den Zweck hat, einen gleichmäßigen Flüssigkeitszufluß herbeizuführen, erleiden die unter 1 bis 3 genannten Widerstände keine wesentliche Veränderung. Da auch der Widerstand unter 4 annähernd unveränderlich ist, kann die den genannten Widerständen entsprechende Flüssigkeitshöhe (in m Wassersäule) gleich $\zeta \frac{v_s^2}{2g}$ gesetzt werden, worin ζ eine durch Versuche festgestellte Widerstandsvorzahl bedeutet. Bezeichnet man die den einzelnen Widerständen entsprechenden Vorzahlen mit $\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3, \zeta_4$, dann ist (da $\zeta_1 = 1$)

$$\zeta \frac{v_s^2}{2g} = (1 + \zeta_2 + \zeta_3 + \zeta_4) \frac{v_s^2}{2g}.$$

Die Werte für ζ_2, ζ_3 und ζ_4 sind auf S. 536 u. ff. zu entnehmen.

Für die Wassergeschwindigkeit im Saugrohr kann genommen werden

$v_s \sim 1$ m/sek für kurze Leitungen und

$v_s < 0,75$ m/sek bei Leitungslängen von etwa 50 m an.

Dann ist der Druckhöhenverlust (Widerstand unter 1)

$$h_1 = \frac{v_s^2}{2g} = 0,051 v_s^2$$

und z. B. für

$v_s = 0,4 \quad 0,5 \quad 0,6 \quad 0,7 \quad 0,8 \quad 0,9 \quad 1,0 \quad 1,25 \quad 1,5 \quad 1,75 \quad 2 \text{ m/sek}$
 $h_1 = 0,008 \quad 0,013 \quad 0,018 \quad 0,025 \quad 0,033 \quad 0,041 \quad 0,051 \quad 0,080 \quad 0,115 \quad 0,156 \quad 0,20 \text{ m.}$

Der Widerstand unter 5 ist beim Hubbeginn am größten, in der Hubmitte gleich null.

Die Beschleunigung der Saugwassersäule ist gleich derjenigen des Pumpenkolbens, multipliziert mit dem Verhältnis des Kolbenquerschnittes F zum Saugrohrquerschnitt F_s . Bei Kurbelantrieb mit unveränderlicher Winkelgeschwindigkeit ist die größte Kolbenbeschleunigung $p = \frac{v^2}{r}$ (vergl. S. 268), worin v die Kurbelzapfengeschwindigkeit (in m/sek), r den Kurbelhalbmesser (in m) bedeutet. Daher ist der Anteil von h_s zur Beschleunigung der Saugwassermasse beim Hubbeginn

$$\frac{v^2}{r} \frac{F}{F_s} \frac{l_s}{9,81} \dots \dots \dots \mathbf{79}$$

wenn l_s die Länge der bei jedem Pumpenhub zu Ruhe kommenden Wassersäule (in m) bezeichnet. Bei genauerer Berechnung der Beschleunigungsverhältnisse ist die jedesmal mit zu beschleunigende Ventilmasse zu berücksichtigen.

Rechnungsvorgang. Nach Ermittlung der Summe aller Bewegungswiderstände h_s (in m Wassersäule) — für eine nach den örtlichen Verhältnissen festgestellte Saughöhe H_s und unter Annahme bestimmter Saugrohrabmessungen — ist zu prüfen, ob die Bedingung

$$A - H_s - h_s > 0$$

mit genügender Sicherheit erfüllt ist.

Zur sicheren Erzielung der Saugwirkung wird in den meisten Fällen ein Saugwindkessel angebracht. Seine Wirkung beruht darauf, daß nur derjenige Teil der angesaugten Flüssigkeit, der sich zwischen dem Windkessel und dem Kolben befindet, bei jedem Pumpenhub zu Ruhe kommt, sonach nur dieser Teil zu beschleunigen ist, dagegen im Saugrohr die Wassergeschwindigkeit nahezu gleich bleibt. Damit nur eine geringe Wassermenge zu beschleunigen ist, soll der Saugwindkessel so nahe wie möglich an die Pumpe herangelegt werden; um eine annähernd gleichbleibende Wasserbewegung zu erzielen, muß derselbe eine ausreichende Größe haben.

Man nimmt den Inhalt des Saugwindkessels, je nach der Größe der Saughöhe, gleich dem 5- bis 16fachen Hubraume der Pumpe. Bei sehr langen und stark gekrümmten Saugleitungen wählt man den Inhalt noch größer.

Sehr häufig wird außer acht gelassen, daß unter sonst gleichen Verhältnissen die Saughöhe mit wachsender Umlaufzahl der Pumpe abnimmt. Diese Abnahme wird dadurch bedingt, daß die bei jedem Hube zu beschleunigende Wassersäule zwischen Saugwindkessel und Kolben bei doppelter Umlaufzahl auch den doppelten Beschleunigungsdruck verlangt.

Der Zusammenhang zwischen Saughöhe und Umlaufzahl, als Folge der Wasserbeschleunigung, läßt sich in eine sehr einfache Beziehung

bringen. Bei einem Stangenverhältnis des Kurbelmechanismus von 1 : 5 ist die Beschleunigungskraft am Hubende

$$P = 1,2 m \frac{v^2}{r},$$

wenn m die zu beschleunigende Masse bedeutet, oder es ist nach Gl. 79 der Anteil von h_s zur Beschleunigung der Wassermenge zwischen Saugwindkessel und Kolben

$$h = \frac{1,2}{9,81} \frac{v^2}{r} l_s \frac{F}{F_s}$$

Führt man die sekundliche theoretische Fördermenge z. B. einer Doppelpumpe mit

$$Q = \frac{4 F r n}{60} \text{ cbm}$$

ein, so ergibt sich

$$h \sim 0,02 Q n \frac{l_s}{F_s}$$

Diese Gleichung gibt, wenn die verschiedenen Durchgangsquerschnitte der zu beschleunigenden Wassersäule richtig bemessen und der Ventilwiderstand in eine gleichwertige Wassersäule umgewandelt wird, die Druckwassersäule an, die nötig ist, damit die Saugwassersäule nicht abreißt. Die Höhe dieser zur Beschleunigung nötigen Wassersäule wächst im Verhältnis zur Umlaufzahl n und zur Länge der zu beschleunigenden Wassersäule l_s , steht aber im umgekehrten Verhältnis zum Durchgangsquerschnitt F_s . Bei gleicher Wasserlieferung, gleicher Länge der zu beschleunigenden Wassersäule und gleichem Durchgangsquerschnitt wird die doppelte Umlaufzahl die doppelte Beschleunigungshöhe verlangen.

Soll bei gleicher Förderung und bei gleicher Länge l_s für die doppelte Umlaufzahl die gleiche Beschleunigungshöhe bleiben, so muß der Durchgangsquerschnitt, also auch der des Saugventiles, doppelt so groß genommen werden. Durch eine Verdopplung der Umlaufzahl werden sonach nicht, wie häufig angenommen wird, die Abmessungen der Pumpen kleiner als zuvor.

Behält man den Kolbendurchmesser bei, so bekommt man für die doppelte Umlaufzahl allerdings nur den halben Hub, also ein kürzeres Kurbelgetriebe. Wollte man aber gegenüber der einfachen Umlaufzahl an Saughöhe nichts einbüßen, so müßten alle Durchgänge zwischen Saugwindkessel und Kolben, also auch die Durchgänge des Saugventils, auf die doppelte Größe gebracht und Ventile und Ventilkasten entsprechend vergrößert werden. Diese Vergrößerung hat nun ihre praktischen Grenzen schon deshalb, weil bei gleichbleibendem Ventilhub der doppelte Durchgangsquerschnitt auch den doppelten Ventilumfang und somit die doppelten Verluste durch Undichtheit ergeben würde. Man hat also im allgemeinen die Wahl zwischen raschem Pumpengang mit verminderter Saughöhe oder voller Saughöhe mit geringer Umlaufzahl (vergl. nachstehend über Pumpen mit Gruppenventilen und über Riedler-Expreßpumpen).

Genau dieselben Beziehungen wie für die Beschleunigung der Wassersäule zwischen Saugwindkessel und Kolben gelten auch für die Wassersäule zwischen Kolben und Druckwindkessel.

b) Druckwirkung der Kolbenpumpen.

Die Bewegungswiderstände h_d , welche bei der Druckwirkung hauptsächlich auftreten, setzen sich wie folgt zusammen:

1. Druckhöhenverlust zur Erzeugung der Wassergeschwindigkeit v_d im Druckrohr.
2. Reibungswiderstand der Druckleitung.
3. Widerstände bei Richtungs- und Geschwindigkeitsänderungen in Pumpe und Druckrohr.
4. Ventilwiderstand des Druckventils.
5. Beschleunigungswiderstand der zeitweilig ruhenden Druckwassermasse (und des Druckventils).

Die unter 1 bis 3 genannten Widerstände sind, wie bei der Saugleitung, beim Hubbeginne gleich Null und in der Mitte am größten. Wenn aber ein genügend großer Windkessel vorhanden ist, werden dieselben auch hier nahezu konstant. Der Druckventilwiderstand ist annähernd unveränderlich.

Es kann die den Widerständen unter 1 bis 4 entsprechende Flüssigkeitssäule (in m Wassersäule) gleich $\zeta \frac{v_d^2}{2g}$ gesetzt werden, wenn ζ eine durch Versuche festgestellte Widerstandsvorzahl bedeutet. Bezeichnet man die den einzelnen Widerständen entsprechenden Vorzahlen mit $\zeta_6, \zeta_7, \zeta_8, \zeta_9$, dann ist (da $\zeta_6 = 1$)

$$\zeta \frac{v_d^2}{2g} = (1 + \zeta_7 + \zeta_8 + \zeta_9) \frac{v_d^2}{2g}.$$

Die Werte für ζ_7, ζ_8 und ζ_9 sind auf S. 536 u. ff. zu entnehmen.

Die Wassergeschwindigkeit im Druckrohr wird genommen

$$v_d = 1,5 \text{ bis } 2 \text{ m/sek für kleine Pumpen und kurze Leitungen,} \\ v_d \sim 1 \text{ m/sek für große Pumpen und lange Leitungen.}$$

Rechnungsvorgang. Die Druckwassermasse wird durch den Kolben beschleunigt, durch Luftdruck, Druckhöhe und Widerstände verzögert. Es ist daher unter Zugrundelegung bestimmter Abmessungen für die Druckleitung nachzurechnen, ob beim Hubende die genannten verzögernden Kräfte groß genug sind, um mit Sicherheit die dann auftretende, der Kurbelbewegung entsprechende größte Verzögerung hervorzurufen, die (bei einem Druckrohrquerschnitte F_d) gleich $\frac{v_2 F}{r F_d}$ wird. Bedingung ist also

$$A + H_d + h_d > \frac{v^2 F}{r F_d} \frac{l_d}{9,81},$$

worin l_d die Länge der jedesmal zur Ruhe kommenden Druckwassersäule in m bedeutet. Die Widerstandshöhe h_d setzt sich hierbei aus den oben unter 1 bis 4 genannten Widerständen zusammen.

Bei Pumpen ohne Druckwindkessel ist $h_d = 0$ zu setzen, weil die Wassergeschwindigkeit beim Hubende null wird. Durch Einschaltung eines Druckwindkessels wird eine nahezu gleichbleibende Bewegung der Druckwassersäule bewirkt. Da dann nur die Wassersäule zwischen

Kolben und Druckwindkessel zu verzögern ist, wird die Gefahr des Abreißens der Druckwassersäule (besonders an Rohrknien etc.) und des Auftretens von Stößen bei der Wiedervereinigung erheblich vermindert. Der Druckwindkessel ist möglichst unmittelbar über den Druckventilen anzuordnen. Bei langer Druckleitung und großer Druckhöhe empfiehlt sich die Einschaltung mehrerer Druckwindkessel.

Der Inhalt J_{dw} des Druckwindkessels richtet sich nach der Länge der Druckleitung l_d , der Druckhöhe H_d und den mehr oder weniger starken Krümmungen der Leitung.

Es kann bei wenig gekrümmten Leitungen etwa genommen werden für

$H_d + l_d =$	20	50	100	500	1000	2000 m
$J_{dw} =$ dem	4	5	6	9	12	16 fachen Hubraum der Pumpe.

Die Saug- und Druckwindkessel werden durch geeignete Ausbildung der Pumpenräume gebildet oder als selbständige cylindrische, kegel- oder kugelförmige Hohlkörper aus Gußeisen, Schmiedeisen, Stahl, Kupfer u. s. w. hergestellt. Die Endflächen der cylindrischen Windkessel werden am besten halbkugelförmig geformt. Kegelförmige Windkessel werden an der größeren Endfläche nach einer Halbkugel gebildet, an der kleineren erhalten sie Flanschen zur Verbindung mit dem betreffenden Rohr oder Ventilkasten.

Für die Einführung und Ableitung der Flüssigkeit ist es notwendig, die betreffenden Flüssigkeitsströme voneinander zu trennen, damit etwa auftretende Stöße sich nicht durch die Flüssigkeit fortpflanzen, sondern von ihr an die elastische Luft des Windkessels abgegeben werden. Insbesondere beim Druckwindkessel ist darauf zu achten, daß das Rohr für die eintretende Flüssigkeit über dem Flüssigkeitsspiegel ausmündet.

Die Berechnung der Wanddicke der Windkessel kann nach Gl. 50 und 51 (S. 343) für die Beanspruchung durch den größtmöglichen Druck erfolgen, wobei gesetzt werden kann

für Gußeisen	$k_z = 100 \text{ kg/qcm,}$
„ Schmiedeisen	$k_z = 500 \text{ „}$
„ Stahl und Kupfer	$k_z = 800 \text{ „}$

Halbkugelförmige Böden erhalten die gleiche Wanddicke wie die Cylinder, bei gegossenen Kesseln eine etwas größere.

Zur Ausrüstung eines Saugwindkessels gehören: Vakuummeter, Wasserstandsglas, Luftzulaßventil, Einrichtung zum Absaugen überflüssiger Luft durch eine eigene Pumpe oder durch den Kondensator der Dampfmaschine, Vorrichtung zum Füllen des Saugrohres mit Druckwasser bei großen Saughöhen (dann Fußventil und Sicherheitsventil im Saugrohre erforderlich). Zweckmäßiger ist, für Entlüftung und Inbetriebsetzung langer Saugleitungen ein Dampfstrahlgebläse anzuordnen.

Zur Ausrüstung eines Druckwindkessels gehören: Manometer, Sicherheitsventil, Wasserstandsglas oder Probierventile und Windfüllpumpe oder Ventil am Pumpenkörper zum Ansaugen von Luft. Zwischen dem Druckwindkessel und der Pumpe ist ein Absperrventil anzubringen, um die Pumpe öffnen zu können, ohne daß der Druck im Windkessel verloren geht.

Sind mehrere Pumpen mit einem gemeinschaftlichen Saugwindkessel versehen, so ist es zweckmäßig, zwischen diesem und

dem Saugventil jeder Pumpe je einen Absperrschieber oder dergl. einzuschalten, um jede Pumpe unabhängig von der anderen treiben zu können.

c) Die hydraulischen Bewegungswiderstände.

Es bedeutet in Nachstehendem allgemein ζ die dem betreffenden Widerstände entsprechende Vorzahl, h die zugehörige Widerstandshöhe in m Wassersäule.

a) Reibungswiderstand der Saug- bzw. Druckleitung.

Für den Widerstand gerader cylindrischer Rohre ist die Widerstandshöhe nach Weißbach

$$h = 4 \zeta \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g},$$

worin

$$4 \zeta = \lambda = 0,0144 + \frac{0,00947}{\sqrt{v}},$$

ferner l die Leitungslänge der Rohre vom Durchmesser d (in m) und v die mittlere Durchflußgeschwindigkeit im Rohrstrange (in m/sek) bedeutet. Diese Formel liefert (nach „Hütte“ 18. Aufl. 1902) brauchbare Übereinstimmung mit angestellten Versuchen, wenn $d > 0,1$ m und $v > 2$ m/sek ist.

Nachstehende Tabelle enthält Werte von λ für verschiedene v .

$v =$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0	.	0,0443	0,0356	0,0317	0,0294	0,0278	0,0266	0,0257	0,0250	0,0244
1	0,0239	0,0234	0,0230	0,0227	0,0224	0,0221	0,0219	0,0217	0,0215	0,0213
2	0,0211	0,0209	0,0208	0,0206	0,0205	0,0204	0,0203	0,0202	0,0201	0,0200
3	0,0199	0,0198	0,0197	0,0196	0,0195	0,0195	0,0194	0,0193	0,0193	0,0192
4	0,0191	0,0191	0,0190	0,0190	0,0189	0,0189	0,0188	0,0188	0,0187	0,0187

Nach H. Lang kann für alle bei Pumpen in Betracht kommende Geschwindigkeiten v der Flüssigkeit im Saug- bzw. Druckrohre

$$4 \zeta = \lambda = a + \frac{b}{\sqrt{v d}}$$

genommen werden.

Bei Rohren mit nur geringen Unebenheiten an der Innenseite ist

$$a = 0,020, \quad b = 0,0018$$

in die vorstehende Gleichung einzusetzen.

Für $v = 1$ m/sek, $l = 40$ m und $d = 0,2$ m ist hiernach die Widerstandshöhe

$$h = 0,020 + \frac{0,0018 \cdot 40}{\sqrt{0,2 \cdot 0,2}} \cdot 0,051 \sim 0,245 \text{ m.}$$

Bei Rohren mit wesentlich rauher oder im Wasser aufquellender Oberfläche, sowie bei solchen mit mineralischen, pflanzlichen oder tierischen Ablagerungen ist angenähert

$$\lambda = \left(\frac{d}{d'}\right)^5 \left(0,02 + \frac{0,0018}{\sqrt{v d}}\right),$$

wenn d' den mittleren Durchmesser des nach stattgefundenener Ablagerung für den Durchfluß freigeblienen Querschnittes bezeichnet.

β) Widerstände bei Richtungs- und Geschwindigkeitsänderungen.

Der Widerstand von Knieröhren (Fig. 494) ergibt nach Weißbach die Vorzahl

$$\zeta = \sin^2 \frac{\delta}{2} + 2 \sin^4 \frac{\delta}{2},$$

oder für

$\delta =$	20°	40°	60°	80°	90°	100°	120°	140°	160°	180°
$\zeta =$	0,03	0,14	0,37	0,75	1,00	1,27	1,87	2,43	2,85	3,00

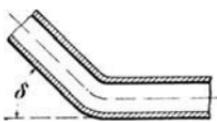


Fig. 494.

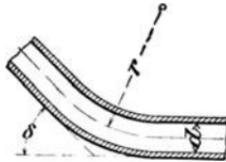


Fig. 495.

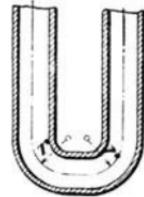


Fig. 496.

Für Bogenstücke (Fig. 495) von kreisförmigem Querschnitt ist

$$\zeta = \frac{\delta}{90^\circ} \left\{ 0,13 + 0,16 \left(\frac{d}{r}\right)^{3,5} \right\};$$

es folgt für

$d : r =$	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$90^\circ \zeta : \delta =$	0,14	0,16	0,20	0,30	0,44	0,66	1,0	1,4	2,0

Für Bogenstücke von rechteckigem Querschnitt, deren Höhe d ist, wird

$$\zeta = \frac{\delta}{90^\circ} \left\{ 0,124 + 3,104 \left(\frac{d}{2r}\right)^{3,5} \right\};$$

es folgt für

$d : 2r =$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
$90^\circ \zeta : \delta =$	0,135	0,18	0,25	0,40	0,64

Für den doppelten Krümmer mit kurzem Zwischenstück (Fig. 496 und 497) ist nach Weißbach die Widerstandszahl nur gleich derjenigen des einzelnen Krümmers, wenn beide Ablenkungen in derselben Ebene in gleichem Sinne (Fig. 496), dagegen doppelt so groß, wenn sie in entgegengesetztem Sinne (Fig. 497) stattfinden, und endlich ungefähr 1,5 mal so groß, wenn die Mittelebenen beider Krümmer sich rechtwinklig schneiden.

γ) Plötzliche Änderungen des Rohrquerschnittes ergeben nach Weisbach folgende Widerstandsvorzahlen.

Für die Querschnittsänderung nach Fig. 498 ist

$$\zeta = \left(\frac{F'_2}{F_1} - 1 \right)^2,$$

worin F_1 und F'_2 den Querschnitt (in qm) im engeren bzw. im weiteren Rohr bedeutet.

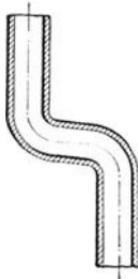


Fig. 497.

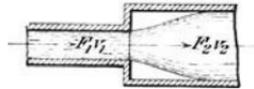


Fig. 498.

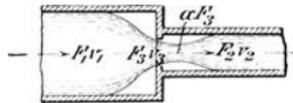


Fig. 499.

Für die Querschnittsänderung nach Fig. 499 ist

$$\zeta = \left(\frac{1}{\alpha} - \frac{F_3}{F_2} \right)^2,$$

wenn α den Kontraktionskoeffizienten für den eingeschnürten Strahl bedeutet.

Wenn $F_3 < 0,1 F_1$, wobei α unveränderlich $\sim 0,62$, wird für

$F_3 : F_2 =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta =$	2,3	2,0	1,7	1,4	1,2	1,0	0,8	0,7	0,6	0,5

Wenn $F_3 \geq 0,1 F_1$, so ist in vorstehende Formel für ζ einzusetzen bei

$F_3 : F_1 =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\alpha =$	0,62	0,63	0,64	0,66	0,68	0,71	0,75	0,81	0,90	1,00

Wenn $F_1 = F_2$ wird für

$F_3 : F_2 =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\alpha =$	0,62	0,63	0,64	0,66	0,68	0,71	0,75	0,81	0,90	1,00
$\zeta =$	2,26	1,91	1,60	1,24	0,94	0,65	0,39	0,19	0,05	0,00

δ) Für den Widerstand beim Eintritt in das Saugrohr gelten für die Vorzahl folgende mittlere Werte.

Wenn das Saugrohr mit dem cylindrischen stumpfen Ende	$\zeta =$	0,5,
in den Saugbehälter eintaucht	$\zeta =$	0,1,
bei trichterförmig ausgerundetem Rohrende	$\zeta =$	≥ 1 ,
wenn ein Saugkopf vorhanden ist	$\zeta =$	≥ 1 ,

je nach der Weite und Form der Bohrungen. Letztere sollen einen Durchgangsquerschnitt gleich dem 2- bis 3fachen Saugrohrquerschnitt erhalten.

Damit die Widerstände beim Durchfluß des Fußventils, falls ein solches vorhanden ist, oder etwaiger Absperrschieber möglichst gering ausfallen, ist ersteres aus reinem, auf Wasser schwimmenden Gummi herzustellen; sein freier Durchgangsquerschnitt ist gleich dem 1,5- bis 2fachen Saugrohrquerschnitt zu wählen.

Absperrvorrichtungen im Saugrohr sollen den vollen Durchgangsquerschnitt erhalten.

e) Ventilwiderstand des Saug- bzw. Druckventils.

Der Widerstand eines Hubventils — Teller- oder Kegelventils — ergibt nach Grashof die Vorzahl

$$\zeta = \left(1,537 \frac{F}{F_1} - 1\right)^2,$$

wenn F der Querschnitt des Rohres unmittelbar vor dem Ventil, F_1 der engste Querschnitt für den Durchfluß durch das Ventil ist. Wie schon unter „Ventile“ (C, c, S. 384) erläutert, hat C. v. Bach genaue Versuche zur Ermittlung des Widerstandes verschiedener Formen von Hubventilen angestellt, und es erscheint zweckmäßig, die betreffenden Vorzahlen mittels der dort gefundenen Werte zu berechnen.

Für den durch ein Klappenventil verursachten Widerstand ist nach Weißbach

$$\zeta = \left(x \frac{F}{F_1} - 1\right)^2;$$

hierin bedeutet wieder F den vollen Querschnitt des Saugrohres, F_1 den (verengten) Durchflußquerschnitt im Ventilsitz.

Für $F_1 : F = 0,535$ und für verschiedene Drehwinkel β der Klappe ergeben sich aus nachstehender Tabelle angenäherte Werte für x und ζ .

$\beta =$	15°	20°	25°	30°	40°	50°	60°	70°
$x =$	5,61	4,75	4,0	3,47	2,54	1,91	1,49	1,23
$\zeta =$	90	62	42	30	14	6,6	3,2	1,7

d) Anordnungen der Kolbenpumpen.

Die in Betracht kommenden Pumpen mit hin und her gehendem Kolben lassen sich, je nach ihrer Wirkungsweise, einteilen in einfach- oder doppeltwirkende Saug- und Hubpumpen, sowie in einfach- oder doppeltwirkende Saug- und Druckpumpen, je nach der Lage der Cylindermittellinie in liegende und stehende Pumpen und je nach der Form des Kolbens in solche mit Scheiben-, Ventil- und Tauch- oder Plungerkolben.

Über einfach- und doppeltwirkende Saug- und Hubpumpen s. unter „Kondensation“.

Die Druckpumpen werden überwiegend als Tauchkolbenpumpen und für größere Wassermengen zumeist als Doppel- oder als Zwillingpumpen mit innen- oder außenliegenden Stopfbüchsen ausgeführt. Häufig kommen statt der Doppelpumpen sog. Differential-

pumpen mit einfacher Saugwirkung und verteilter Druckwirkung in Anwendung.

Um einen geräuschlosen Gang bei hohen Umdrehungszahlen zu erzielen, ist bei dem Entwurf von Pumpmaschinen auf eine gute Wasserführung in Rohrleitung und Pumpe, ferner auf richtig bemessene und richtig angeordnete Windkessel, sowie auf gut gebaute Ventile Bedacht zu nehmen. Der Pumpenkörper ist so auszuführen, daß keine Luftsäcke entstehen und daß alle angesaugte Luft durch das Druckventil aus dem Pumpenraume entweichen kann.

Der Übergang des geförderten Wassers von einer Bewegungsrichtung in die andere, von einer

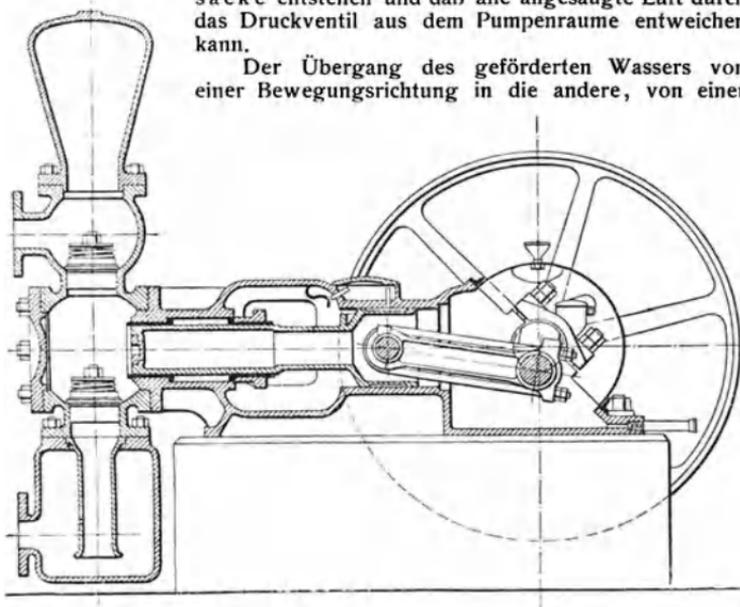


Fig. 500.

Geschwindigkeit in die andere, muß sich allmählich vollziehen; die bei Geschwindigkeitsänderungen etwa frei werdenden Kräfte müssen elastisch aufgefangen werden, damit Stöße nicht eintreten können. Dazu dienen die Windkessel. Sie müssen, um ein Abreißen des Kolbens von der Wassersäule zu verhüten, wie bereits an anderer Stelle hervorgehoben, so nahe wie nur möglich an den Pumpenraum herangelegt werden. Dies gilt insbesondere für die Saugwindkessel, die deshalb in neuerer Zeit nicht mehr, wie früher, im Saugrohr, sondern zumeist unmittelbar unter der Pumpe angeordnet werden. Damit die zu überwindende Saughöhe gering wird und ein möglichst großer Teil des Luftüberdruckes für die Beschleunigungsarbeiten zur Verfügung bleibt, wird man insbesondere bei schnelllaufenden Pumpen darnach streben, diese so nahe wie möglich an dem Saugwasserspiegel aufzustellen.

Die Saug- und Druckventile sollen bei geringem Hube große Durchgangsöffnungen aufweisen und das Wasser beim Durchströmen möglichst wenig von seiner Bewegungsrichtung ablenken. Diesen Be-

dingungen genügen bei größeren Wassermengen ein- oder mehrfache Ringventile mit schmalgehaltenen Dichtungsflächen.

Bei der Bewegungsumkehr des Pumpenkolbens, also beim Übergange von der Saug- zur Druckperiode und umgekehrt, müssen die Ventile genau in der Totlage des Kolbens öffnen und schließen. Dies läßt sich bei raschlaufenden Pumpen nur durch gesteuerte oder aber durch federbelastete Ventile erzielen. In der Regel kommt als gesteuertes Pumpenventil ein leichtes Ringventil zur Ausführung, das sich selbsttätig öffnet und zwangsläufig geschlossen wird.

Über derartige von Prof. Riedler angegebene Ventile sowie über andere Ventilkonstruktionen s. unter „Hubventile“ (S. 382 u. f.).

Fig. 500 zeigt eine mittels Riemens betriebene einfachwirkende Plungerpumpe liegender Anordnung der Firma Bettinger & Balcke, G. m. b. H. in Frankenthal. Die in dem angeschraubten Ventilkasten untergebrachten federbelasteten Ringventile sind leicht zugänglich. Der Plunger hat eine besondere Kreuzkopfführung.

Zum Speisen von Dampfkesseln mit 10 atm Überdruck werden diese Pumpen in drei Größen — Plungerdurchmesser = Hub = 60, 80 und 100 mm — ausgeführt; die minutlichen Umdrehungszahlen betragen für Saughöhen bis zu 2 m bzw. 180, 165 und 150.

Fig. 501 zeigt die Pumpe, wie sie für dieselben Abmessungen und Umdrehungszahlen als Wandpumpe Verwendung findet.

Häufig erhält die Kolbenstange des Dampfzylinders einfachwirkender Pumpen, um eine mögliche Ausgleichung zwischen dem Dampfdruck und den Pumpenwiderständen zu erzielen, einen so großen Durchmesser, daß die dem Dampfe ausgesetzten Druckflächen in demselben Verhältnisse zueinander stehen, wie die gesamten Widerstandshöhen $H_s + h_s$ und $H_d + h_d$ beim Saug- und Druckhube der Pumpe.

Eine solche zum Speisen von Dampfkesseln dienende Pumpe der Firma Escher, Wyß & Co. in Zürich ist in Fig. 502 dargestellt.

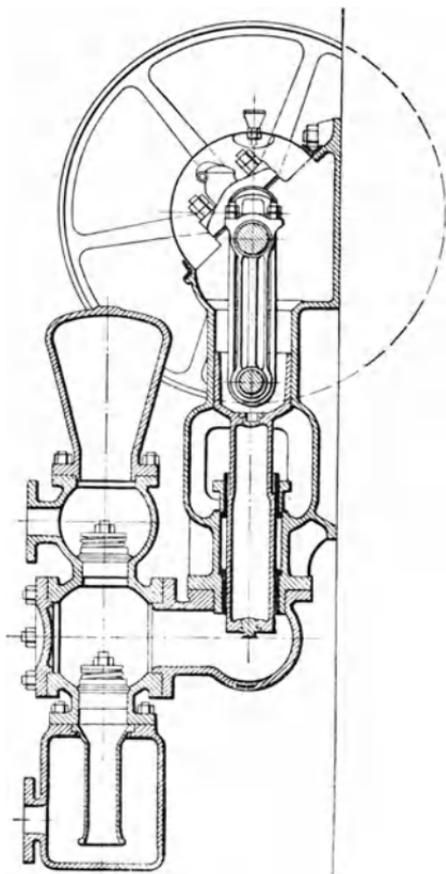


Fig. 501.

Der hohle Tauchkolben bildet mit der Kolbenstange des Dampfcylinders ein in der Mitte nach unten gekröpftes Gußstück, an welches

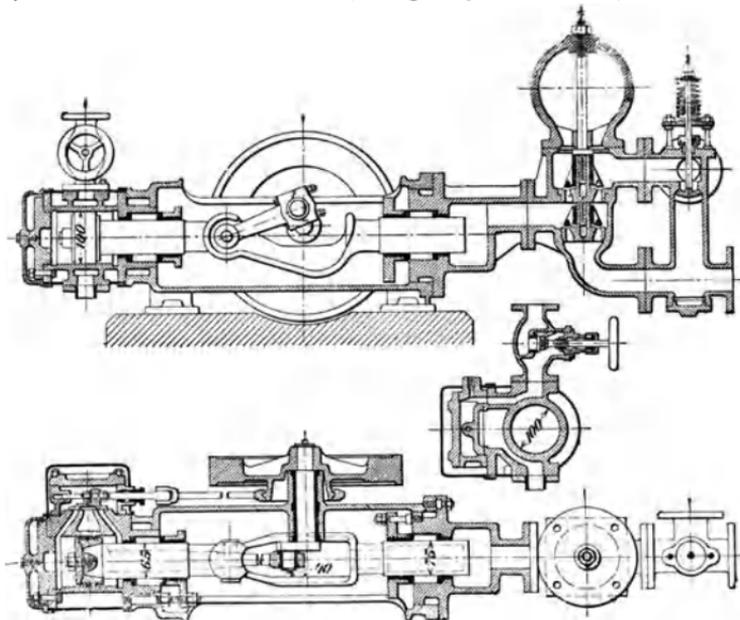


Fig. 502.

die Schubstange angreift. Das zwischen Saug- und Druckleitung eingeschaltete federbelastete Sicherheitsventil setzt beide Leitungen in Verbindung, sobald die Druckleitung während des Speisens geschlossen wird. Saug- und Druckventile der Pumpe sind einfache Ringventile.

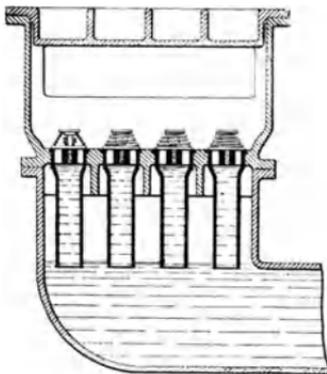


Fig. 503.

Um einen ruhigen und stoßfreien Gang der Pumpen, selbst bei hohen Umdrehungszahlen und großen Saughöhen zu erzielen, ist in Vorschlag gebracht worden, federbelastete Gruppenventile anzuordnen und jedes derselben, wie Fig. 503 erkennen läßt, mit einem in den Saugwindkessel eintauchenden besonderen Saugrohr zu versehen. Dadurch soll eine bessere Wasserführung erreicht und ferner die Wellenbewegung im Windkessel erheblich vermindert werden, so daß die Luft zu allen Ventilen gleichmäßig fein verteilt in kleinen Luftblasen gelangen kann, welche deren ruhigen Gang nicht beeinträchtigen.

Eine liegende Doppelpumpe mit innen liegenden Stopfbüchsen und gemeinsamer Saug- und Druckleitung, wie sie von Gebr. Sulzer in Winterthur für das Wasserwerk der Stadt St. Gallen gebaut wurde, zeigt Fig. 504 (vergl. Z. d. V. d. I. 1898, S. 197). Der

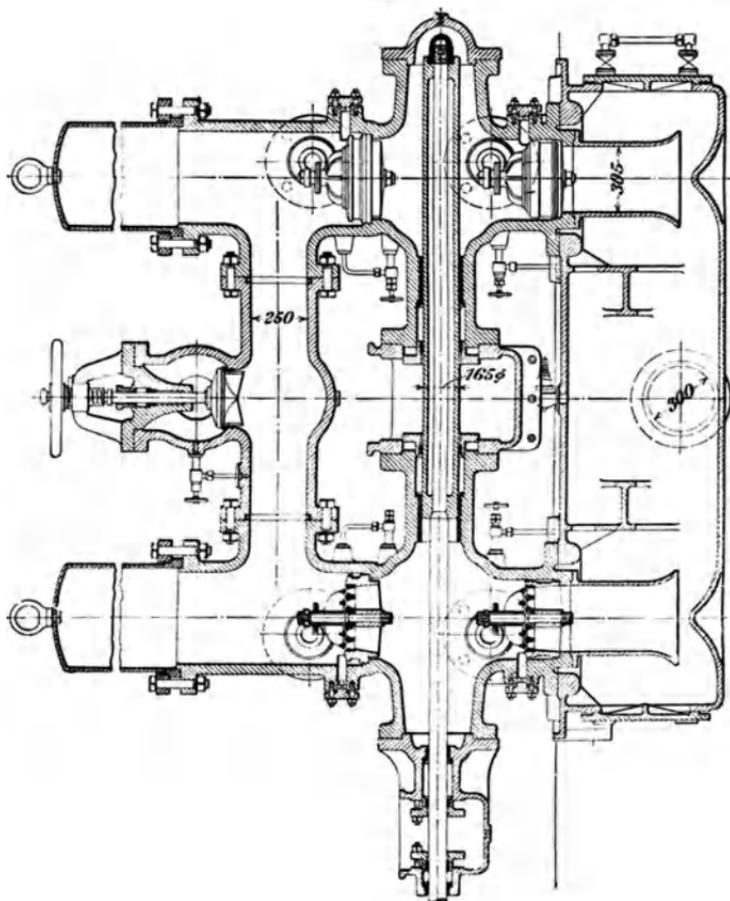


Fig. 504.

für beide Pumpen gemeinsame Tauchkolben von 165 mm Durchmesser und 1000 mm Hub wird von der verlängerten Niederdruckkolbenstange einer Sulzerschen Dreifach-Expansionsmaschine angetrieben. Die Pumpe besitzt gesteuerte Ventile, Bauart Riedler, und macht normal 60 Doppelhübe in der Minute. Zum Festhalten der Ventilsitze dienen von außen stellbare Druckstifte, deren Abdichtung durch Gummischneur, Gummischeiben oder dergl. bewirkt wird. Über jedem Druckventil befindet sich ein geschweißter flußeiserner Windkessel.

Auf der Abbildung sind auch die zum Füllen des Pumpenraumes bezw. des Saugwindkessels — vor dem Anlassen der Pumpe — nötigen Rohrverbindungen mit abstellbaren Ventilen, ferner am Saugwindkessel ein Wasserstandsanzeiger sowie ein Sicherheitsventil erkennbar. Um die Druckventile nachsehen und nötigenfalls auswechseln zu können, ist in die für beide Pumpen gemeinsame Druckleitung ein von Hand stellbares Absperrventil eingebaut, das während des Betriebes offen bleibt.

Eine liegende Doppelpumpe mit außenliegenden Stopfbüchsen — es müssen dann zwei Tauchkolben angewandt werden — nach

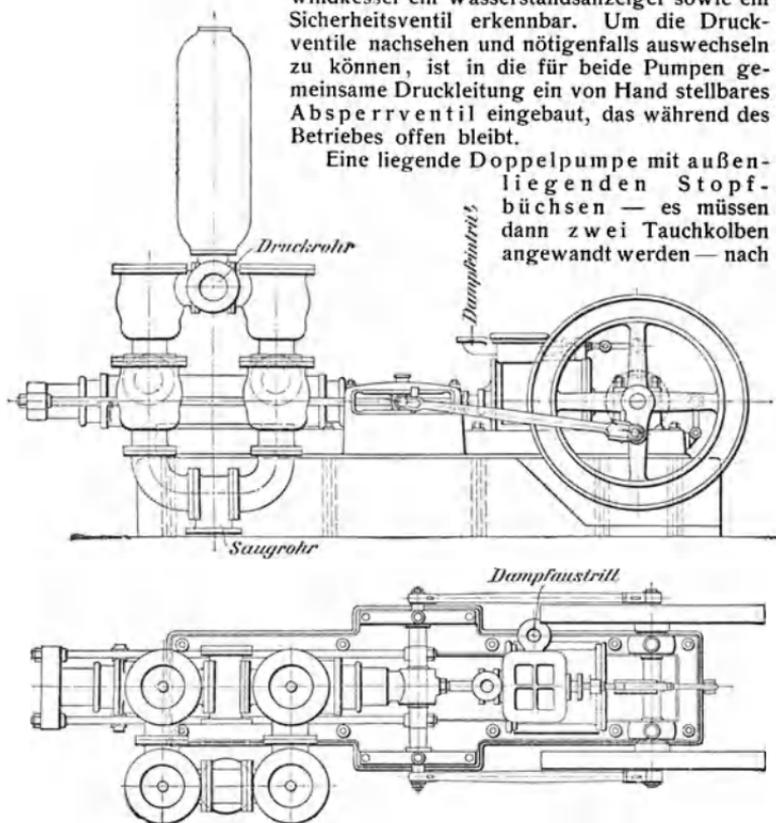


Fig. 505.

Ausführung der Halleschen Dampfmaschinen- und Maschinenfabrik vorm. Wolff & Meinel in Halle a. S. zeigt Fig. 505. Der eine Tauchkolben wird unmittelbar von dem Querhaupt der Dampfmaschine, der andere mittelbar von diesem durch ein an dem Pumpenkörper seitlich vorbeiführendes doppeltes Gestänge bewegt, dessen Beanspruchung bei der den größeren Kraftaufwand erfordernden Druckwirkung auf Zug erfolgt. Die Ventilgehäuse sind an seitlichen bezw. oberen Flanschen des Pumpenkörpers befestigt.

Aus der auf S. 545 befindlichen Tabelle sind die Hauptabmessungen, Leistungen und Gewichte solcher Pumpen zu entnehmen.

Durchmesser des Dampf- cylinders	Durchmesser der Plunger	Kolbenhub	Minutliche Umdrehungs- zahl	Fördermenge in	Lichte Weite des Saugrohres	Lichte Weite des Druckrohres	Lichte Weite des Dampf- eintritts	Lichte Weite des Dampf- austritts	Ungefähres Gewicht
mm	mm	mm		l. min	mm	mm	mm	mm	kg
120	65	160	120	100	50	40	26	33	450
120	85	160	95	140	60	50	26	33	600
150	85	200	80	160	65	60	33	40	1050
150	110	200	75	240	80	65	33	40	1300
180	110	260	70	300	90	80	33	40	1560
180	130	260	65	380	100	90	33	40	1750
220	130	320	60	450	100	90	45	60	2000
220	160	320	55	600	125	100	45	60	2300
260	180	320	55	750	150	125	45	60	2550
260	160	400	55	900	150	125	45	60	3550
300	180	400	55	1000	175	150	50	65	3900
320	200	400	55	1200	175	150	50	65	4000
300	200	500	50	1400	200	150	50	65	4300
300	230	500	45	1600	200	175	65	75	4450
350	250	500	40	1850	225	175	65	75	5200
350	250	600	38	2000	225	175	65	75	6000
400	300	600	35	2500	250	200	75	90	6800
420	340	600	30	3000	275	225	90	100	8000
470	360	700	28	3600	300	250	90	100	9300

Häufig werden, wie schon erwähnt, statt der Doppelpumpen, zur Ersparung eines Saug- und eines Druckventils, Differentialpumpen verwendet. Dieselben arbeiten mit einfacher Saugwirkung und verteilter Druckwirkung, wodurch ebenfalls eine gleiche Kraftentnahme beim Hin- und Rückgange des Kolbens erreicht werden kann.

Die in umstehender Fig. 506 dargestellte Differential-Tauchkolbenpumpe mit Hartgummi-Ringventilen der Sächsischen Maschinenfabrik in Chemnitz hat 85 bzw. 120 mm Kolbendurchmesser und 240 mm Hub; sie macht normal 100 Umdrehungen in der Minute und fördert dabei stündlich etwa 15 cbm. An den gefährlichen Stellen (Übergangsstellen) des Pumpenkörpers angebrachte Verstärkungen sollen im Verein mit schmiedeeisernen Spannankern *a* Brüche verhindern, die infolge von Gußspannungen und der wechselnden Materialbeanspruchung an diesen Stellen auftreten können; die Spannanker sollen ferner dazu dienen, nach etwa erfolgtem Bruch die Risse so weit zusammenzuziehen, daß ein Weiterarbeiten mit der Pumpe noch möglich ist.

Zum Festhalten der Ventilsitze dienen von außen erreichbare Druckstifte. Ein am Saugwindkessel angebrachtes federbelastetes Sicherheitsventil öffnet sich, sobald infolge ungenügenden Schließens des Saugventils oder dergl. die Spannung im Saugwindkessel eine gewisse Grenze überschreitet.

Ist allgemein bei Differentialpumpen F' der Querschnitt des größeren, f derjenige des kleineren Tauchkolbens, so findet sich der

546

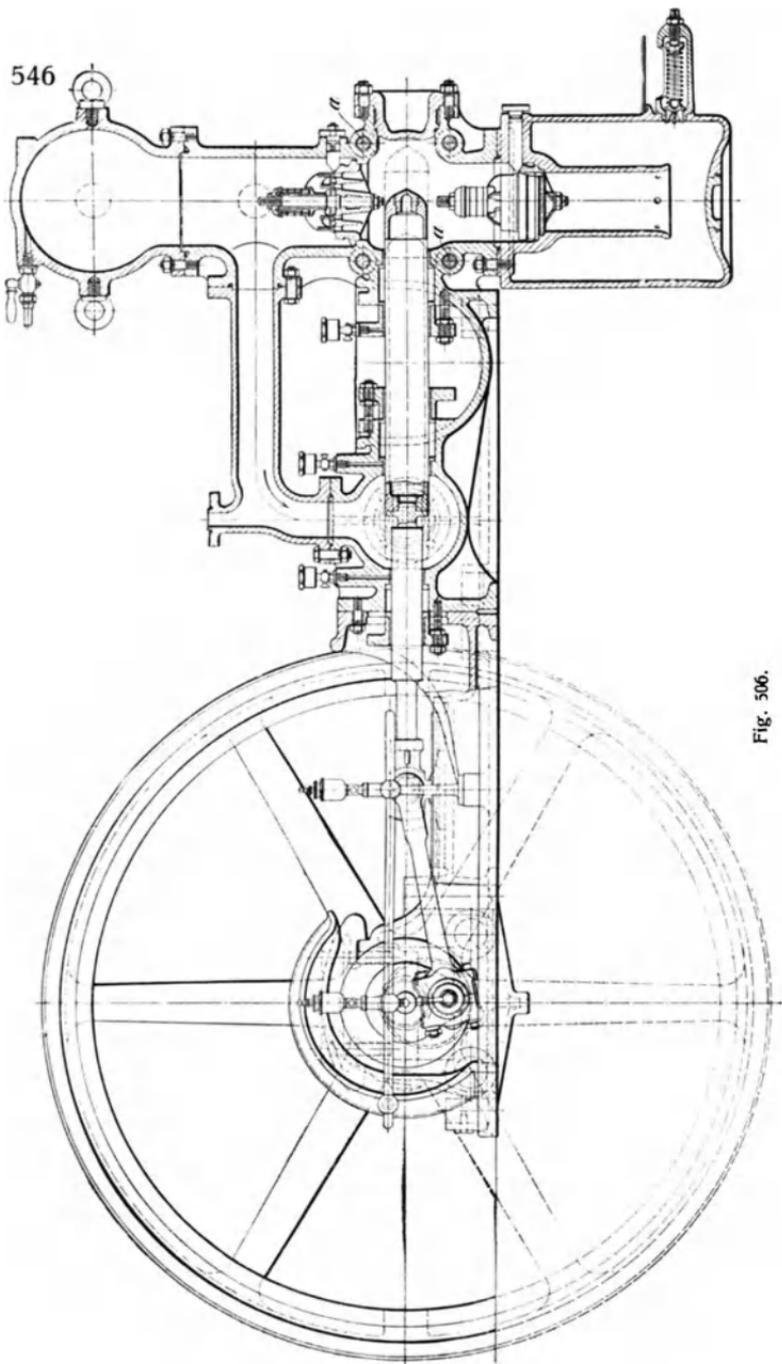


Fig. 506.

letztere für gleiche Wasserlieferung beim Hin- und Rückgange aus $F - f = f$ zu

$$f = 0,5 F,$$

oder für gleiche Kraftwirkung beim Hin- und Rückgange aus

$$F(H_s + h_s) + (F - f)(H_d + h_d) = f(H_d + h_d),$$

worin h_s und h_d die mittlere Saug- und die mittlere Druckwiderstandshöhe während des Kolbenhubes s bedeuten. Hierbei wird bei einem Hin- und Rückgange des Kolbens eine Wassermenge

$$(F - f)s + fs = Fs$$

gehoben. Die Abmessungen der Pumpe sind daher aus der Wasserlieferung zu berechnen wie für eine einfachwirkende Pumpe.

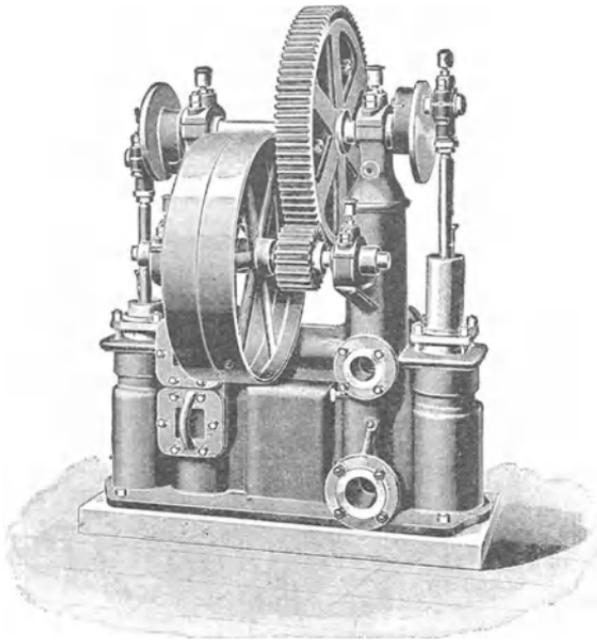


Fig. 507.

Eine stehende Zwillingspumpe der Firma Weise & Monski in Halle a. S. mit zwei einfachwirkenden Pumpen und Rädervorgelege für Riemenbetrieb zeigt Fig. 507. Die Pumpe eignet sich besonders für schwere Arbeiten und für Druckhöhen bis zu 10 atm.

Die Pumpencylinder bilden mit den gleichzeitig als Saug- und Druckwindkessel dienenden Säulen ein einziges Gußstück. Da die Saug- und Druckräume für beide Cylinder gemeinsam sind, können die Rohranschlüsse auf beliebiger Seite der Pumpe erfolgen.

Die leicht zugänglichen Ventile sind von Bronze.

Die Hauptabmessungen und Gewichte dieser Pumpen sind aus der umstehenden Tabelle zu entnehmen,

Durchmesser der Plunger mm	Kolbenhub mm	Minutliche Umdrehungszahl	Fördermenge in l/min	Lichte Weite des Saugrohres mm	Lichte Weite des Druckrohres mm	Ungefährtes Gewicht kg
65	80	130	60	40	40	300
70	100	110	75	50	40	400
80	120	95	100	60	50	520
90	130	90	130	65	55	570
100	150	80	170	70	60	680
110	180	70	220	90	65	850
130	200	64	300	100	80	1150
150	220	60	400	100	80	1300
180	260	55	600	125	100	2150
200	300	50	800	150	125	2850

Eine liegende Zwillingspumpe derselben Firma mit Außenstopfbüchsen und gefrästem Rädervorgelege für elektrischen Antrieb ist in Fig. 508 dargestellt.

Derartige Pumpen werden bis zu etwa 100 PS mit Umdrehungszahlen von 150 bis 250 in der Minute gebaut. Der Trieb auf der Welle des Elektromotors wird gewöhnlich in Rohhaut gefertigt.

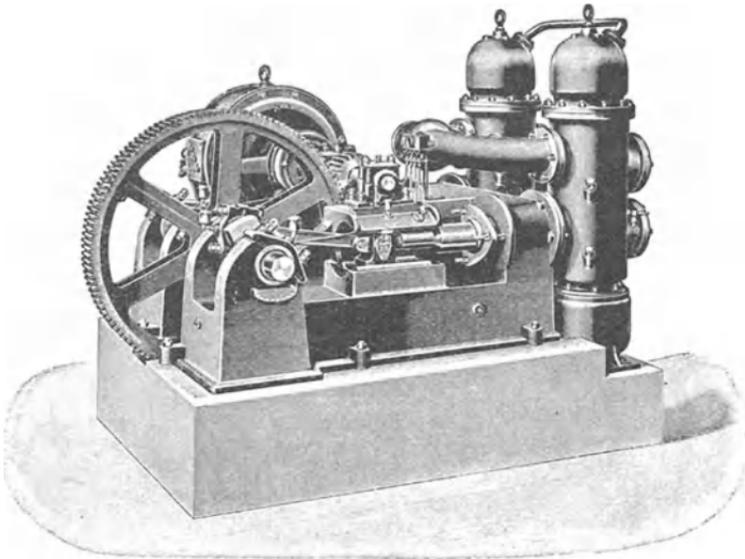


Fig. 508.

Die nachstehende Tabelle gibt die Hauptabmessungen und Gewichte solcher Pumpen für verschiedene Förderhöhen und Liefermengen.

Durchmesser der Plunger	Kolbenhub	Minutliche Umdrehungszahl	Fördermenge in	Förderhöhe	Lichte Weite des Druckrohres	Lichte Weite des Saugrohres	Ungefährtes Gewicht
mm	mm		l/min	m	mm	mm	kg
60	90	250	120	150	50	60	800
75	90	250	190	100	65	70	850
90	90	250	270	70	80	90	900
100	90	250	330	40	90	100	950
70	120	220	190	150	65	70	1300
85	120	220	285	100	80	90	1350
100	120	220	390	70	90	100	1480
120	120	220	565	40	100	125	1550
85	150	200	320	150	80	90	1600
100	150	200	445	100	90	100	1700
120	150	200	640	70	100	125	1770
150	150	200	1000	40	125	150	1900
100	180	180	470	150	90	100	2300
120	180	180	685	100	100	125	2400
150	180	180	1030	70	125	150	2900
180	180	180	1560	40	150	175	3200
120	220	160	750	150	100	125	3900
150	220	160	1175	100	125	150	4250
180	220	160	1700	70	150	175	4600
210	220	160	2300	40	175	200	4900
150	260	150	1300	150	150	175	4600
180	260	150	1880	100	175	200	4850
210	260	150	2560	70	200	225	5150
250	260	150	3620	40	250	275	5500
180	300	150	2170	150	175	225	6700
210	300	150	2950	100	200	250	7000
250	300	150	4180	70	250	300	8000
280	300	150	5250	40	300	350	9000

Zum Fördern großer Wassermengen auf mittlere und große Förderhöhen eignen sich Drillingspumpen, deren Vorteile, den Zwillingspumpen gegenüber, in einer bedeutend gleichmäßigeren Kraftentnahme und Wasserströmung bestehen. Sie arbeiten, da der Druckwechsel im toten Punkte in Wegfall kommt, auch bei hohen Umlaufzahlen ruhig und ohne Stöße.

Fig. 509 zeigt eine Drillingspumpe der Firma Bopp & Reuther in Mannheim; sie besteht aus drei einfachwirkenden Pumpen, deren Plunger durch eine, mit drei um je 120° gegeneinander versetzten Kröpfungen versehene Welle angetrieben werden, deren vier Lager mit einem trogartigen, mittels Blechmantels abgedeckten Gestell zusammengegossen sind.

Einige Hauptabmessungen dieser Pumpen sind nachstehend gegeben.

Durchmesser der Plunger mm	Kolbenhub mm	Minutliche Um- drehungs- zahl	Lichte Weite des Saug- rohres mm	Lichte Weite des Druck- rohres mm	Förder- menge in cbm/std
80	95	350	100	90	27
100	125	280	150	125	44
120	160	240	175	150	70
140	200	200	200	175	97,2
175	250	175	275	250	169,2
200	300	150	300	275	228

In Fig. 510 ist eine stehende Verbund-Dampfpumpe mit außen durch Stopfbüchsen abgedichteten Plungerkolben der Halleschen

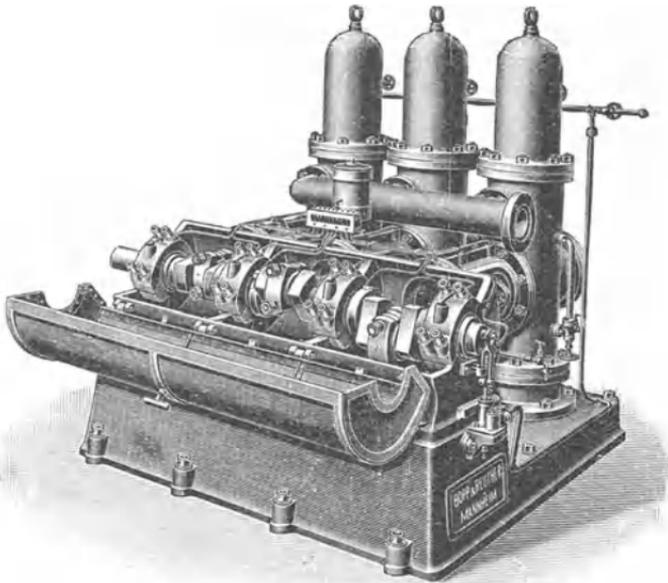


Fig. 509.

Dampfpumpen- und Maschinenfabrik vorm. Wolff & Meinel in Halle a. S. dargestellt. Der Hochdruckcylinder hat 175, der Niederdruckcylinder 270 und der Pumpencylinder 150 mm Durchmesser; der gemeinsame Kolbenhub beträgt 200 mm.

Die von Hand stellbare Meyer-Steuerung des Hochdruckcylinders ermöglicht eine veränderliche Leistung der Pumpe.

Abmessungen und Gewichte dieser Pumpen sind in der nachstehenden Tabelle enthalten.

Durchmesser des Hochdruck-cylinders mm	Durchmesser des Niederdruck-cylinders mm	Durchmesser der Plunger mm	Kolbenhub mm	Minütliche Umdrehungs-zahl	Fördermenge in l/min	Lichte Weite des Saugrohres mm	Lichte Weite des Druckrohres mm	Lichte Weite des Dampf-eintritts mm	Lichte Weite des Dampf-austritts mm	Ungefähres Gewicht kg
90	140	55	90	180	72	46	40	17	33	400
105	170	70	120	130	110	50	40	17	33	600
120	190	85	150	110	160	60	50	20	40	850
130	210	100	180	95	240	80	65	20	40	1 260
160	250	130	220	70	350	90	80	26	45	1 600
175	270	150	220	70	500	110	90	30	52	2 550
200	320	170	220	70	650	125	100	35	60	2 800
200	320	180	260	60	700	130	100	35	60	3 600
240	360	200	260	55	850	150	130	40	70	4 100
300	420	230	300	55	1200	180	150	45	75	5 500
300	420	250	300	55	1600	200	150	45	75	6 500
325	500	280	320	50	1850	235	200	60	100	8 000
325	500	300	350	45	2000	235	200	60	100	9 500
325	500	400	350	38	3000	275	250	60	100	10 500

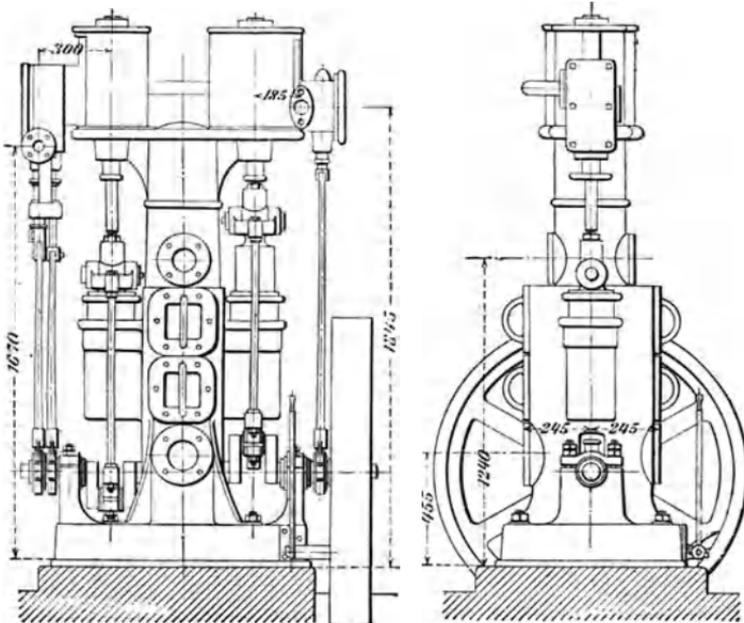


Fig. 510.

Eine größere liegende Verbund-Pumpmaschine, wie sie von der Firma Koch, Bantelmann & Paasch in Magdeburg-Buckau für Wasserhaltungen und Wasserversorgungen ausgeführt wird, zeigt Fig. 511. Die Bauart der Pumpencylinder, sowie die der anschließenden Ventilgehäuse mit dreifachen Ringventilen ist aus Fig. 512 zu entnehmen.

Die durch kräftige schmiedeeiserne Streben untereinander bzw. mit den Maschinenrahmen verbundenen Pumpencylinder sind mit den

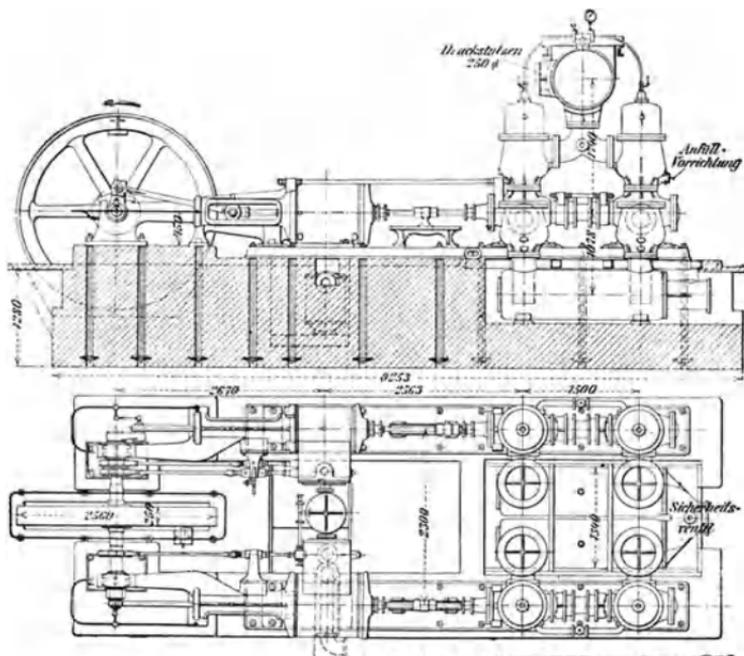


Fig. 511.

Dampfzylindern auf gemeinsamer, durchgehender Grundplatte befestigt. Der Hochdruckzylinder hat von Hand stellbare Meyer-Steuerung, doch werden die Maschinen auch mit Rider-Steuerung und Leistungsregulator versehen.

Hauptabmessungen und Gewichte derartiger Pumpen sind aus der Tabelle auf S. 554 zu entnehmen.

Die stehende doppelwirkende Dampfmaschine — sog. Unapumpe — der Maschinen- und Armaturenfabrik vorm. Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal hat zwei Pumpenstiefel *a* und *b* (Fig. 513), von denen nur der untere (*a*) eine Stopfbüchse *c* besitzt, während in den oberen (*b*) ein bis nahe zum Grundring der Stopfbüchse hinabreichender Metallzylinder dicht eingesetzt ist, in dem der Tauchkolben gleitet. Die Pumpe ist mit der hohlen Säule *d*, die gleichzeitig den Druckwindkessel bildet, und auf dessen oberer

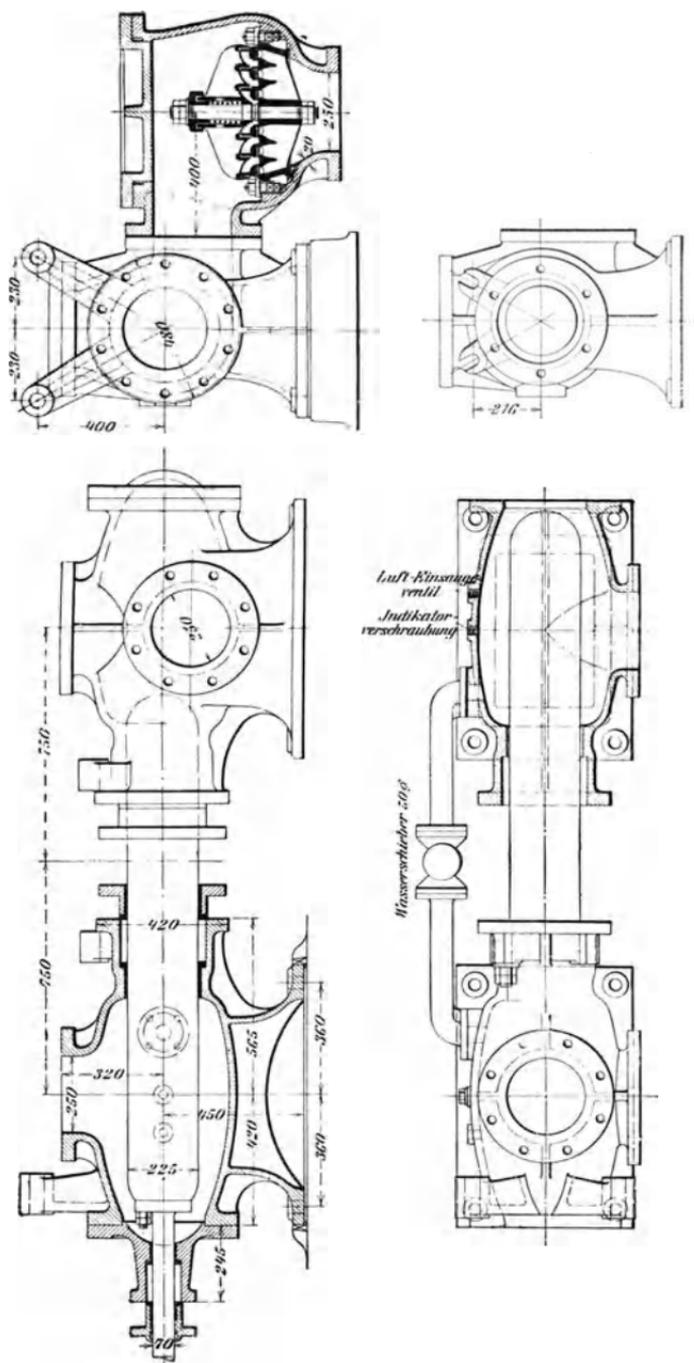


Fig. 512.

Durchmesser des Hochdruck- cylinders	Durchmesser des Nieder- druckcylinders	Durchmesser der Plunger	Kolbenhub	Fördermenge in	Minutliche Umdrehungszahl	Druckhöhe bei 4 atm im Hoch- druckcylinder	Lichte Weite des Dampfeintritts	Lichte Weite des Dampfaustritts	Lichte Weite der Saug- und Druckröhre	Ungefähres Gewicht
mm	mm	mm	mm	l/min		m	mm	mm	mm	kg
400	635	225	600	4000	50	50	90	150	250	24 000
400	635	250	600	5000	50	45	90	150	275	25 000
475	800	325	600	7500	45	35	100	175	350	35 000
475	800	350	600	9000	45	30	100	175	375	35 500

Tragplatte der mittels Trickschiebers gesteuerte Dampfzylinder befestigt ist, aus einem Stück gegossen. Die Saugventile — bei f und g — stehen durch einen Kanal e , die Druckventile — bei h und i — durch einen Kanal e_1 miteinander in Verbindung. Beim Aufgange des Kolbens sind die äußeren Ventile f und i geöffnet, die inneren Ventile g und h dagegen geschlossen; beim Niedergange des Kolbens findet das Umgekehrte statt. Die Ventile sind federbelastete Ringventile.

Fig. 514 zeigt eine von der Hannoverschen Maschinenbau-A.-G. in Linden vor Hannover für die Grubenverwaltung der Ilseder-Hütte gelieferte, einfachwirkende sogenannte Expreßpumpe, Bauart Riedler-Stumpf, mit elektrischem Antrieb (vergl. Z. d. V. d. I. 1901, S. 46). Sie ist als Zwillings-Plungerpumpe gebaut und mit der Welle des Elektromotors von ~ 200 PS gekuppelt. Die Kolben haben 375 mm Durchmesser und 250 mm Hub. Bei 195 minutlichen Umdrehungen fördert die Pumpe 10 000 l/min Wasser auf eine Gesamtwiderstandshöhe von 70 m.

Das Saugventil ist hier, ohne irgendwelche Federbelastung, konzentrisch um den Kolben angeordnet, der an seinem Ende einen Steuerkopf (Mitnehmer) mit einer Feder aus Hartgummi trägt. Vor Ende jedes Saughubes trifft letztere auf das geöffnete Ventil, wird dabei zusammengedrückt und preßt dann das Ventil auf seinen Sitz. Erfolgt der Rückgang des Kolbens, so entweicht die angesaugte Flüssigkeit durch ein mehrsitziges Ringventil in das Druckrohr.

Der Saugwindkessel ist so angebracht, daß sein Wasserspiegel höher liegt als das mit dem Kolben verbundene Ventil, so daß beim Beginn des Saugens das Wasser unter Druck in die Pumpe einströmt. Alle Stoßwirkungen, die bei gewöhnlichen Pumpen infolge der Bewegungs- und Geschwindigkeitsänderungen der Saugwassersäule entstehen, sind damit ausgeschlossen.

Die bei jedem Hube zu beschleunigende Wassermenge ist bei der Riedler-Expreßpumpe sehr gering. Dazu kommt, daß zum Öffnen des wagerecht angeordneten Saugventiles eine geringere Kraft nötig ist, als bei einem sich senkrecht hebenden Ventil. Es sind somit alle Bedingungen erfüllt, um die auf eine Herabsetzung der wirklichen Saughöhe hinwirkenden Verhältnisse günstig zu gestalten.

Bei den von der Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk bei Köln a. Rh. für die Wasserhaltung der Bleierzgruben der Gewerk-

schaft Lohmannsfeld und Peterszeche im Siegerland gelieferten einfach-wirkenden Riedler-Expresßpumpen von 185 mm Durchmesser und

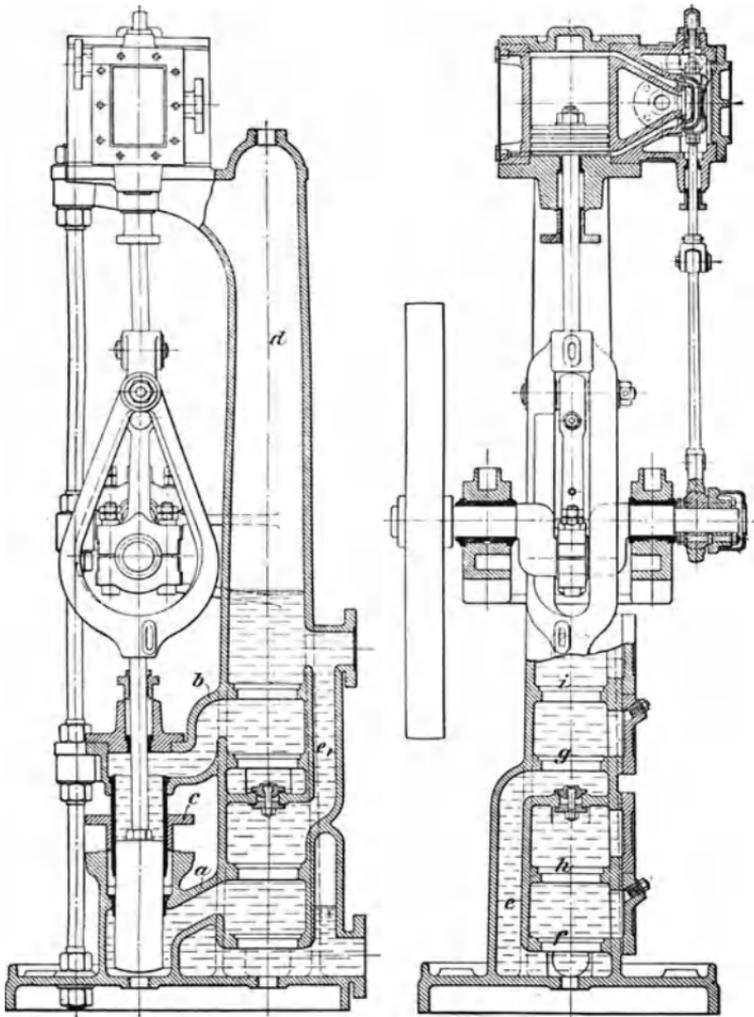


Fig. 513.

200 mm Hub sind, wie Fig. 515 ersichtlich, die nach Entfernen des hinteren Deckels zugänglichen beiden Ventile jeder Pumpe gleichachsig angeordnet. Über dem Sitz des Saugventiles liegt ein Einsatz, der das

Druckventil enthält, in dessen Bauart — gegenüber der früheren Ausführung — nur insofern eine Änderung eingetreten ist, als wegen der

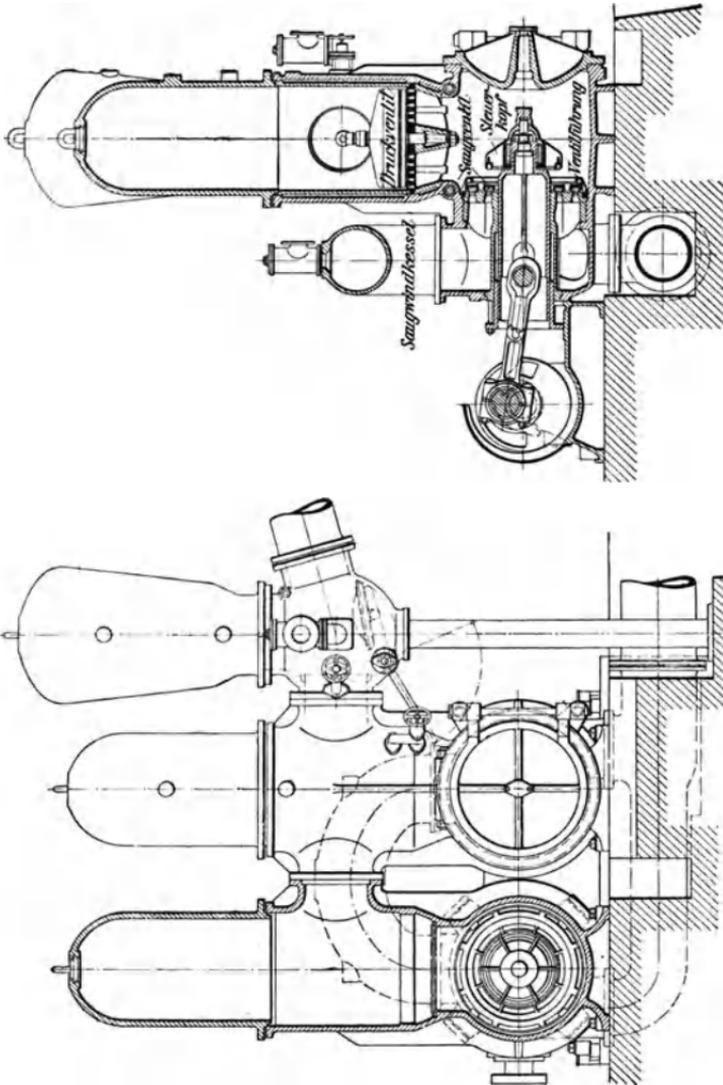


Fig. 514.

wagerechten Lage für die einzelnen Ventilringe eine Führung vorgesehen ist. Die Vorteile dieser Anordnung sollen in der vorzüglichen Wasser-

führung innerhalb der Pumpe, in der Verminderung der Saughöhe, die bekanntlich bis zum höchsten Punkte des eigentlichen Pumpenraumes zu rechnen ist, ferner darin bestehen, daß nur in dem kegelförmigen Druckventilsitze wechselnder Druck herrscht. Etwa in die Pumpe ge-

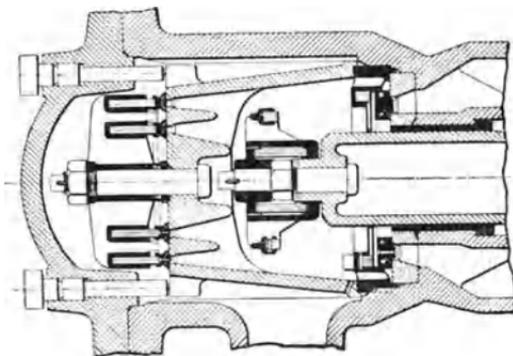


Fig. 515.

langende Luft wird durch eine kleine Bohrung am höchsten Punkte des Arbeitsraumes abgeführt, soweit sie überhaupt bei der großen Umlaufzahl der Pumpe nicht vom Wasser mitgerissen wird. Die von Dampfmaschinen betriebenen Pumpen fördern je 1 cbm/min auf 310 m Höhe (vergl. Z. d. V. d. I. 1901, S. 1424 und 1902, S. 1042).

B. Kreiselpumpen (Centrifugalpumpen).

Je nach der Art der Aufstellung unterscheidet man Kreiselpumpen mit wagerechter und mit lotrechter Welle, je nach der Art des Einlaufes solche mit einseitigem und mit zweiseitigem Einlauf; ferner unterscheidet man je nach der Höhe, auf welche die betreffende Flüssigkeit gefördert werden soll, Niederdruck- und Hochdruck-Kreiselpumpen. Erstere eignen sich zur Förderung von Wassermengen bis auf etwa 20 m Höhe. Die Förderhöhe ist annähernd proportional dem Quadrate der Umdrehungszahl, der Arbeitsbedarf annähernd proportional dem Produkte der Wassermenge und der Förderhöhe.

Für Förderhöhen über 20 m verwendet man die Hochdruck-Kreiselpumpen. Die Förderhöhen dieser Pumpen richten sich, sofern sie mit dem zugehörigen Betriebsmotor direkt gekuppelt sind, nach dessen Umdrehungszahl. Übliche Ausführungen sind solche für Förderung von etwa 1,5 bis 120 cbm/min und darüber bis auf 150 m Höhe.

Vor Inbetriebsetzung muß die Pumpe, sofern sie über der Oberfläche der zu hebenden Flüssigkeit aufgestellt wird, mit dieser gefüllt und zu dem Zweck mit einem Füllhahn und mit einem Fußventil versehen werden. Vielfach wird die Flüssigkeit mittels eines auf das Gehäuse gesetzten Dampf- oder Wasserstrahl-Luftsaugers angesaugt.

Der Antrieb der Pumpe erfolgt durch gewöhnliche Zahnräder, besser aber durch Pfeilräder, ferner durch Keilräder und durch Riemen.

Im letzteren Falle empfehlen Brodnitz & Seydel in Berlin, für die Breite b des Riemens (in mm) — Riemengeschwindigkeiten $v \leq 15$ m/sek vorausgesetzt — zu nehmen

$$b = \frac{3000 N}{D n};$$

hierin bedeutet noch N die Anzahl der zu übertragenden Pferdestärken, D den Durchmesser der Riemenscheibe (in m) und n die Anzahl der minutlichen Umdrehungen derselben.

Für unmittelbaren Antrieb der Pumpe eignen sich besonders Elektromotoren und Dampfturbinen. Für größere Druckhöhen als 10 m ist auf der Pumpe ein Rückschlagventil anzubringen. Die Rohrteile über und unter diesem Ventil werden zweckmäßig durch ein Röhrrchen mit eingeschaltetem Hahn verbunden, um durch Öffnen desselben vor Inbetriebsetzung der Pumpe den auf dem Ventil lastenden Überdruck zu beseitigen.

a) Berechnung der Kreiselpumpen.

Es bezeichne unter Bezugnahme auf Fig. 516

$A = 10,33$ m die Wassersäule, welche dem Luftdruck entspricht,

H_s die Saughöhe in m,

H_d die Druckhöhe in m,

$H = H_s + H_d$ die gesamte hydrostatische Förderhöhe in m,

Q die gehobene Flüssigkeitsmenge in cbm/sek,

γ das Gewicht der Flüssigkeit in kg/cbm,

v_s und v_d die Saug- und Druckgeschwindigkeit in m/sek,

c_e und c_a die absolute Eintritt- und Austrittgeschwindigkeit in m/sek,

w_e und w_a „ relative „ „ „ „ „ „

r_e und r_a den inneren und äußeren Radhalbmesser in m,

b_e und b_a die innere und äußere lichte Radbreite in m,

n die Anzahl der Radumdrehungen in der Minute,

$H_w = h_s + h_r + h_d$ die den Bewegungswiderständen im Saugrohre, im Rade und im Druckrohre entsprechende Widerstandshöhe in m.

Die größtmögliche Saughöhe ergibt sich, wie bei den Kolbenpumpen, aus der Bedingung

$$A - \left(H_s + h_s + \frac{v_s^2}{2g} \right) > 0.$$

Man wählt — je nach der Länge der Leitung — $v_s \sim 1,0$ bis 2,0 m/sek. Damit folgt der Durchmesser des Saugrohres d_s aus

$$Q = \frac{d_s^2 \pi}{4} v_s.$$

Für Pumpen mit zweiseitigem Einlauf erhält man den Durchmesser d'_s des letzteren aus

$$Q = 2 \frac{d_s'^2 \pi}{4} v_s.$$

Für den Eintritt der Flüssigkeit in das Rad bzw. in den Druckkanal gilt bei z_e Schaufeln am inneren und z_a Schaufeln am äußeren Umfange mit Berücksichtigung der Schaufeldicke e

$$Q = \left(2 \pi r_e - z_e \frac{e}{\sin \alpha_e} \right) b_e c_e = \left(2 \pi r_a - z_a \frac{e}{\sin \alpha_a} \right) b_a c_a \sin \beta.$$

Es ist bei Pumpen mit zweiseitigem Einlauf $r_e = 0,6 d'_s$ und die Schaufelzahl — je nach der Größe des Rades — $z_e = 6$ bis 12 , ferner z_a gewöhnlich $= z_e$, nur bei großen Pumpen $z_a > z_e$ zu wählen.

Die Schaufeldicke e beträgt (bei Gußeisen) 6 bis 10 mm.

Der äußere Radhalbmesser wird $r_a = 2 r_e$, bei großen Förderhöhen $r_a > 2 r_e$ und die Geschwindigkeit $c_e = v_s$, vielfach auch $= c_a \sin \beta$ genommen; im letzteren Falle sind die Radbreiten b_e und b_a verschieden groß.

α_e, α_a und β sind die in Fig. 516 angegebenen Winkel, die durch spätere Erörterungen bestimmt werden.

Die Radgeschwindigkeit am äußeren Umfange wird

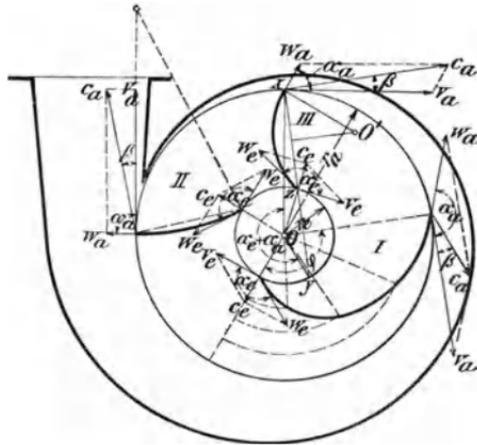


Fig. 516.

$$v_a = \sqrt{\frac{2 g (H + H_u) + v_d^2}{1 + \frac{\sin (\alpha_a + \beta)}{\sin (\alpha_a - \beta)}}} \dots \dots \dots \mathbf{80}$$

Die Geschwindigkeit v_d ist gleich $v_s \sim 1,0$ bis $2,0$ m/sek zu nehmen.

Um die gegebene Förderhöhe mit der kleinsten Umfangsgeschwindigkeit v_a zu überwinden, muß in der vorstehenden Gleichung der Ausdruck $\sin (\alpha_a + \beta) : \sin (\alpha_a - \beta)$ möglichst groß sein.

Bei der vielfach benutzten zurückgekrümmten Schaufel (Form I in Fig. 516) ist $\alpha_a > 90^\circ$; es wird sonach, da β jedenfalls ein spitzer Winkel sein muß, dieser Ausdruck < 1 . Bei der von Rittinger gewählten Schaufelkrümmung (Form II in Fig. 516) mit $\alpha_a = 90^\circ$ ist der Ausdruck $= 1$ und bei der vorwärtsgekrümmten Schaufel (Form III in Fig. 516) > 1 . Es empfiehlt sich daher, die letztere Form insbesondere für große Förderhöhen anzuwenden. Diesem Vorteil steht jedoch der Nachteil gegenüber, daß die Umdrehungszahl n des Rades beim Angehen größer als für den regelrechten Betrieb sein muß.

Die Radgeschwindigkeit am inneren Umfange wird

$$v_e = v_a \frac{r_e}{r_a}$$

Für die Schaufelform sind zunächst die Winkel α_e und α_u bestimmend; α_e ergibt sich aus

$$\operatorname{tg}(180 - \alpha_e) = \frac{c_e}{v_e};$$

α_u läßt sich auf Grund der vorstehend gegebenen Erwägungen annehmen.

Fink empfiehlt unter der Annahme, daß die tangentielle Komponente der Durchflußgeschwindigkeit der Flüssigkeit durch das Rad nach außen proportional dem Halbmesser wächst, als Schaufelform die archimedische Spirale (Form I in Fig. 516). Der Centriwinkel φ , innerhalb dessen die Schaufel liegt, wird für $r_u = 2 r_e$ zu 160° angegeben; hierfür sind dann die Winkel α_e und α_u bestimmt. Will man jedoch α_e oder α_u annehmen und dann die Spirale in der angegebenen Weise zeichnen, so ist φ aus der Gleichung

$$\varphi = \frac{r_u - r_e}{r_e} \frac{180}{\pi \operatorname{tg}(180 - \alpha_e)} = \frac{r_u - r_e}{r_u} \frac{180}{\pi \operatorname{tg}(180 - \alpha_u)}$$

zu ermitteln. Es ist hierbei zu beachten, daß nur α_e oder α_u für einen gegebenen Wert von $r_u : r_e$ angenommen werden kann.

Die von Rittinger angegebenen wie auch alle anderen Schaufeln mit etwas vorwärtsgekrümmter Form (II und III in Fig. 516) lassen sich zweckmäßig als Kreisbogen bilden, indem man Winkel

$$\angle x O y = 360^\circ - (\alpha_e + \alpha_u)$$

macht, $x y$ zieht, $x z$ halbiert und als Mittelpunkt des Kreisbogens den Schnitt O' der Winkelrechten im Halbierungspunkte mit der in x zu der Richtung von v_u gezogenen Winkelrechten nimmt.

Für die minutliche Umdrehungszahl des Rades gilt

$$n = \frac{30}{\pi} \frac{v_u}{r_u} = 9,55 \frac{v_u}{r_u};$$

v_u ist in der erläuterten Weise zu berechnen; n oder r_u ist anzunehmen.

Der Arbeitsbedarf E_e in mkg/sek ergibt sich zu

$$E_e = \gamma Q \left(H + H_w + \frac{v_u^2}{2g} \right) + E_w = \gamma Q \frac{v_u^2}{2g} \left[1 + \frac{\sin(\alpha_u + \beta)}{\sin(\alpha_u - \beta)} \right] + E_w = \gamma \frac{Q H}{\eta};$$

hierin bedeutet noch E_w die von der Zapfenreibung und dem Widerstand des kreisenden Rades in der Flüssigkeit herrührende Widerstandsarbeit, η den Wirkungsgrad der Kreiselpumpe.

Nach Hartig kann $E_w \sim 1,2 v_u^2$ (in mkg/sek) gesetzt werden.

Der Arbeitsbedarf E_e wird am kleinsten für $\alpha_u = 90 + 0,5 \beta$, also bei einer schwach zurückgekrümmten Schaufel.

Ebel empfiehlt, $\beta = 10^\circ$ und damit $\alpha_u = 95^\circ$ zu nehmen.

Der Wirkungsgrad der Kreiselpumpe ergibt sich zu

$$\eta = \frac{\gamma Q H}{\gamma Q \frac{v_u^2}{2g} \left[1 + \frac{\sin(\alpha_u + \beta)}{\sin(\alpha_u - \beta)} \right] + E_w};$$

für $\alpha_a = 90 + 0,5 \beta$ erhält η seinen Höchstwert, und es wird

$$\eta_{\max} = \frac{\gamma Q H}{\gamma G \frac{v_a^2}{2g} (2 - 4 \cos^2 \alpha_a) + E_w}$$

Ausgeführte Kreiselpumpen gewöhnlicher Bauart haben einen Wirkungsgrad $\eta \geq 0,6$ ergeben.

Rechnungsvorgang. Für die Förderung einer bestimmten Flüssigkeitsmenge Q auf die Höhe H mittels Schleuderpumpe werden zunächst v_s und v_d gewählt; hierdurch sind d_s und d_d bestimmt, und es können h_s und h_d berechnet werden. Es muß dann

$$A - \left(H_s + h_s + \frac{v_s^2}{2g} \right) > 0$$

sein; ist dies nicht der Fall, so muß H_s kleiner genommen werden. Hierauf sind die Winkel α_a und β zu wählen, womit aus Gl. 80 der Wert für v_a folgt.

Es wird dann w_a und c_u ermittelt, $r_a : r_e$ gewählt, r_e aus d_s bzw. d'_s bestimmt, womit sich r_a, v_e, α_e, w_e und n ergeben. Die Schaufelzahlen z_e und z_a werden gewählt, die Schaufelformen aufgezeichnet, die Dicke e entsprechend dem Material genommen; dann kann b_e und b_a berechnet werden, und schließlich läßt sich aus den gefundenen Werten E_e und η ermitteln.

Das Pumpengehäuse wird selten mit besonderen Leitschaufeln versehen; gewöhnlich erhält der Druckkanal, d. h. derjenige Teil der Pumpe, welcher die aus dem Rade strömende Flüssigkeit aufnimmt und nach dem Druckrohr leitet, eine Breite gleich der äußeren Radbreite b_a und rechteckigen Querschnitt. Eine passende Form des Kanals ergibt sich dann in der Evolvente desjenigen Kreises, welcher um den Radmittelpunkt mit $r_a \sin \beta$ beschrieben wird. Wird jedoch die Breite des Kanals größer als b_a genommen, wie es häufig geschieht, so ist der Querschnitt an der weitesten Stelle als $\frac{Q}{c_u}$ zu berechnen, damit die Kanalhöhe zu ermitteln, und die Form dann so zu gestalten, daß diese Höhe gleichmäßig bis auf Null nach dem Radumfang zu abnimmt.

b) Anordnungen der Kreiselpumpen.

Fig. 517 zeigt die Bauart der von Bopp & Reuther in Mannheim ausgeführten Kreiselpumpen. Das seitlich geschlossene Rad hat nach außen zu abnehmende Breite und sechs schwach gekrümmte Schaufeln. Das mit einem aufgeschraubten Deckel versehene Gehäuse ist mit wagerecht gerichtetem Saugstutzen und nach oben gerichtetem Druckstutzen versehen. Die Welle wird durch zwei innere und zwei äußere Lager gestützt; zwischen den letzteren, die als Ringschmierlager ausgebildet sind, ist die Riemenscheibe aufgekeilt. Die ganze Pumpe ist auf einer gußeisernen Grundplatte befestigt.

Einige Hauptabmessungen, sowie die Leistungen und Umdrehungszahlen der Pumpen bei verschiedenen Förderhöhen sind in der nachstehenden Tabelle enthalten.

Lichte Weite des Saug- und Druckrohres mm	Durchmesser der Riemenscheibe mm	Breite der Riemenscheibe mm	Fördermenge in cbm/std	Minutliche Umdrehungszahl bei einer Förderhöhe von (ausschließlich der Widerstände in den Leitungen)			
				2,5 m	5 m	10 m	15 m
40	100	65	9,0	740	940	1370	1550
50	110	80	14,5	620	800	1080	1310
65	130	90	24,0	540	700	940	1130
80	150	100	36,0	450	590	785	950
100	200	120	57,0	390	500	680	820
125	250	150	90,0	350	430	580	700
150	300	180	144	350	465	560	650
175	325	200	180	325	420	500	580
200	350	220	240	300	380	450	520
300	450	400	509	220	280	350	500
400	700	500	1020	160	220	300	400

Die Fig. 518 ersichtliche, mit dem Lagerbock für die Radwelle auf einer gemeinsamen Grundplatte befestigte Kreiselpumpe von H. Andersen

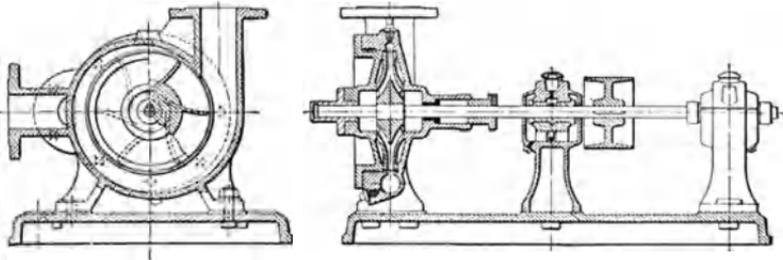


Fig. 517.

in Leipzig-Gohlis ist in gleicher Weise wie die vorbesprochene Pumpe mit einem seitlich eingesetzten Deckel, einem wagrecht gerichteten

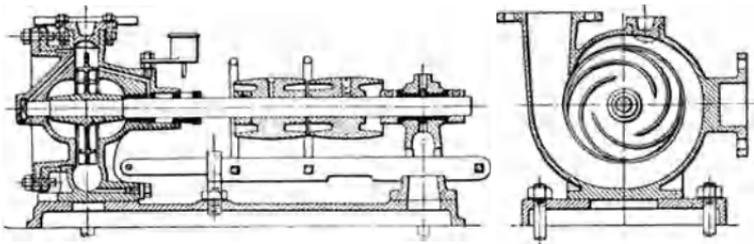


Fig. 518.

Saugstutzen und einem nach oben gerichteten Druckstutzen versehen. Die Welle führt sich in einer Bohrung des Gehäusedeckels, sowie in einem

Stopfbüchsenlager; ferner ist ein langes Außenlager angeordnet. Die beiden inneren Lager haben Wasserschmierung mittels angegossener, vom Druckraume des Gehäuses ausgehender Kanäle, wodurch gleichzeitig ein Eintreten von Luft in die Saugräume verhindert wird.

Zur Führung des die Fest- bzw. Losscheibe der Welle antreibenden Riemens dient ein mittels Handgriffes verstellbarer Ausrücker. Das seitlich offene Rad hat gleichbleibende Breite und vier spiralförmig gekrümmte Schaufeln.

Eine Kreiselpumpe, bei der das Gehäuse aus zwei miteinander verschraubten Teilen besteht, ist in Fig. 519 dargestellt. Das beiderseits durch angegossene Ringscheiben abgeschlossene Rad hat vier gerade Schaufeln. Die zugehörige Welle ruht in zwei inneren Stopfbüchsenlagern mit Wasserschmierung, von denen das rechtsliegende gleichzeitig als stellbares Drucklager ausgebildet ist. Das außerhalb

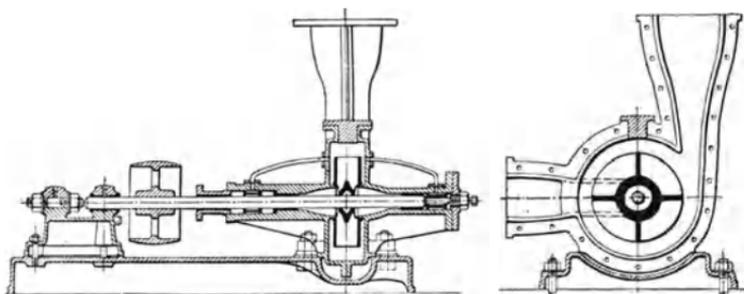


Fig. 519.

der Pumpe angeordnete Lager gestattet ebenfalls eine achsiale Verstellung der Radwelle. Ein Übelstand dieser Pumpenkonstruktion liegt darin, daß das Öffnen des Gehäuses und damit die Zugänglichkeit zu dem Schaufelrade erst nach Abheben des ersteren von der Grundplatte möglich wird.

Über die Abmessungen, Leistungen und den Kraftbedarf der von Gebr. Sulzer in Winterthur gebauten Niederdruck-Kreiselpumpen geben die in den nachstehenden Tabellen enthaltenen Werte Aufschluß.

Es bezeichnet in diesen Tabellen

Q die zu hebende Wassermenge in cm^3/sek ,

H die manometrische Förderhöhe in m,

H_w die den Reibungswiderständen entsprechende Flüssigkeitshöhe in m,

n die minutliche Umdrehungszahl,

N den Kraftbedarf in PS,

D den Durchmesser des Schaufelrades in mm,

d den Durchmesser der fliegend angeordneten Antriebscheibe in mm,

d_1 den Durchmesser der Saug- und Druckleitung in mm.

Die in den Tabellen angegebenen Wassermengen und Förderhöhen zeigen mittlere Leistungen der betreffenden Pumpengrößen. Durch Änderung der Umdrehungszahlen können sowohl die Wassermengen

Niederdruck-Kreiselpumpen von Gebr. Sulzer in Winterthur.

Nr. I.				Nr. II.			Nr. III.			Nr. IV.			
n	D = 150, d = 120, d ₁ = 80			D = 210, d = 170, d ₁ = 100			D = 270, d = 220, d ₁ = 125			D = 330, d = 270, d ₁ = 150			n
	H+H _w	Q	N	H+H _w	Q	N	H+H _w	Q	N	H+H _w	Q	N	
2700	20	0,010	5	2700
2000	10,5	0,010	2,5	21	0,018	9	2000
1500	6	0,008	1,25	11,5	0,016	4,6	18	0,027	11,5	.	.	.	1500
1300	.	.	.	8	0,014	2,75	13,5	0,023	7,5	21	0,040	21,5	1300
1000	.	.	.	4,5	0,012	1,5	7	0,021	3,5	13	0,035	11	1000
800	4,5	0,018	2	8	0,030	6	800
700	6	0,025	3,5	700

Nr. V.				Nr. VI.			Nr. VII.			
n	D = 450, d = 450, d ₁ = 225			D = 620, d = 600, d ₁ = 300			D = 800, d = 1000, d ₁ = 400			n
	H+H _w	Q	N	H+H _w	Q	N	H+H _w	Q	N	
850	18	0,086	38,5	850
700	12	0,076	23	21	0,140	69	.	.	.	700
600	9	0,066	15,5	15	0,125	45	.	.	.	600
500	6,5	0,056	9	10	0,110	27	20	0,240	115	500
400	4	0,046	4,5	6	0,095	14	12	0,200	58	400
300	.	.	.	3	0,080	6	6	0,180	26	300

Nr. VIII.				Nr. IX.			
n	D = 1000, d ₁ = $\frac{550}{2 \times 400}$ ¹⁾			n	D = 1350, d ₁ = $\frac{800}{2 \times 550}$ ¹⁾		
	H+H _w	Q	N		H+H _w	Q	N
420	20	0,430	210	300	19	0,850	370
360	15	0,370	130	240	11	0,730	192
300	10	0,310	76	210	8	0,650	114
240	6	0,280	41	170	6	0,530	70

1) Zwei Saugöffnungen.

wie die Förderhöhen nach oben und unten geändert werden, bei entsprechender Erhöhung oder Verminderung des erforderlichen Kraftbedarfes.

Die Förderungen entsprechen einer Geschwindigkeit des Wassers von ungefähr 1,8 m/sek in den Leitungsröhren, sofern die letzteren gleiche lichte Weite haben wie die Mündungen der Pumpe, was gewöhnlich der Fall ist. Bei langen Leitungen empfiehlt es sich, zur Verminderung des Reibungswiderstandes, die lichte Weite derselben zu vergrößern.

Bei den von Gebr. Sulzer gebauten Hochdruck-Kreiselpumpen sind die Laufräder zur Erhöhung des Nutzeffektes mit be-

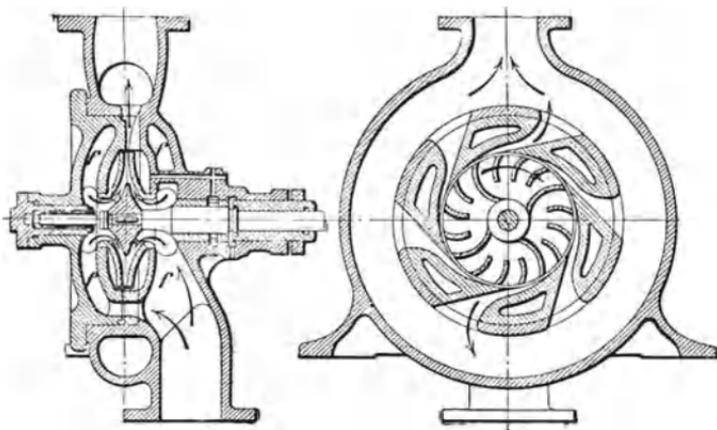


Fig. 520.

sonderen Leiträdern umgeben. Für sehr hohe Pressungen erhalten solche Pumpen mehrere nebeneinander auf gemeinschaftlicher Welle sitzende Laufräder. Die Flüssigkeit wird im ersten Laufrade auf die der Umlaufzahl entsprechende Pressung gebracht, tritt dann in das zweite Laufrad ein und verläßt dessen Leitrad mit der doppelten Pressung; vom zweiten Rade geht sie in gleicher Weise durch die folgenden Lauf- und Leiträder, so daß die Endpressung oder Gesamtförderhöhe das n fache der Förderhöhe des einfachen Laufrades wird, wenn n die Zahl der Laufräder bedeutet.

Fig. 520 zeigt eine Hochdruck-Kreiselpumpe von Gebrüder Sulzer mit einem einfachen Laufrade, das von einem im Deckel befestigten Leitrade umgeben ist. Sowohl im Deckel wie im Gehäuse befinden sich konzentrische Saugräume f , welche durch Öffnungen im Leitrade miteinander in Verbindung stehen, um symmetrischen Eintritt der Flüssigkeit in die Laufradflügel zu ermöglichen. Das Leitrad hat spiralförmig erweiterte Kanäle, die den Austritt der Flüssigkeit aus dem Laufrade in den konzentrischen Druckraum des Gehäuses gestatten. Diese Leitkanäle sind auf der dem Deckel zugekehrten Seite offen, so daß ihr seitlicher Abschluß durch den letzteren selbst erfolgt. Die

innere Wand des rohrförmigen Druckraumes des Pumpengehäuses ist an den Stellen der Leitkanäle durchbrochen, um dem Wasser freien Durchgang zu gestatten. Die Welle ruht auf der Pumpendeckelseite in einem geschlossenen, auf der Antriebsseite in einem offenen Lager, welches letztere durch Wasserabschluß gegen Luftzutritt geschützt ist.

Bei der in Fig. 521 dargestellten mehrfach gekuppelten Kreiselpumpe besteht das Pumpengehäuse aus vier ringförmigen Druckräumen. Auf die Welle sind vier Laufräder aufgekeilt, die paarweise so angeordnet sind, daß sich die seitlichen Druckkräfte stets aufheben. Je zwei Laufräder sind konzentrisch je von einem Leitrade umgeben, in dem sich die spiralförmig begrenzten Leitkanäle und die Durchflußöffnungen für das Druckwasser der vorhergehenden Pumpen befinden. Die Welle ist in derselben Weise wie bei der einfachen Pumpe gelagert (vergl. Z. d. V. d. I. 1901, S. 1448).

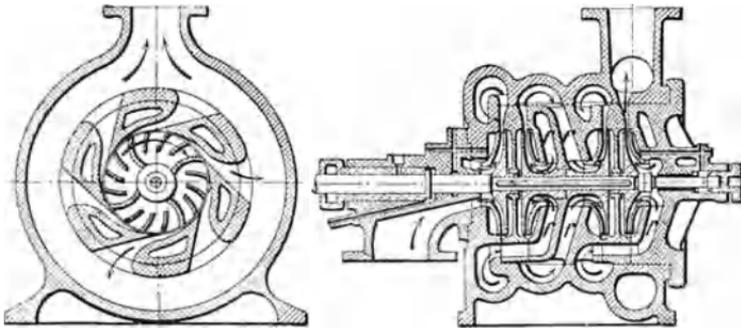


Fig. 521.

Die Hochdruck-Kreiselpumpen arbeiten nach dem Vorstehenden wie umgekehrte Reaktionsturbinen und erreichen auch deren höheren Wirkungsgrad von $\sim 0,75$ und zwar in gewissen Grenzen um so mehr, je größer die zu hebende Wassermenge ist.

Die bisherigen Ausführungen erreichen eine Förderhöhe von 220 m mit einer und eine solche von 500 m mit mehreren Pumpen.

III. Gebläse und Kompressoren.

A. Gebläse¹⁾.

a) Schleudergebläse (Centrifugal-Ventilatoren).

Bezeichnet in Fig. 522 für den Punkt *A* am inneren Flügelrade

v_e die Radgeschwindigkeit in m/sek,

c_e die absolute Eintrittsgeschwindigkeit der Luft in das Rad in m/sek,

w_e die relative Eintrittsgeschwindigkeit der Luft in das Rad in m/sek,

¹⁾ Vergl. J. v. Hauer: „Die Wettermaschinen“, 2. Auflage, Leipzig 1889.

für den Punkt *B* am äußeren Flügelrade

v_a die Radgeschwindigkeit in m/sek,

c_a die absolute Austrittsgeschwindigkeit der Luft aus dem Rade in m/sek,

w_a die relative Austrittsgeschwindigkeit der Luft aus dem Rade in m/sek,

ferner

r_e und *r_a* den inneren und äußeren Halbmesser des Flügelrades in m,

b_e und *b_a* die innere und äußere Rad- bzw. Schaufelbreite in m,

h den zu erzeugenden Pressungsunterschied in mm W.-S., also in kg/qm, gleichviel ob Überdruck oder Unterdruck erzeugt wird,

v das spezifische Volumen mittelfeuchter Luft in cbm/kg (für Luft mittlerer Dichtigkeit *v* = 0,8 cbm/kg),

γ das Gewicht der geförderten Luft in kg/cbm,

g die Beschleunigung durch die Schwere = 9,81 m/sek²,

so ist die Umfangsgeschwindigkeit des Flügelrades

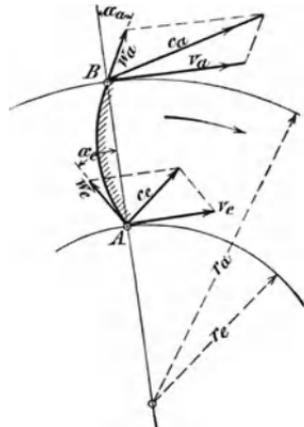


Fig. 522.

$$v_a = f \sqrt{g h v} = 2,8 f \sqrt{h} \dots \dots \dots \mathbf{81}$$

Der Koeffizient *f* ist bei größeren Ventilatoren guter Ausführung = 1,2 bis 1,4, bei kleineren Ventilatoren = 1,4 bis 1,7 zu nehmen.

Diese Formel reicht aus, wenn der Winkel α_a (Fig. 522), den das letzte Flügelteilchen mit dem Halbmesser bildet, nur klein ist. Ist der Winkel α_a bedeutend — nach den vorliegenden Erfahrungen soll α_a nicht größer als 60° gewählt werden, gewöhnlich $\alpha_a = 45^\circ$ —, so empfiehlt sich die Benutzung folgender Formel:

$$v_a = f \left[\frac{r_e b_e}{r_a b_a} c_e \frac{\text{tg } \alpha_a}{2} + \sqrt{\left(\frac{r_e b_e}{r_a b_a} c_e \text{tg } \frac{\alpha_a}{2} \right)^2 + g h v} \right],$$

oder für mittlere Verhältnisse

$$v_a = f \left[4 \text{tg } \alpha_a + \sqrt{(4 \text{tg } \alpha_a)^2 + 7,85 h} \right].$$

α_a ist hierin für rückwärts gekrümmte Schaufeln positiv, dagegen für vorwärts gekrümmte Schaufeln negativ einzusetzen. Für radial auslaufende Schaufeln ist $\alpha_a = 0$, und es geht dann der vorstehende Ausdruck für v_a in Gl. 81 über.

Die Geschwindigkeit c_0 , mit der die Luft in das Gehäuse tritt, wird in der Regel = 8 bis 10 m/sek gesetzt.

Bezeichnet *Q* die zu liefernde Windmenge in cbm/sek, so ergibt sich der Halbmesser *r_s* der Saugöffnung aus

$$Q = r_s^2 \pi c_0 \text{ bei einseitigem Luftzutritte (saugende Ventilatoren),}$$

$$0,5 Q = r_s^2 \pi c_0 \text{ „ zweiseitigem „ „ (blasende „ „).}$$

Der äußere und innere Halbmesser des Flügelrades kann

$$r_a = 2 r_s \text{ bis } 3 r_s \text{ bzw. } r_e = r_s \text{ bis } 1,5 r_s$$

genommen werden; damit ergibt sich die minutliche Umdrehungszahl

$$n = \frac{30 v_a}{r_a \pi} = 9,55 \frac{v_a}{r_a}.$$

Ist die Umdrehungszahl gegeben, so folgt für den äußeren Halbmesser des Flügelrades

$$r_a = \frac{30 v_a}{\pi n}.$$

Die Schaufelbreite läßt man bei Ventilatoren für große Pressungen zweckmäßig nach außen abnehmen und nimmt vielfach

$$b_a = b_e \frac{r_e}{r_a}.$$

Absatzweise wirkende Ventilatoren werden dagegen immer mit unveränderlicher Schaufelbreite ausgeführt; diese ist dabei zu wählen

$$b = b_a = b_e = 0,5 r_a \text{ bis } 0,66 r_a,$$

und die Weite der Schützenöffnung

$$s = \frac{2 Q}{b v_g i},$$

worin i die Zahl der Öffnungen bezeichnet. In der Regel ist $i = 1$.

Die Schaufelzahl soll nach Rittinger $z = 30 r_a$ betragen; diese Formel gibt jedoch für große Ventilatoren eine zu große Schaufelzahl. Häufig führt man nur die Hälfte der Schaufeln ganz aus, während die andere Hälfte aus kurzen Schaufelstücken besteht.

Absatzweise wirkende Ventilatoren erhalten je etwa 8—15 Schaufeln.

Eine bestimmte Schaufelform läßt sich als die zweckmäßigste nicht bezeichnen. Es kommen Schaufeln mit geraden und mit gekrümmten Flügeln in Anwendung; letztere sind nur am inneren Umfange gekrümmt, sonst radial, oder nach rückwärts oder nach vorwärts gekrümmt oder aber aus zwei oder mehreren, verschieden gekrümmten Bogen zusammengesetzt.

Damit die Luft stoßfrei in das Rad eintreten kann, muß

$$\operatorname{tg} \alpha_e = 0,104 \frac{n r_e}{c_e}$$

sein, worin α_e den Winkel bezeichnet, den das innerste Schaufelteilchen mit dem Halbmesser bildet. Es kann α_e zwischen 30° und 60° gewählt werden.

Die erforderliche Betriebsarbeit in PS beträgt

$$N = \frac{Q h}{75 \eta}.$$

Der Wirkungsgrad η schwankt bei großen Ventilatoren zwischen 0,4 und 0,7; für kleinere Ventilatoren kann $\eta = 0,3$ bis 0,5 angenommen werden.

Die Flügelräder sind zumeist von einem Gehäuse umgeben, welches entweder die ersteren dicht umschließt oder mit einem ringförmigen, sich erweiternden Raume, dem Verteiler oder Diffusor, versehen ist, in dem die Geschwindigkeit der Luft nach der Ausflußöffnung hin allmählich abnimmt und dementsprechend der Pressungsunterschied h d. h. der Über- oder Unterdruck bei blasenden bzw. saugenden Ventilatoren erhöht wird.

Mit Rücksicht auf die erzeugte Spannung der Luft werden die Schleudergebläse eingeteilt in gewöhnliche oder Niederdruck- und in Hochdruck-Schleudergebläse.

Aus der folgenden Tabelle sind Abmessungen, Gewichte u. s. w. der von G. Schiele & Co. in Bockenheim gebauten Hochdruck-Schleudergebläse zu entnehmen.

Flügelrad-Durchmesser D mm	Zum Schmieden bei Windpressungen von 120 bis 160 mm W.-S.			Zum Schmelzen in Kupolöfen bei Windpressungen von 280 bis 320 mm W.-S.			Riemenscheiben		Durchmesser der Ausbläsöffnung mm	Gewicht kg
	Anzahl der Feuer mit 30 mm Düse	n_{\max}	Betriebsleistung PS	Schmelzarbeit t·st	n_{\max}	Betriebsleistung PS	Durchmesser mm	Breite mm		
300	1 bis 3	3500	0,25	.	.	.	70	50	90	60
350	3 „ 6	3350	0,75	0,50 bis 0,75	4750	1,8	80	60	105	75
400	6 „ 10	3050	1,35	0,75 „ 1,25	4000	2,9	100	70	120	115
475	10 „ 15	2350	2,20	1,25 „ 2,00	3250	4,5	120	80	150	170
600	15 „ 20	1800	3,20	2,00 „ 3,00	2500	6,5	150	90	200	320
675	20 „ 25	1600	3,50	3,00 „ 3,25	2250	7,0	150	100	225	400
750	25 „ 35	1450	4,25	3,25 „ 4,00	2000	8,5	200	100	250	500
850	35 „ 45	1300	5,25	4,00 „ 5,00	1775	10,0	225	125	290	625
950	45 „ 55	1100	6,50	5,00 „ 6,75	1550	12,0	250	150	320	800
1075	55 „ 80	975	7,75	6,75 „ 8,00	1375	13,5	275	160	370	1100
1200	80 „ 100	850	9,00	8,00 „ 10,00	1200	15,5	300	180	400	1600
1350	100 „ 120	775	10,50	10,00 „ 12,25	1015	17,5	325	200	460	1850
1500	120 „ 150	675	12,00	12,25 „ 17,50	950	20,0	350	200	500	2200

Die weiteren Tabellen enthalten Angaben über die von Gebr. Sulzer in Winterthur gebauten Schleudergebläse.

Es bezeichnet

- D den Flügelrad-Durchmesser in mm,
- d den Durchmesser der Antrieb-Riemenscheibe in mm,
- d_1 „ „ „ Mündung in mm,
- h die Luftpressung in mm W.-S.,
- Q „ Luftmenge in cbm/sek,
- N „ Betriebsleistung in PS,
- n „ minutliche Umdrehungszahl.

Gewöhnliche Schleudergebläse.

n	D = 600, d = 180			D = 750, d = 220			D = 900, d = 260			D = 1050, d = 290			D = 1200, d = 320			n
	h	Q	N	h	Q	N	h	Q	N	h	Q	N	h	Q	N	
1400	72	2,3	4,5	1400
1200	38	2,0	2,5	92	3,0	6,5	1200
1000	32	1,5	1,75	65	2,4	4,0	75	5	9	1000
900	30	1,3	1,5	56	2,0	3,0	60	4,5	7	84	7,1	13,5	114	10	25	900
800	.	.	.	48	1,6	2,5	48	4	5	63	6,5	10	96	8,8	18,5	800
700	.	.	.	37	1,4	2	37	3,5	3,5	54	5,3	7	75	7,6	12,5	700
600	27	3	2,5	37	4,7	4,5	56	6,4	8,5	600
500	31	3,5	3	37	5,6	5,0	500
400	29	2	2	27	4	3	400

Hochdruck-Schleudergebläse.

n	D = 350, d = 60, d ₁ = 75			D = 450, d = 100, d ₁ = 105			D = 600, d = 150, d ₁ = 175			n
	h	Q	N	h	Q	N	h	Q	N	
3000	77	0,2	0,45	185	0,4	2,00	.	.	.	3000
2400	57	0,15	0,25	131	0,3	1,00	193	0,8	4,0	2400
2000	52	0,10	0,15	109	0,2	0,55	123	0,7	2,3	2000
1700	.	.	.	70	0,2	0,35	87	0,6	1,35	1700
1400	58	0,5	0,80	1400

n	D = 750, d = 190, d ₁ = 225			D = 900, d = 250, d ₁ = 285			D = 1050, d = 270, d ₁ = 345,			D = 1200, d = 350, d ₁ = 390			D = 1350, d = 400, d ₁ = 2 × 360			n
	h	Q	N	h	Q	N	h	Q	N	h	Q	N	h	Q	N	
2200	254	1,4	9	2200
2000	230	1,2	6,75	345	2	17,0	2000
1700	170	1,00	4,00	230	1,8	10,0	350	2,6	21,0	1700
1550	163	0,80	3,00	200	1,6	8,0	287	2,4	16,0	460	2,8	30	644	3,5	50	1550
1200	101	0,60	1,50	85	1,4	3,25	129	2,2	7,5	307	2,5	18	357	3,0	25	1200
1100	200	2,3	11	353	2,7	19	1100
1000	175	2,0	8,5	253	2,4	15	1000

b) Schraubenradgebläse (Schraubenventilatoren).

Die Schraubenradgebläse sind zur Förderung größerer Luftmengen bei nur geringer Pressung derselben geeignet und finden

hauptsächlich zu Lüftungszwecken für Gebäude u. s. w. Verwendung, wobei dieselben je nach der Umdrehungsrichtung des Flügelrades entweder saugend oder blasend wirken können.

Die an schräg gestellten Armen einer mit der Treibwelle verbundenen Nabe oder dergl. befestigten Flügel sind entweder gerade oder nach Art der Schiffschraube gekrümmt.

Der äußere Durchmesser des Flügelrades ergibt sich aus

$$D = 1,3 \sqrt{\frac{Q}{c_0}},$$

worin Q die geförderte Luftmenge in cbm/sek, c_0 die Eintrittsgeschwindigkeit der Luft ($c_0 = 8$ bis 10 m/sek) bedeutet.

Die Umfangsgeschwindigkeit des Flügelrades beträgt

$$v_a = 2,8 f \sqrt{h},$$

worin für gerade Schaufeln $f = 2,8$ bis $3,5$,

„ gekrümmte „ $f = 2,2$ „ $2,9$

zu setzen ist.

Der Wirkungsgrad schwankt zwischen $0,2$ und $0,3$.

Schraubenradgebläse

von G. Schiele & Co. in Bockenheim bei Frankfurt a. M.¹⁾

Windpressungen $h = 2$ bis 6 mm W.-S.

D	n	60 Q	N	Riemenscheiben		Gewicht annähernd
				Durchmesser	Breite	
mm		cbm/min	in PS	in mm		in kg
200	1750—2500	10—12	0,02—0,05	60	50	12
250	1400—2300	15—25	0,03—0,11	60	50	20
300	1150—2000	23—40	0,06—0,2	80	60	27
400	870—1500	35—65	0,1—0,3	100	60	40
500	700—1200	60—105	0,2—0,5	125	60	80
650	520—900	110—190	0,3—0,9	160	80	130
800	460—800	160—280	0,5—1,5	200	100	190
1000	350—600	260—450	0,7—2,2	250	125	300
1200	290—500	372—650	0,9—3	300	121	425
1500	230—400	570—1000	1,2—4	400	150	770
1750	200—350	800—1400	1,6—5,5	500	150	985
2000	175—300	1000—1800	2—7	550	175	1200
2250	150—260	1800—2325	3—9,1	650	150	1550
2500	135—230	1600—2850	3,5—11,5	700	160	1940
3000	115—200	2300—4150	5—17	850	200	2730

Der Steigungswinkel der Schraube der Schieleschen Gebläse beträgt 35 Grad. Die hier geraden Flügel sind nach dem äußeren Umfange hin verbreitert und füllen das Gehäuse vollkommen aus.

¹⁾ In wesentlichen ebenso wie das Schielesche Schraubenradgebläse sind die Ventilatoren von Beck & Henckel in Cassel, J. C. Kämpf in Frankfurt a. M. und anderer Firmen ausgeführt.

Schraubenradgebläse
von Gebr. Sulzer in Winterthur.

D = Flügelrad-Durchmesser in mm, d = Durchmesser der Riemenscheibe in mm, Q = Luftmenge in cbm/sek.

n	$D = 300,$ $d = 60$			$D = 400,$ $d = 80$			$D = 600,$ $d = 120$			$D = 800,$ $d = 160$			n
	h	Q	N	h	Q	N	h	Q	N	h	Q	N	
2500	8	0,46	0,60	20	0,64	2,0	2500
2200	6	0,44	0,40	15	0,61	1,5	2200
1800	4	0,39	0,20	10	0,54	0,75	1800
1600	.	.	.	5	0,72	0,50	25	1,50	3,50	.	.	.	1600
1400	20	1,20	2,5	.	.	.	1400
1200	15	1,00	1,5	25	2,8	6,5	1200
1000	10	1	1	20	2,15	4	1000
800	15	1,55	2	800
700	10	1,65	1,5	700
600	5	2,00	1,0	600

n	$D = 1000,$ $d = 200$			$D = 1200,$ $d = 240$			$D = 1500,$ $d = 300$			$D = 2000,$ $d = 400$			n
	h	Q	N	h	Q	N	h	Q	N	h	Q	N	
600	25	5,3	6,75	25	9,5	13,5	25	9	16	.	.	.	600
500	20	4,8	4,5	20	8,5	10	10	7,0	9,5	.	.	.	500
400	15	4,3	3	15	8,0	6,5	15	5,5	5	20	11,5	21	400
300	10	4,0	2	10	7,5	4	10	3,5	2,5	15	6,5	10,5	300
200	5	4,0	1	5	8	2,5	5	2,5	0,75	10	2	4	200
150	5	2,5	2	150

c) Kapselgebläse.

Die Kapselgebläse finden zur Beschaffung der Verbrennungsluft für Schmiedefeuer, Schmelz- und Kupolöfen sowie zur Grubenlüftung Anwendung.

Als wichtigster Vertreter dieser Art von Gebläsen ist dasjenige von Root (Roots-Blower) zu bezeichnen. Dasselbe besteht aus zwei in einem Gehäuse eingeschlossenen eisernen Flügeln der in Fig. 523 ersichtlichen Gestalt; dieselben sind auf zwei neben- oder übereinanderliegenden Wellen befestigt, die sich in entgegengesetzter Richtung drehen, was durch gleich große, außerhalb des Gehäuses liegende Zahnräder bewirkt wird.

Um eine einfache Form für die Flügel zu erhalten, nimmt man die große Achse $a a_1$ (Fig. 523) derselben 7 mal so groß als die kleine Achse $b b_1$, zieht durch den Schnittpunkt o beider Achsen, unter 45° geneigt, die Linien $c_1 c_3$ und $c_2 c_4$ und macht $o c_1 = o c_2 = o c_3 = o c_4 = \frac{o a + o b}{2}$.

Man erhält dann in $a, a_1, b, b_1, c_1, c_2, c_3$ und c_4 Punkte der äußeren Flügelform, die in der in Fig. 523 ersichtlichen Weise zu verbinden sind.

Gestattet die Größe des Gebläses das Achsenverhältnis 1:7 nicht, so sind nur die konkaven Bogen nach obiger Regel aufzuzeichnen, während die konvexen Bogen durch Abwälzen beider Flügel mit gleicher Winkelgeschwindigkeit erhalten werden. Zum Zwecke besserer Abdichtung, leichterer Bearbeitung der Flügeloberfläche und zur Verringerung des Geräusches werden die Flügel zuweilen mit einer Holzbekleidung versehen.

Die geförderte Windmenge ist annähernd

$$Q = \lambda \frac{n b}{30} (0,785 D^2 - f) \text{ cbm/sek,}$$

wenn n die Anzahl der minutlichen Umdrehungen, D den größten Durchmesser und b die Breite (achsiale) der Flügel in m, ferner f den Querschnitt derselben in qm und λ den Lieferungsgrad des Gebläses bezeichnet¹⁾.

Wird die Luftpressung h in m Wassersäule ausgedrückt, so kann, nach den von Hartig angestellten Versuchen, für den Lieferungsgrad

$$\lambda = 0,00288 n - 0,646 h^2$$

angenommen werden.

Bei den Root-Gebläsen von Mohr & Federhaff (s. Tabelle auf S. 574) schwankt λ zwischen 0,57 und 0,70 und beträgt im Mittel 0,62.

Der mechanische Wirkungsgrad kann (nach Ledebur) für Pressungen bis zu 400 mm W.-S. im Mittel

$$\eta = 0,45$$

gesetzt werden.

Höhere Drücke erzielt man durch Kapselgebläse mit Flächendichtung.

Die hierhergehörigen Präzisions-Gebläse von Enke gestatten ohne erhebliche Verluste 750 mm W.-S. bei einfacher, bis 3000 mm W.-S. bei dreifacher Flächendichtung.

Bei den Hochdruckgebläsen von Jäger & Co. in Leipzig-Plagwitz sind die Innenkörper derartig gestaltet und in das Gehäuse eingepaßt, daß keine schädlichen Reibungen entstehen können. Sie ergeben nach Angabe der Erbauerin bei

3000 mm W.-S. noch einen Wirkungsgrad von über 90 0/0,
5000 " " " " " " " " 75 bis 80 0/0.

Die Krigarschen Schraubengebläse gehören zu den besten Gebläsen für Kupolofen- und Schmiedefeuere-Betrieb. Sie haben schraubenförmig gestaltete Flügel, wodurch die zwischen ihnen und dem Gehäuse befindliche Luft in achsialer Richtung verdrängt wird, sonach dem letzteren stets unter denselben Druckverhältnissen entströmt.

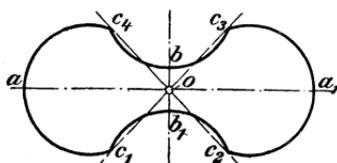


Fig. 523.

¹⁾ Vergl. A. v. Thering: „Die Gebläse“, 2. Aufl., Berlin 1903, Julius Springer.

Root-Gebläse
von Mohr & Federhaff in Mannheim.
Windpressung $h = 300$ bis 400 mm W.-S.

n	60 Q cbm/min	Für Kupolofen- Betrieb		Für Schmiede- feuer- Betrieb			Durch- messer der		Riemen- scheiben	
		Schmelz- leistung t/std	Innere Weite der Kupol- öfen m	Anzahl der Düsen von			Aus- strömung mm	Rohr- flansche mm	Durch- messer mm	Breite mm
				25	30	35				
				mm Weite						
300	0,5	.	.	1 zu 20 mm			45	.	85	45
300	0,91	.	.	1	.	.	55	.	100	45
300	1,83	.	.	1	1	.	70	.	115	45
300	2,25	.	.	2	1	1	70	.	155	55
300	4,65	.	.	4	3	2	80	.	155	55
300	9,50	.	.	8	6	4	135	250	245	90
300	19,25	1—1,25	0,5—0,6	16	11	7	200	320	300	110
300	29,40	1,5—2	0,6—0,7	24	17	12	240	350	400	90
300	44,00	2,5—3,0	0,7—0,9	36	26	18	300	460	400	110
300	60,00	3,65—4	0,9—1,1	51	36	26	350	520	550	120
250	95,00	14,75—5,75	1,2—1,4	76	56	38	425	600	730	170
250	125,00	6,5—7,5	1,4—1,7	100	73	49	475	655	800	180
250	150,00	8,5—10	1,4—1,8	126	95	63	550	740	900	190

Versuche, die Hartig anstellte, ergaben für den Lieferungsgrad eines Krigarschen Gebläses bei einer Pressung von 500 mm W.-S. noch 83 bis 88 %.

B. Kompressoren.

Gegenüber den Gebläsen werden in den Kompressoren zumeist erheblich höhere Luftpressungen erzielt, wie sie zur Kraftübertragung der verschiedensten Art, zur Kälteerzeugung u. s. w., erforderlich sind.

Um die Erwärmung der Luft und der Cylinderwänden möglichst herabzumindern, bedient man sich der Wasserkühlung und unterscheidet, je nachdem dieselbe nur in äußerer Kühlung des Cylinders u. s. w. besteht, oder, zur Erhöhung des Wirkungsgrades der Kompression, in das Innere des Cylinders Kühlwasser in fein verteiltem Zustande eingespritzt wird, oder aber der Cylinder größtenteils mit Wasser gefüllt ist, welches abkühlt auf die Cylinderwände und die Luft selbst wirkt, trockene, halbnasse und nasse Kompressoren.

a) Physikalische Eigenschaften der Luft.

Bezeichnet

v_1 ein beliebiges Luftvolumen von der Spannung p_1 und der Temperatur t_1 ,

v_2 ein anderes Luftvolumen von der Spannung p_2 und der Temperatur t_2 ,

$\alpha = \frac{1}{273}$ den Ausdehnungskoeffizienten der Luft von 0° auf 1° ,

so ist nach dem Gesetze von Gay-Lussac

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{1 + \alpha t_1}{1 + \alpha t_2} = \frac{\frac{1}{\alpha} + t_1}{\frac{1}{\alpha} + t_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (\text{bei } p_1 = p_2),$$

worin $T_1 = \frac{1}{\alpha} + t_1$ und $T_2 = \frac{1}{\alpha} + t_2$ als absolute Temperaturen der Luft bezeichnet werden.

Durch die Vereinigung des (einfachen) Mariotteschen Gesetzes

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{p_2}{p_1} \quad (\text{bei } t_1 = t_2)$$

mit dem Gay-Lussacschen Gesetz ergibt sich das vereinigte Mariotte-Gay-Lussacsche Gesetz

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{p_2}{p_1} \frac{T_1}{T_2},$$

oder

$$\frac{v_1 p_1}{T_1} = \frac{v_2 p_2}{T_2} = \text{konst.} = R \text{ (Gaskonstante),}$$

oder allgemein für irgendeinen Zustand der Luft

$$v p = R T.$$

Bezeichnet $\gamma = \frac{1}{v}$ das spezifische Gewicht der atmosphärischen Luft bei 0° und 760 mm Quecksilbersäule ($\gamma = 1,293 \text{ kg/cbm}$), so ist hierfür

$$R = \frac{v p}{T} = \frac{p}{\gamma T} = \frac{10333}{1,293 \cdot 273} = 29,2721 \text{ mkg.}$$

Für irgendeine andere Temperatur t_x der Luft läßt sich das spezifische Gewicht derselben (in kg/cbm) für einen absoluten Druck p (in kg/qm) ermitteln aus

$$\gamma = \frac{1}{29,27} \frac{p}{273 + t_x}.$$

Ist der Druck p' in mm Quecksilbersäule gegeben, so ist

$$\gamma = 13,596 \frac{p'}{29,27 (273 + t_x)}.$$

Aus den Gleichungen

$$v_1 p_1 = R T_1 \quad \text{und} \quad v_2 p_2 = R T_2$$

folgt ferner unter der Annahme adiabatischer Kompression der Luft — nach Gl. 86 für den gesättigten Wasserdampf (S. 595) —

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{p_2}{p_1} \frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k \frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

b) Die Berechnung der Kompressoren¹⁾.

1. Analytische Berechnung.

Der für einen Kompressor aufzuwendende Arbeitsbedarf setzt sich zusammen aus der Kompressionsarbeit und aus derjenigen Arbeit, die erforderlich ist, um die schädlichen Widerstände (Arbeitsverluste durch Ventilwiderstände, Maschinenreibung u. s. w.) zu überwinden.

Die Kompressionsarbeit (L für 1 kg Luft) setzt sich aus folgenden Teilen zusammen:

- der Arbeit L_1 beim Ansaugen der Luft,
- „ „ L_2 „ Verdichten der Luft,
- „ „ L_3 „ Verdrängen der Luft aus dem Cylinder.

Die Arbeit beim Ansaugen der Luft ist von der zur Verdichtung derselben nötigen Arbeit in Abzug zu bringen, so daß man erhält

$$L = L_2 + L_3 - L_1.$$

Bezeichnet

p_a die Anfangsspannung und p_e die Endspannung der Kompression in kg/qm,

V_a und V_e die zugehörigen Luftvolumen in cbm,

ferner

F die Kolbenfläche des Kompressorcyinders, abzüglich des Kolbenstangenquerschnittes — also die wirksame Kolbenfläche — in qm,

s den Hub in m,

s' den Hub während des Verdrängens der Luft aus dem Cylinder in m,

so ergeben sich folgende Gleichungen

$$L_1 = p_a F s = p_a V_a.$$

Für die Arbeit L_2 beim Verdichten der Luft kann die als Expansionsarbeit des gesättigten Wasserdampfes ermittelte Gl. 89 (S. 597) sinngemäß benutzt werden, doch ist, da L_2 nicht von der Luft geleistet, sondern verbraucht wird, der Wert aus Gl. 89 mit dem negativen Vorzeichen einzuführen, also zu setzen

$$L_2 = -\frac{p_a V_a}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{p_a V_a}{k-1} \left[\left(\frac{p_e}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right].$$

Endlich ist

$$L_3 = p_e F s' = p_e V_e = p_a V_a \frac{T_e}{T_a} = p_a V_a \left(\frac{p_e}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}},$$

worin T_a und T_e die bezüglichen absoluten Temperaturen der Luft bedeuten.

Mithin folgt

$$L = \frac{p_a V_a}{k-1} \left[\left(\frac{p_e}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + p_a V_a \left(\frac{p_e}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - p_a V_a = \frac{k}{k-1} p_a V_a \left\{ \left(\frac{p_e}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\} = k L_2 \dots \dots \dots \mathbf{82}$$

oder auch $L = \frac{k}{k-1} R (T_e - T_a)$ mkg für 1 kg Luft.

Soll die Kompressionsarbeit für 1 cbm angesaugter Luft berechnet werden, so ist $V_a = 1$ in Gl. 82 einzusetzen.

¹⁾ Vergl. A. v. Ihering: „Die Gebläse“, 2. Aufl., Berlin 1903, Julius Springer.

Für 1 cbm komprimierter Luft berechnet sich die Arbeit ebenfalls aus dieser Gleichung, wenn in dieselbe für $p_a V_a$ der Wert

$$p_a V_a = p_a \frac{p_e T_a}{p_a T_e} V_e = p_a V_e \left(\frac{p_e}{p_a} \right)^{\frac{1}{k}}$$

eingeführt wird.

Es folgt dann für $V_e = 1$

$$I = \frac{k}{k-1} p_a \left[\left(\frac{p_e}{p_a} \right) - \left(\frac{p_e}{p_a} \right)^{\frac{1}{k}} \right].$$

Bei wirksamer Abkühlung kann in die obigen Gleichungen — je nach der Feuchtigkeit der Luft —

$$k = 1,3 \text{ bis } 1,2$$

gesetzt werden.

Für trockene Luft ist $k \sim 1,41$.

Bedeutet n die minutliche Umlaufzahl des Kompressors, so ist die in der Sekunde theoretisch angesaugte Luftmenge von der Temperatur $T_a = 273 + t^u$ für doppeltwirkende Kompressoren

$$V_o = \frac{F s n}{30} \text{ cbm,}$$

und der hierfür aufzunehmende Arbeitsbedarf in PS

$$N = \frac{F s n p_m}{30 \cdot 75},$$

worin die mittlere Spannung

$$p_m = \frac{k}{k-1} p_a \left[\left(\frac{p_e}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

zu setzen ist.

Die tatsächlich gelieferte Luftmenge V ergibt sich mit Rücksicht auf den Lieferungsgrad λ , der durch Undichtigkeit des Kolbens und der Ventile, auch durch den Spannungsverlust der Luft beim Durchgange durch die Saugventile und ganz besonders durch die Expansion der Luft im schädlichen Raume bedingt ist, zu

$$V = \lambda V_o.$$

Der Lieferungsgrad kann gesetzt werden

$$\lambda = 1 - m \left\{ \left(\frac{p_e}{p_a} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right\},$$

wenn m das Verhältnis des schädlichen Raumes zum Hubraume $F's$ bedeutet.

Aus dieser Gleichung folgt, daß der Lieferungsgrad um so größer ausfällt, je kleiner der schädliche Raum und je kleiner der Enddruck der Kompression ist.

Um den nachteiligen Einfluß des schädlichen Raumes auf den Lieferungsgrad zu verringern, wird nach dem Vorschlage von Wellner bei jedem Hubwechsel eine Verbindung beider Cylinderenden durch einen Umlaufkanal hergestellt, wodurch ein Überströmen der im schädlichen Raume sich befindlichen komprimierten Luft nach der anderen Kolben-seite (Saugseite) möglich ist.

Für derartige mit Druckausgleich arbeitende Kompressoren kann der Lieferungsgrad

$$\lambda = 1 - m \left\{ \left(\frac{p'_a}{p_a} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right\}$$

gesetzt werden, worin p'_a die Spannung der im Cylinder, den schädlichen Räumen und dem Umlaufkanal befindlichen gesamten Luft nach erfolgtem Druckausgleich bedeutet.

Es ist

$$\frac{p'_a}{p_a} = \frac{1 + \left(1 + \frac{p_e}{p_a}\right) m}{1 + 2m + m'},$$

wenn noch m' das Verhältnis des Umlaufkanalraumes zum Hubraum F s. Bei guter Ausführung kann $\lambda = 0,91$ bis $0,94$ betragen.

Haben Kompressor- und Dampfzylinder gleichen Hub, und bezeichnet

p_i den mittleren indizierten Druck im Dampfzylinder in kg/qcm,
 F'' die wirksame Kolbenfläche des Dampfzylinders in qcm,

so ist

$$F p_m = \frac{1}{\eta} F'' p_i,$$

worin F für eine zu liefernde Luftmenge V_I (in cbm/sek) von der Temperatur T_e aus

$$s F = \frac{60 V_I p_e T_a}{i \lambda n p_a T_e}$$

zu ermitteln ist ($i = 1$ oder 2 , je nachdem der Kompressor einfach- oder doppeltwirkend ist).

Unter Berücksichtigung der Abkühlung der Luft auf eine Endtemperatur T' , die je nach den Umständen gleich oder größer als T_a anzunehmen ist, gilt für eine zu liefernde Luftmenge V_{II}

$$s F = \frac{60 V_{II} p_e T_a}{i \lambda n p_a T'}.$$

Für eine zu liefernde Luftmenge G_I bzw. G_{II} in kg/sek ist F aus

$$s F = \frac{60 G_I}{\lambda n i} \frac{1}{\gamma} \frac{p_e T_a}{p_a T_e} \text{ bzw. } s F = \frac{60 G_{II}}{\lambda n i} \frac{1}{\gamma} \frac{p_e T_a}{p_a T'}$$

zu ermitteln, wenn γ das spezifische Gewicht der Luft bedeutet.

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit

$$c = \frac{s n}{30}$$

ist bei trockenen und halbnassen Kompressoren etwa 1,5 bis 2,0 m/sek und darüber, bei nassen Kompressoren etwa 1 bis 1,5 m/sek anzunehmen; der Wirkungsgrad beträgt $\eta = 0,75$ bis $0,80$.

Bei größeren Anlagen mit hohem Druck wird die Kompression stufenweise in zwei oder drei Zylindern ausgeführt und die Luft zwischen den einzelnen Kompressionsperioden in Aufnehmern — Röhrenkühler, die vom Wasser umspült sind — auf die Anfangstemperatur abgekühlt.

Hierbei wird die Kompressionsarbeit zumeist gleichmäßig auf die Zylinder verteilt, so daß z. B. bei drei Zylindern mit dem gesamten Kompressionsverhältnis ϵ_0 sich für jeden Zylinder das Kompressionsverhältnis ergibt zu $\epsilon_1 = \epsilon_2 = \epsilon_3$ allgemein $= \epsilon = \sqrt[3]{\epsilon_0}$ und bei 1 cbm/sek angesaugter Luft die Arbeit in mkg für einen Hub zu

$$A = 3 \left\{ \frac{k}{k-1} p_a \left[\epsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\},$$

oder der Arbeitsbedarf in PS, wenn V cbm/sek angesaugt werden sollen, zu

$$N = \frac{A \cdot 2 \cdot n}{60 \cdot 75} V = \frac{F \cdot s \cdot n \cdot A}{30 \cdot 75}$$

Es beträgt dann die Arbeit für jeden einzelnen Kompressor

$$N_1 = N_2 = N_3 = \frac{N}{3}$$

2. Berechnung mittels des Druckdiagrammes.

Die Aufzeichnung der Kompressionskurve — einer polytropischen Kurve, d. h. einer Kurve unveränderlicher spezifischer Wärme — kann nach dem in Fig. 541 (S. 595) für die adiabatische Expansionskurve des Wasserdampfes dargestellten Verfahren von Brauer geschehen.

Bei wirksamer Kühlung erfolgt die Kompression etwa nach dem Gesetze $p v^{1,3}$ bis $p v^{1,2} = \text{konst.}$ (vergl. S. 577). Wählt man für die Aufzeichnung der Kompressionskurve (Fig. 524) $\text{tg } \alpha = 0,2$, so ist

$$(1 + \text{tg } \beta) = 1,2^{1,3} \text{ bzw. } (1 + \text{tg } \beta) = 1,2^{1,2},$$

und es ergibt sich der Winkel β aus

$$\text{tg } \beta = 0,267 \text{ bis } 0,245.$$

Für andere Exponenten k ergeben sich brauchbare Größen von α und β aus den Werten der nachstehenden Tabelle.

Exponent $k =$	1,10	1,15	1,25	1,30	1,35	1,41
$\text{tg } \alpha =$	0,2	0,2	0,25	0,25	0,25	0,33
$\text{tg } \beta =$	0,222	0,234	0,322	0,337	0,352	0,497

Die Saugspannung p_a wird bei der Aufzeichnung des Druckdiagrammes um 2 bis 3% niedriger angenommen als die Spannung p_o der Außenluft, die Endspannung (Druckspannung) p_e des Kompressors etwa um 3 bis 5% höher, als die Spannung p im Druckraume betragen kann. (Letztere ist entsprechend den Leitungswiderständen um 3 bis 5% niedriger als p_e .)

Nach Versuchen von A. Riedler und M. Gutermuth beträgt der Druckverlust $z = p_1 - p_2$ zwischen Anfang und Ende einer Luftleitung

$$z = \frac{533}{10^{10}} \gamma \frac{l}{d} w^2 = \frac{864}{10^{10}} \gamma l \frac{V^2}{d^5} \text{ in kg/qcm;}$$

hierin bezeichnet

- γ das mittlere Gewicht eines cbm Luft, entsprechend einer mittleren Luftspannung $p_m = 1/2(p_1 + p_2)$, und einer mittleren absoluten Temperatur $T_m = 1/2(T_1 + T_2)$ in kg,
- l die Länge und d den lichten Durchmesser der Leitung in m,
- w die mittlere Luftgeschwindigkeit in m/sek,
- V die durchströmende Luftmenge, gemessen bei der mittleren Spannung p_m und der mittleren Temperatur $t_m = 1/2(t_1 + t_2)$ in der Leitung, in cbm/sek.

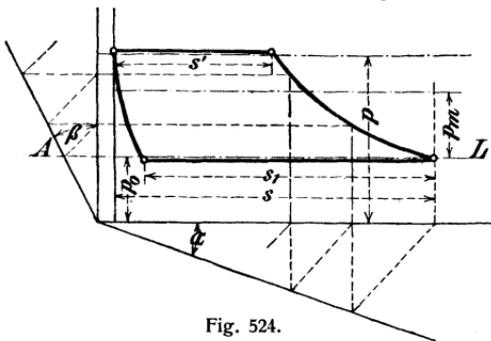


Fig. 524.

Berechnet man sodann s' und s_1 aus

$$\frac{s'}{s} = (1 + m) \left(\frac{p_a}{p_e} \right)^{\frac{1}{k}} - m \quad \text{und} \quad \frac{s_1}{s} = 1 + m - m \left(\frac{p_e}{p_a} \right)^{\frac{1}{k}},$$

worin m , wie schon S. 577 angegeben, das Verhältnis des schädlichen Raumes zum Hubraume $F's$ bedeutet, so läßt sich die Kompressionskurve aus den Endpunkten durch Einschalten von Zwischenpunkten ermitteln, deren Ordinaten und Abscissen jedesmal als geometrisches Mittel der Ordinaten und der Abscissen von den beiden Punkten gefunden werden, zwischen die der neue Punkt eingeschaltet werden soll (vergl. M. Tolle: „Neue Konstruktionen der polytropischen Kurve“, Z. d. V. d. I. 1894, S. 1456).

Für die Expansion im schädlichen Raume genügt die Zugrundelegung des Mariotteschen Gesetzes $p v = \text{konst.}$

Aus der Fläche des so aufgetragenen Diagrammes ergibt sich dann die mittlere Spannung p_m des Kompressorcyinders.

Die Untersuchung von Indikatorgrammen ausgeführter Kompressoren hat sich immer auch darauf zu erstrecken, welcher Exponent den Zustandskurven zugrunde liegt. Pröll empfiehlt zu diesem Zwecke die in Fig. 525 wiedergegebene Konstruktion.

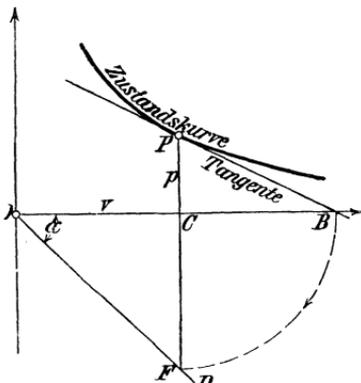


Fig. 525.

Man zieht die Tangenten in den einzelnen Kurvenpunkten P , klappt die Subtangente CB um 90° herum und macht $CF = CB$. Für eine polytropische Kurve liegen alle Endpunkte F auf einer Geraden OD , und der Exponent ist $k = \cotg \alpha$.

Ein genaueres Verfahren zur Ermittlung des Exponenten k mittels der als rechtwinklige Koordinaten aufzutragenden Linien für $\log p$ und $\log V$ rührt von Tolle her. Für $k = \text{konst.}$ muß sich dann eine Gerade ergeben; die Tangente ihres Neigungswinkels α ist $= k$ (s. Z. d. V. d. I. 1894, S. 1457).

$\tg \alpha = k = 1$ ergibt die gleichseitige Hyperbel (Isotherme), für welche $\alpha = 45^\circ$.

c) Anordnungen der Kompressoren und Einzelteile derselben.

Zu den wichtigsten Einzelteilen gehören die Abschlußorgane. Hinsichtlich derselben unterscheidet man Ventilkompressoren (ohne Druckausgleichvorrichtung) und Schieberkompressoren (mit Druckausgleichvorrichtung).

1. Ventilkompressoren.

Die Geschwindigkeit, mit der die Luft durch die Ventile strömt, kann nach Riedler gewählt werden

$$\begin{aligned} u_{\max} &= 20 \text{ bis } 30 \text{ m/sek in den Saugventilen,} \\ u_{\max} &= 25 \text{ " } 35 \text{ " " " Druckventilen,} \end{aligned}$$

Die mittlere Windgeschwindigkeit ist

$$\frac{u_{\max}}{\frac{\pi}{2}} = 0,636 u_{\max} \text{ zu nehmen, oder}$$

$$u_m \sim 13 \text{ bis } 19 \text{ m/sek für die Saugventile,}$$

$$u_m \sim 16 \text{ ,, } 23 \text{ ,, ,, ,, Druckventile.}$$

Der Gesamtdurchgangsquerschnitt der Saugventile beträgt zumeist $1/5$ bis $1/8 F$, derjenige der Druckventile $1/7$ bis $1/10 F$.

Damit der Ventilschluß im Hubwechsel erfolgen kann, ist der Ventilhub möglichst klein anzunehmen, und der erforderliche Durchgangsquerschnitt durch genügenden Umfang und hinreichende Zahl der Ventile zu erreichen.

Die Belastung der Ventile ist dann möglichst so zu wählen, daß mit der nach dem Hubende abnehmenden Kolbengeschwindigkeit das Ventil zu sinken beginnt. Der für die Erzeugung der größten Geschwindigkeit erforderliche Druckunterschied ($p - p_1$) ergibt sich mit Berücksichtigung der Kontraktion beim Durchgange der Luft durch die Ventile aus

$$u_{\max} = \varphi \sqrt{2g \frac{(p - p_1)}{\gamma}}$$

zu

$$p - p_1 = \frac{u_{\max}^2}{2g} \frac{\gamma}{\varphi^2};$$

hierin ist $\gamma = \frac{p}{29,27(237 + t)}$ das spezifische Gewicht der überströmenden Luft von der Spannung p und der Temperatur t (für die Druckventile ist p näherungsweise der erzeugte Druck, für die Saugventile ist $p \sim 1 \text{ kg/qcm}$), φ der Geschwindigkeitskoeffizient ($\sim 0,96$), $g = 9,81 \text{ m/sek}^2$ und

$$u_{\max} = \psi \frac{1}{\mu} \frac{\pi}{2} c,$$

worin μ den Kontraktionskoeffizient ($\sim 0,8$), ψ das Verhältnis des Kolbenquerschnittes zum Durchgangsquerschnitte sämtlicher Ventile, c die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sek bedeutet.

Der Luftdruck auf ein Ventil beträgt in kg, wenn f die Angriffsfläche in qcm,

$$P = (p - p_1) f;$$

dementsprechend ist die Ventilschlußkraft zu wählen.

Mit Rücksicht auf die Massenverminderung ist die Ventilbelastung nur durch Federdruck auf das erforderliche Maß zu erhöhen.

Von den zahlreichen, in den letzten Jahren zur Anwendung gelangten Ventilen für raschlaufende Kompressoren haben diejenigen von Hörbiger und von Riedler-Stumpf die größte Verbreitung gefunden.

Fig. 526 zeigt das Hörbiger-Ventil eines von Gebr. Meer, M.-Gladbach, in Düsseldorf 1902 ausgestellten Kompressors.

Auf dem Ventilsitz a ist der aus weichem Stahlguß gefertigte Ventiltfänger b befestigt. Die Ventilscheibe d aus dünnem Stahlblech ist mittels dreier oder mehrerer Stahlblattfedern c , den sogenannten

Lenkern, die einerseits durch Schrauben *e* mit dem Fänger, anderseits durch Nieten *f* mit der Ventilscheibe verbunden sind, an dem ersteren aufgehängt, derart, daß sie im Ruhezustande sanft an den Ventilsitz angedrückt wird.

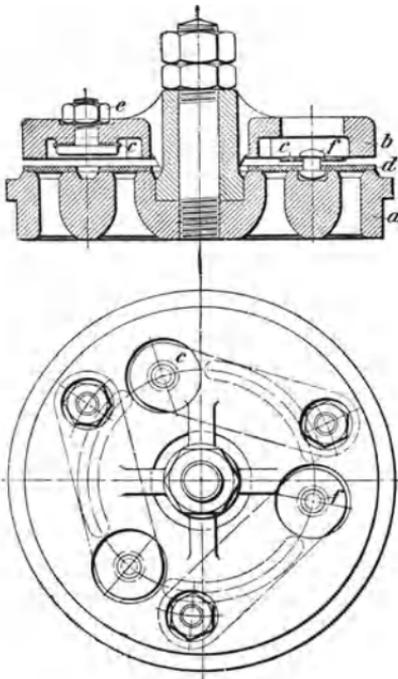


Fig. 526.

fache Verbesserungen erfahren. Die Ventilröhre, durch welche die das Öffnen bewirkende Druckluft zutritt, ist bis zum Ventilsitz erweitert.

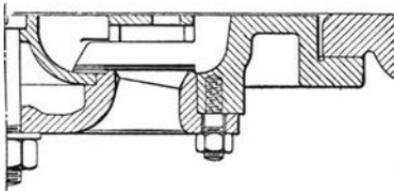


Fig. 527.

läuft gegen das geöffnete Ventil und drückt es mit der Geschwindigkeit Null im Totpunkte auf den Sitz auf. Ein lautloser Anschlag am Kolben wird durch Federn, Gummiringe oder durch einen Bleiausguß bewirkt.

Um den Übertritt der Luft aus dem Innern des Cylinders nach dem Druckraume während der Schlußzeit zu gestatten, sind Bohrungen

Durch diese Aufhängung der Ventilscheibe, bei der eine Reibung fast ganz vermieden wird, und dem geringen Ventilhub von 2 bis 3 mm ist der ruhige Gang der Ventile, das genaue Öffnen und Schließen derselben fast ohne wahrnehmbaren Überdruck gewährleistet.

Neuerdings werden bei Hörbiger-Ventilen, zur Verminderung der Stoßwirkung, dicht über den Ventilscheiben noch sogenannte Polsterscheiben angeordnet, gegen die sich die Ventilscheiben etwas bewegen können. Die zwischen beiden Scheiben eingeschlossene Luft dient als Puffer.

Ein derartiges Saugventil zeigt Fig. 527; das zugehörige als Etagenventil ausgebildete Druckventil ist in Fig. 528 dargestellt.

Die rückläufigen Druckventile, Bauart Riedler-Stumpf (Fig. 530), haben gegenüber ihrer ersten Ausführung nach Fig. 529 mannig-

Die Sitzdichtung ist von dem kleinen nach dem größeren Sitz verlegt und sonst Kolben-Schleifdichtung durchgeführt worden. Die Druckventile, bei welchen der Cylinderraum vom Druckraume während des Ausgens durch einen oder zwei nach innen spannende Ringe abgedichtet wird, werden durch den Kolbengeschlossen; derselbe

an dem nach innen liegenden Rande des Ventiles angebracht. Der Hub hat im Vergleich zu der älteren Ausführung eine Verminderung dadurch erfahren, daß die Luft nunmehr an dem äußeren Ventilrande der großen Platte nach dem Druckraume austritt.

Der Ventilsitz ist durch dahintergelegte Federn nachgiebig gemacht,

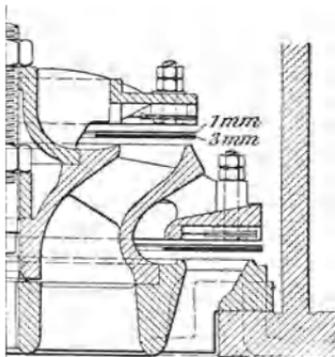


Fig. 528.

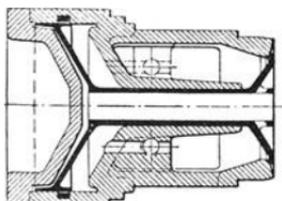


Fig. 529.

so daß die Ventile durch den Kolben infolge unrichtiger Einstellung nicht mehr beschädigt werden können.

Kompressoren für 200 bis 300 Uml/min sind mit bestem Erfolge mit solchen rückläufigen Ventilen ausgerüstet worden.

In Fig. 531 sind mehrere Ventilerhebungsdiagramme übereinander gezeichnet, welche bei verschiedenen Drücken und Geschwindigkeiten aufgenommen wurden; dieselben zeigen die gute Wirkungsweise der rückläufigen Druckventile — insbesondere die genaue und vollkommene Bewegung derselben, wobei jegliches Flattern des Ventiles vermieden ist.

Auch die Saugorgane können als rückläufige Ventile ausgebildet werden, doch kommen hier meistens Rundschieber in Anwendung. Der in Fig. 530 ersichtliche Saugschieber ist so ausgeführt, daß die Muschel nicht zum schädlichen Raume gehört.

Der auf Tafel IV abgebildete Verbund-Kompressor von Schüchtermann & Kremer in Dortmund zeigt die z. Z. verbreitetste Anordnung solcher Maschinen.

Die vom Niederdruckzylinder zum Hochdruckzylinder überströmende Luft wird in einem Zwischenkühler gekühlt. Mantelkühlung ist nicht vorgesehen.

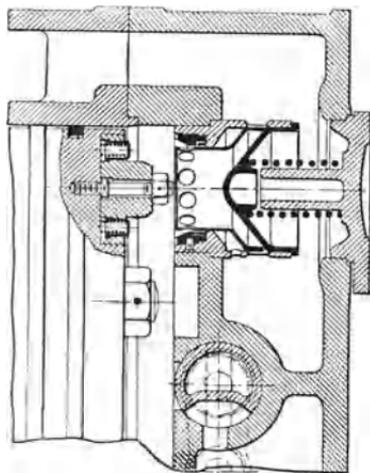


Fig. 530.

Die aus Aluminiumbronze hergestellten Collmannschen Luftventile arbeiten mit den bekannten Ölpuffern (vergl. unter „Dampfmaschinen“).

Für jede Cylinderseite sind nur zwei Ventile erforderlich, und die schädlichen Räume sind gering. Die für eine Einströmungs-Spannung von 11,5 kg/qcm berechnete Dampfmaschine ist ebenfalls mit Collmannscher Ventilsteuerung ausgeführt. Mantelheizung ist nur am Hochdruckcylinder vorgesehen. Die Dampfkolbenstangen sind mit den Kompressor Kolbenstangen durch Kupplungsschuhe verbunden, welche auf einer Geradföhrung gleiten, die, ebenso wie die Cylinder und das hintere Ende der Kreuzkopfföhrung, auf einem Grundrahmen gelagert ist. Außerdem sind die Geradföhrungen mit den Luftcylindern durch schmiedeeiserne Strebestangen verbunden, um den Grundrahmen nicht durch die Kolbenkräfte zu beanspruchen (vergl. Z. d. V. d. I. 1902, S. 1462).

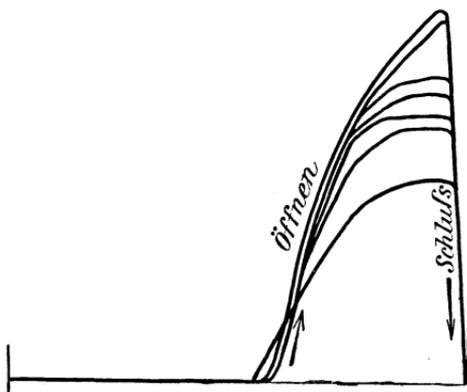


Fig. 531.

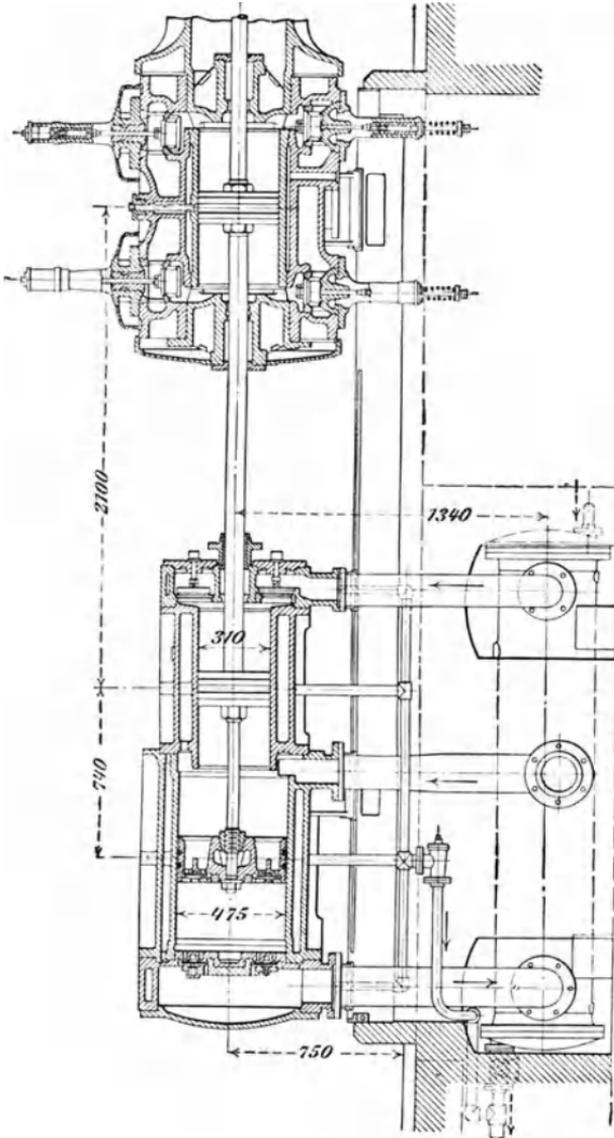
Der in Fig. 532 und 533 dargestellte, von der durchgehenden Kolbenstange eines Dampfzylinders von 350 mm Bohrung und 600 mm Hub angetriebene Kompressor von Gebr. Meer in M.-Gladbach ist zweistufig und mit Hörbiger-Ventilen der Fig. 526 ersichtlichen Bauart ausgerüstet. Die beiden mit Blechmänteln verschalteten Luftzylinder liefern bei einem Dampfdruck von 6 bis 8 atm (Überdruck) mit 125 Uml/min etwa 750 cbm/std, mit 150 Uml/min etwa 900 cbm/std Druckluft von 6 bis 7 atm Spannung. Das Saugventil des Niederdruck-Luftzylinders ist im Kolben, das zugehörige Druckventil in dem an den Zylinder anschließenden Ventilkasten untergebracht. Die betreffenden Ventile des Hochdruck-Luftzylinders — zwei Saug- und zwei Druckventile — befinden sich in dem an diesen Zylinder angeschlossenen Ventilkasten.

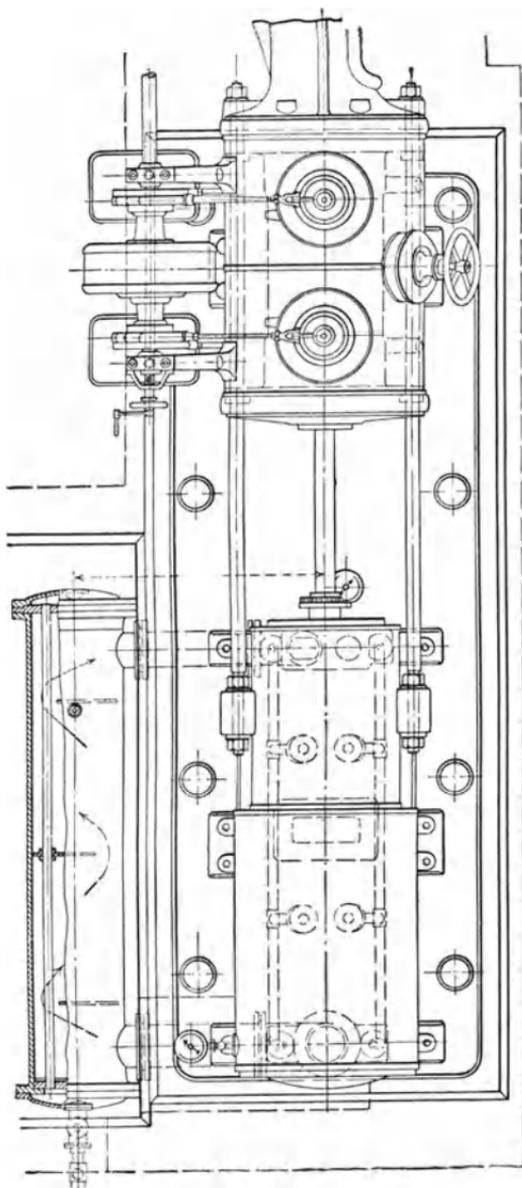
Der Zwischenkühler ist ein im Gegenstrom arbeitender Röhrenkühler von 11 qm Kühlfläche.

Der Dampfzylinder hat Lentz-Steuerung und ist mit dem aufliegenden Bajonnettrahmen verschraubt, mit welchem die beiden dahinterliegenden Luftzylinder durch zwei Strebestangen gleichfalls verbunden

sind. Sämtliche Cylinder stützen sich mit angegossenen Füßen auf zwei in dem Unterbau vergossene durchgehende Grundrahmen.

Fig. 534 und 535 zeigen an den Luftcylindern genommene





Leistungsdiagramme
(Federmaßstab: 1 atm
~ 2,5 bzw. 7 mm;
 $n = 150$ Uml./min).

2. Schieberkompressoren.

Bei diesen wird, wie schon hervorgehoben, um den nachteiligen Einfluß des schädlichen Raumes auf den Lieferungsgrad zu verringern, eine Verbindung zwischen den beiden Cylinderkanälen am Ende des Kolbenhubes hergestellt.

Der mit Mantel- und Deckelkühlung versehene Luftcylinder des Kompressors von Burckhardt-Weiß (Fig. 536) ist zu dem Zwecke mit einem Schieber versehen, der zwei Durchlaßkanäle *a* und *b*, den Druckausgleichskanal *c* und die Muschel *d* (Fig. 537) besitzt, welche eine Verbindung des Saugkanales *e* mit den Cylinderkanälen ermöglicht. Auf dem Rücken dieses Schiebers liegt die durch zwei Spiralfedern belastete Platte *f*. Dieselbe wird am Ende der Kompression durch den inneren Überdruck angehoben, so daß die Luft in den Schieberkasten und von hier in die Druckluftleitung strömen kann.

Fig. 533.

In Fig. 536 findet links vom Kolben Ansaugen, rechts Kompression statt. Am Ende derselben wird durch den inneren Überdruck die

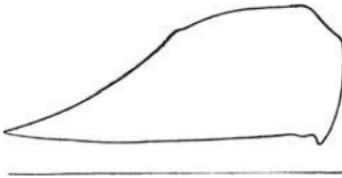


Fig. 534.



Fig. 535.

Platte *f* gehoben, so daß die Luft in den Schieberkasten und von hier in die Druckleitung gelangt.

Fig. 538 zeigt die Stellung des Schiebers am Ende der Ausströmung kurz vor Beginn des Druckausgleiches, Fig. 537 diejenige, bei der der Druckausgleich stattfindet.

Fig. 539 gibt ein Diagramm der Schiebersteuerung. In diesem bezeichnet

e = *i* die äußere bzw. innere Überdeckung,

a die Kanalweite,

m eine kleine Größe, um welche die innere Schieberkante die äußere Kante der Cylinderkanäle überläuft,

$r = a + e + m$ die Excentricität.

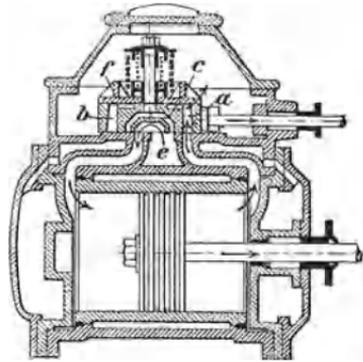


Fig. 536.

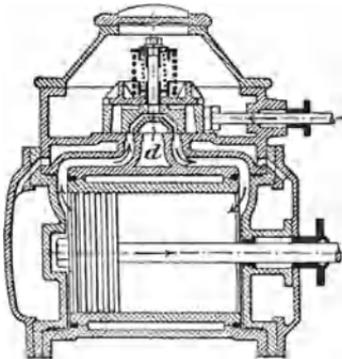


Fig. 537.

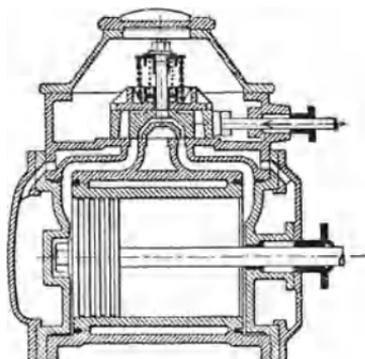


Fig. 538.

Die Excenterkurbel läuft der Maschinenkurbel um den Winkel $90 + \delta$ nach. Die Hauptstellungen des Kolbens sind mit 1, 2, 3, 4 und 5 bezeichnet.

Zwischen 1 bis 2 findet das Überströmen — die Druckausgleichung — statt,

- von 2 „ 3 öffnen sich die Einström- und Ausströmkanäle,
- „ 3 „ 4 sind diese Kanäle ganz offen,
- „ 4 „ 5 schließen sie sich wieder.

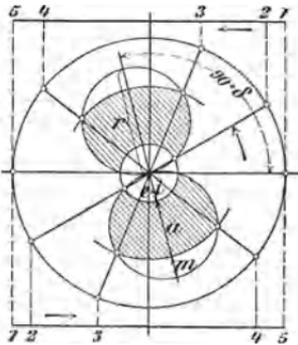


Fig. 539.

Gibt man dem Excenter einen kleineren Nacheilwinkel, so findet der Schluß der Einström- und Ausströmkanäle, ebenso auch die Überströmung schon vor erreichtem Hubende statt.

Die Berechnung der Excentrizität, des Voreilwinkels δ u. s. w. kann wie bei Dampfmaschinen mit einfacher Schiebersteuerung geschehen.

Für den Querschnitt der Durchlaßkanäle a und b im Schieber kann eine Luftgeschwindigkeit von etwa 30 m/sek angenommen werden.

Die Weite des Druckausgleichkanales c ist $\frac{a}{4}$ bis $\frac{a}{3}$ zu wählen.

Wird $m = \frac{a}{5}$ und $e = i = \frac{a}{3}$ bis $\frac{a}{2}$, im Mittel $= \frac{2}{5} a$ angenommen,

so folgt im Mittel

$$r = 1,6 a,$$

mithin

$$\sin \delta = \frac{e}{r} = 0,25$$

und

$$\delta = 14^{\circ} 30'.$$

Zuweilen wird der Druckausgleich nicht durch einen besonderen Kanal, sondern durch den Druckraum des Schiebers herbeigeführt.

Fünfter Abschnitt.

Kraftmaschinen.

I. Dampfmaschinen.

A. Physikalische Eigenschaften des Wasserdampfes.

a) Gesättigter Wasserdampf.

1. Allgemeines.

Die Größe der durch eine bestimmte Wärmemenge erzeugten Arbeit oder umgekehrt der durch eine bestimmte Arbeit erzeugten Wärmemenge bleibt stets dieselbe, unabhängig von dem Wege, auf dem das eine durch das andere entstanden ist. Wärme und Arbeit sind gleichwertig.

Man bezeichnet als Wärmeinheit (1 Kilogramm-Kalorie) = 1 *WE* diejenige Wärmemenge, die erforderlich ist, um die Temperatur von 1 kg Wasser um 1° zu erhöhen. Es kann nach den Versuchen des englischen Physikers Joule

$$1 \text{ WE} = 424 \text{ mkg}$$

gesetzt werden. Die Zahl $\frac{1}{424} = A$ wird das mechanische Wärmeäquivalent genannt.

Unter spezifischer Wärme *c* eines Körpers versteht man die Wärmemenge in *WE*, die erforderlich ist, um die Temperatur von 1 kg des Körpers um 1° zu erhöhen. Nach Vorstehendem ist für Wasser *c* = 1. Es ist aber die spezifische Wärme der Körper nicht konstant, sondern im allgemeinen abhängig von der Temperatur *t* des Körpers. Nach den Versuchen von Regnault ist für Wasser

$$c = 1 + 0,00004 t + 0,0000009 t^2.$$

Ist *c*₁ die mittlere spezifische Wärme, so bedeutet *c*₁ *t* die Wärme, welche 1 kg Wasser aufnimmt, wenn es von 0° auf *t*° erwärmt wird. Diese Wärmemenge nennt man die Flüssigkeitswärme und bezeichnet sie allgemein mit *q*. Es ist demnach

$$q = c_1 t = \int_0^t c dt \dots \dots \dots \mathbf{83}$$

Für diese Größe hat Regnault folgende empirische Formel aufgestellt

$$q = t + 0,00002 t^2 + 0,000\,000\,3 t^3.$$

Will man Wasser von 0° in Dampf von der Temperatur t verwandeln, so muß man demselben außer der Flüssigkeitswärme q noch eine gewisse Wärmemenge r zuführen, die, da sie nicht zur Erhöhung der Temperatur beiträgt, als latente (gebundene) Wärme oder Verdampfungswärme bezeichnet wird.

Es ist dann die Gesamtwärme

$$\lambda = q + r$$

und nach Versuchen von Regnault

$$\lambda = 606,5 + 0,305 t.$$

Daraus folgt

$$r = \lambda - q = 606,5 - 0,695 t - 0,00002 t^2 - 0,000\,000\,3 t^3.$$

Die Verdampfungswärme dient einmal zur Änderung des Aggregatzustandes der Flüssigkeit, sodann zur Überwindung des von außen auf dieselbe lastenden Druckes P in kg/qm; sie besteht aus der inneren Verdampfungswärme ρ und aus der äußeren Verdampfungswärme APw ($v - v'$) = APw , d. h. der während der Verdampfung infolge der Raumvergrößerung geleisteten Arbeit.

In dem obigen Ausdruck bezeichnet

v das Volumen von 1 kg des Dampfes in cbm,

v' „ „ „ 1 „ Wasser in cbm,

$w = v - v'$.

Es ist die gesamte Verdampfungswärme

$$r = \rho + APw.$$

Für die Größe ρ kann nach Zeuner gesetzt werden

$$\rho = 575,4 - 0,791 t;$$

hiernach wird

$$APw = r - \rho = 31,1 + 0,096 t - 0,00002 t^2 - 0,000\,000\,3 t^3.$$

Da angenähert (unabhängig von der Temperatur) $v' = 0,001$, so wird das spezifische Volumen

$$v = w + 0,001$$

und das Gewicht von 1 cbm trockenem Dampf

$$\gamma = \frac{1}{v} = \frac{1}{w + 0,001}.$$

Die Werte für w ergeben sich aus den Werten für APw durch Multiplikation mit $\frac{424}{P}$.

Der Unterschied zwischen der Gesamtwärme λ und der äußeren Verdampfungswärme APw wird nach Zeuner als Dampfwärme bezeichnet. Es ist hiernach diese Dampfwärme J auch diejenige Wärmemenge, welche von der Gesamtwärme nach Umsetzung eines Teiles derselben in äußerer Arbeit übrig bleibt, d. h. es ist

$$J = \lambda - APw.$$

Mit Hilfe der vorstehenden Gleichungen sind die in der nachstehenden Tabelle verzeichneten Werte von Zeuner berechnet.

Die Werte in den letzten drei Spalten dieser Tabelle sind in der weiteren mechanischen Wärmetheorie notwendig.

Tabelle für gesättigten Wasserdampf.

Druck (absolut) kg/qcm	Temperatur t	Flüssigkeitswärme q	Gesamtwärme λ	Verdampfungswärme			$v = v'$ cbm/kg	Spez. Gewicht $\gamma = \frac{1}{v}$ kg/cbm	Entropie $\sigma = \int \frac{c d t}{T}$	$\frac{r}{T}$	Absolute Temperatur T
				gesamte r	innere ρ	äußere APv					
0,1	45,58	45,65	620,40	574,75	539,35	35,41	15,012	0,067	0,155	1,804	318,58
0,2	59,76	59,89	624,73	564,84	528,13	36,70	7,781	0,129	0,198	1,698	332,76
0,3	68,74	68,93	627,47	558,53	521,03	37,51	5,301	0,189	0,225	1,634	341,74
0,4	75,47	75,71	629,52	553,81	515,71	38,10	4,039	0,248	0,245	1,589	348,47
0,5	80,90	81,19	631,17	549,99	511,41	38,58	3,271	0,306	0,260	1,554	353,90
0,6	85,48	85,82	632,57	546,75	507,78	38,97	2,754	0,363	0,273	1,525	358,48
0,7	89,47	89,84	633,79	543,94	504,63	39,31	2,381	0,420	0,285	1,501	362,47
0,8	93,00	93,43	634,67	541,44	501,84	39,60	2,099	0,476	0,294	1,479	366,00
0,9	96,19	96,64	635,84	539,20	499,32	39,88	1,879	0,532	0,303	1,461	369,19
1,0	99,09	99,58	636,72	537,15	497,02	40,13	1,701	0,587	0,311	1,444	372,09
1,1	101,76	102,28	637,54	535,26	494,91	40,35	1,555	0,643	0,318	1,428	374,76
1,2	104,24	104,79	638,29	533,50	492,95	40,55	1,433	0,697	0,325	1,414	377,24
1,3	106,55	107,14	639,00	531,86	491,12	40,74	1,329	0,752	0,331	1,401	379,55
1,4	108,72	109,34	639,66	530,33	489,41	40,92	1,239	0,806	0,337	1,389	381,72
1,5	110,76	111,42	640,28	528,87	487,79	41,08	1,161	0,860	0,342	1,378	383,76
1,6	112,70	113,38	640,87	527,49	486,26	41,24	1,093	0,914	0,348	1,368	385,70
1,7	114,54	115,25	641,43	526,18	484,80	41,38	1,032	0,968	0,352	1,358	387,54
1,8	116,29	117,03	641,97	524,94	483,42	41,52	0,978	1,021	0,357	1,348	389,29
1,9	117,97	118,84	642,48	523,74	482,09	41,65	0,930	1,075	0,361	1,339	390,97
2,0	119,57	120,37	642,97	522,60	480,82	41,78	0,886	1,128	0,365	1,331	392,57
2,1	121,11	121,94	643,44	521,50	479,60	41,90	0,846	1,181	0,369	1,323	394,11
2,2	122,59	123,44	643,90	520,46	478,43	42,03	0,810	1,233	0,373	1,316	395,59
2,3	124,02	124,90	644,33	519,43	477,30	42,13	0,777	1,286	0,377	1,308	397,02
2,4	125,40	126,30	644,75	518,44	476,21	42,23	0,746	1,339	0,380	1,301	398,40
2,5	126,73	127,66	645,15	517,49	475,16	42,33	0,718	1,391	0,384	1,295	399,73
2,6	128,02	128,97	645,55	516,57	474,14	42,43	0,692	1,443	0,387	1,288	401,02
2,7	129,26	130,25	645,93	515,68	473,15	42,53	0,668	1,495	0,390	1,282	402,26
2,8	130,48	131,48	646,30	514,81	472,19	42,62	0,645	1,545	0,393	1,276	403,48
2,9	131,65	132,68	646,65	513,97	471,26	42,71	0,624	1,599	0,396	1,270	404,65
3,0	132,80	133,85	647,00	513,15	470,36	42,79	0,605	1,651	0,399	1,265	405,80
3,1	133,91	134,99	647,37	512,35	469,48	42,88	0,586	1,702	0,402	1,259	406,91
3,2	135,00	136,10	647,68	511,57	468,62	42,96	0,569	1,754	0,405	1,254	408,00
3,3	136,06	137,18	648,00	510,81	467,78	43,04	0,553	1,805	0,407	1,249	409,06
3,4	137,09	138,24	648,31	510,07	466,96	43,11	0,538	1,857	0,410	1,244	410,09
3,5	138,10	139,27	648,62	509,35	466,16	43,19	0,523	1,908	0,413	1,239	411,10
3,6	139,09	140,28	648,95	508,67	465,38	43,29	0,510	1,959	0,415	1,234	412,09
3,7	140,05	141,27	649,22	507,95	464,62	43,33	0,497	2,010	0,417	1,230	413,05
3,8	141,00	142,23	649,50	507,27	463,88	43,40	0,484	2,061	0,420	1,225	413,99
3,9	141,92	143,18	649,78	506,61	463,15	43,46	0,473	2,112	0,422	1,221	414,92

Druck (absolut) kg/qcm	Temperatur t	Flüssigkeitswärme q	Gesamtwärme λ	Verdampfungswärme			$w = v - v'$ cbm/kg	Spez. Gewicht $\gamma = \frac{1}{v}$ kg/cbm	Entropie $\sigma = \int \frac{cd t}{T}$	$\frac{r}{T}$	Absolute Temperatur T
				gesamte r	innere ρ	äußere APw					
4,0	142,82	144,10	650,06	505,96	462,43	43,53	0,461	2,163	0,424	1,217	415,82
4,1	143,71	145,01	650,33	505,32	461,73	43,59	0,451	2,213	0,426	1,213	416,71
4,2	144,58	145,90	650,60	504,70	461,04	43,66	0,441	2,264	0,429	1,209	417,58
4,3	145,43	146,78	650,86	504,08	460,37	43,72	0,431	2,314	0,431	1,205	418,43
4,4	146,27	147,66	651,11	503,48	459,70	43,77	0,422	2,365	0,433	1,201	419,27
4,5	147,09	148,48	651,36	502,89	459,05	43,83	0,413	2,415	0,435	1,197	420,09
4,6	147,90	149,30	651,61	502,31	458,42	43,89	0,405	2,465	0,437	1,193	420,90
4,7	148,69	150,12	651,85	501,73	457,79	43,95	0,396	2,516	0,439	1,190	421,69
4,8	149,47	150,92	652,09	501,17	457,17	44,00	0,389	2,566	0,440	1,186	422,47
4,9	150,24	151,71	652,32	500,62	456,56	44,05	0,381	2,616	0,442	1,183	423,24
5,0	150,99	152,48	652,55	500,07	455,97	44,11	0,374	2,667	0,444	1,179	423,99
5,1	151,73	153,24	652,78	499,54	455,38	44,16	0,367	2,717	0,446	1,176	424,73
5,2	152,47	153,99	653,00	499,01	454,80	44,21	0,361	2,766	0,448	1,173	425,47
5,3	153,19	154,73	653,22	498,49	454,23	44,26	0,354	2,816	0,449	1,170	426,19
5,4	153,90	155,46	653,44	497,98	453,67	44,31	0,348	2,866	0,451	1,167	426,90
5,5	154,59	156,18	653,65	497,47	453,12	44,36	0,342	2,916	0,453	1,163	427,59
5,6	155,28	156,89	653,85	496,97	452,57	44,40	0,336	2,965	0,455	1,160	428,28
5,7	155,96	157,59	654,07	496,48	452,04	44,45	0,331	3,015	0,456	1,157	428,96
5,8	156,63	158,27	654,27	496,00	451,51	44,49	0,325	3,064	0,458	1,155	429,63
5,9	157,29	158,95	654,47	495,52	450,98	44,54	0,320	3,114	0,459	1,152	430,29
6,0	157,94	159,63	654,66	495,05	450,47	44,58	0,315	3,164	0,461	1,149	430,94
6,1	158,59	160,29	654,87	494,58	449,96	44,62	0,310	3,213	0,462	1,146	431,59
6,2	159,22	160,94	655,06	494,12	449,46	44,67	0,306	3,262	0,464	1,143	432,22
6,3	159,85	161,59	655,25	493,67	448,96	44,71	0,301	3,312	0,465	1,141	432,85
6,4	160,47	162,22	655,44	493,22	448,47	44,75	0,297	3,361	0,467	1,138	433,47
6,5	161,08	162,85	655,63	492,78	447,99	44,79	0,292	3,410	0,468	1,135	434,08
6,6	161,68	163,47	655,81	492,34	447,51	44,83	0,288	3,460	0,470	1,133	434,68
6,7	162,28	164,09	656,00	491,91	447,04	44,87	0,284	3,508	0,471	1,130	435,28
6,8	162,87	164,70	656,18	491,48	446,57	44,91	0,280	3,558	0,473	1,128	435,87
6,9	163,45	165,30	656,35	491,06	446,11	44,95	0,276	3,607	0,474	1,125	436,45
7,0	164,03	165,89	656,53	490,64	445,65	44,99	0,273	3,656	0,475	1,123	437,03
7,1	164,60	166,48	656,70	490,22	445,20	45,02	0,269	3,705	0,477	1,120	437,60
7,2	165,16	167,06	656,87	489,82	444,76	45,06	0,265	3,755	0,478	1,118	438,16
7,3	165,72	167,63	657,04	489,41	444,32	45,09	0,262	3,803	0,479	1,116	438,72
7,4	166,27	168,20	657,21	489,01	443,88	45,13	0,259	3,852	0,481	1,113	439,27
7,5	166,82	168,76	657,38	488,62	443,45	45,17	0,255	3,901	0,482	1,111	439,82
7,6	167,36	169,32	657,54	488,22	443,02	45,20	0,252	3,949	0,483	1,109	440,36
7,7	167,89	169,87	657,71	487,83	442,60	45,23	0,249	3,998	0,484	1,107	440,89
7,8	168,42	170,42	657,87	487,45	442,18	45,27	0,246	4,046	0,486	1,104	441,42
7,9	168,94	170,96	658,03	487,07	441,77	45,30	0,243	4,096	0,487	1,102	441,94
8,0	169,46	171,49	658,18	486,69	441,36	45,33	0,240	4,144	0,488	1,100	442,46
8,1	169,97	172,02	658,34	486,32	440,95	45,37	0,238	4,192	0,489	1,098	442,97
8,2	170,48	172,55	658,50	485,95	440,55	45,40	0,235	4,242	0,490	1,096	443,48
8,3	170,98	173,07	658,65	485,58	440,15	45,43	0,232	4,289	0,492	1,094	443,98
8,4	171,48	173,58	658,80	485,22	439,76	45,46	0,230	4,338	0,493	1,092	444,48

Druck (ab- solut) kg/qcm	Tem- peratur t	Flüssig- keits- wärme q	Gesamt- wärme λ	Verdampfungswärme			$w =$ $v - v'$ cbm/kg	Spez. Ge- wicht $\gamma = \frac{1}{v}$ kg/cbm	Entropie $\sigma =$ $\int \frac{c d t}{T}$	$\frac{r}{T}$	Ab- solu- te Tem- peratur T
				gesamte r	innere ρ	äußere $A P v$					
8,5	171,98	174,09	658,95	484,86	439,37	45,49	0,227	4,387	0,494	1,090	444,98
8,6	172,47	174,60	659,10	484,50	438,98	45,52	0,224	4,436	0,495	1,088	445,47
8,7	172,95	175,10	659,24	484,15	438,60	45,55	0,222	4,484	0,496	1,086	445,95
8,8	173,43	175,60	659,40	483,80	438,22	45,58	0,220	4,532	0,497	1,084	446,43
8,9	173,91	176,09	659,54	483,45	437,84	45,61	0,211	4,580	0,498	1,082	446,91
9,0	174,38	176,58	659,69	483,11	437,47	45,64	0,215	4,629	0,499	1,080	447,38
9,1	174,85	177,06	659,83	482,77	437,10	45,67	0,213	4,677	0,501	1,078	447,85
9,2	175,31	177,54	659,97	482,43	436,73	45,70	0,211	4,725	0,502	1,076	448,31
9,3	175,77	178,02	660,11	482,09	436,37	45,73	0,209	4,773	0,503	1,074	448,77
9,4	176,23	178,49	660,25	481,76	436,01	45,76	0,206	4,821	0,504	1,072	449,23
9,5	176,68	178,96	660,39	481,43	435,65	45,78	0,204	4,870	0,505	1,071	449,68
9,6	177,13	179,42	660,52	481,10	435,29	45,81	0,202	4,918	0,506	1,069	450,13
9,7	177,57	179,88	660,66	480,78	434,94	45,84	0,200	4,964	0,507	1,067	450,57
9,8	178,01	180,34	660,80	480,45	434,59	45,86	0,198	5,014	0,508	1,065	451,01
9,9	178,45	180,79	660,93	480,14	434,25	45,89	0,197	5,062	0,509	1,064	451,45
10,00	178,89	181,24	661,06	479,82	433,90	45,92	0,195	5,109	0,510	1,062	451,89
10,25	179,96	182,35	661,39	479,03	433,05	45,98	0,190	5,229	0,512	1,058	452,96
10,50	181,01	183,44	661,71	478,27	432,22	46,04	0,186	5,349	0,515	1,053	454,01
10,75	182,04	184,51	662,02	477,51	431,41	46,10	0,182	5,469	0,517	1,049	455,04
11,00	183,05	185,56	662,33	476,77	430,61	46,16	0,178	5,589	0,519	1,045	456,05
11,25	184,05	186,60	662,64	476,04	429,82	46,22	0,174	5,707	0,522	1,042	457,05
11,50	185,03	187,61	662,93	475,32	429,04	46,28	0,171	5,826	0,524	1,038	458,03
11,75	185,99	188,61	663,23	474,62	428,28	46,33	0,167	5,944	0,526	1,034	458,99
12,00	186,99	189,59	663,52	473,92	427,53	46,39	0,164	6,063	0,528	1,030	459,99
12,25	187,87	190,56	663,80	473,24	426,80	46,44	0,161	6,183	0,530	1,027	460,87
12,50	188,78	191,51	664,08	472,57	426,07	46,49	0,158	6,300	0,532	1,023	461,78
12,75	189,69	192,45	664,35	471,90	425,36	46,54	0,155	6,417	0,534	1,020	462,69
13,00	190,57	193,38	664,63	471,25	424,66	46,59	0,152	6,534	0,536	1,017	463,57
13,25	191,45	194,29	664,90	470,61	423,96	46,64	0,149	6,656	0,538	1,013	464,45
13,50	192,31	195,18	665,16	469,97	423,28	46,69	0,147	6,773	0,540	1,010	465,31
13,75	193,16	196,07	665,41	469,34	422,61	46,74	0,144	6,890	0,542	1,007	466,16
14,00	194,00	196,94	665,69	468,73	421,95	46,78	0,142	7,006	0,544	1,004	467,00
14,25	194,83	197,81	665,92	468,12	421,29	46,83	0,139	7,126	0,546	1,001	467,83
14,50	195,64	198,66	666,17	467,52	420,65	46,87	0,137	7,244	0,548	0,998	468,64
14,75	196,45	199,50	666,42	466,92	420,01	46,91	0,135	7,362	0,549	0,995	469,45
15,00	197,24	200,32	666,66	466,34	419,38	46,96	0,133	7,477	0,551	0,992	470,24
16,00	200,32	203,53	667,60	464,07	416,95	47,12	0,125	7,943	0,558	0,980	473,32
17,00	203,26	206,67	668,49	461,83	414,62	47,21	0,118	8,418	0,565	0,970	476,26
18,00	206,07	209,54	669,35	459,81	412,40	47,41	0,112	8,865	0,571	0,960	479,07
19,00	208,75	212,35	670,17	457,82	410,28	47,54	0,106	9,328	0,577	0,950	481,75
20,00	211,34	215,07	670,96	455,89	408,23	47,66	0,101	9,794	0,582	0,941	484,34

Nach Temperaturen von 0° bis 120° geordnete bezügliche Werte für den gesättigten Wasserdampf s. Tabelle auf S. 668.

2. Wassergehalt des feuchten Dampfes.

Der aus dem Kessel kommende gesättigte Wasserdampf ist gewöhnlich mit Wasser gemischt.

Sind in 1 kg eines solchen Gemisches x kg trockener Dampf von der Flüssigkeitswärme q und der Verdampfungswärme r , so erhält dieser Dampf eine Wärmemenge

$$q + r x.$$

Bringt man diesen Dampf in ein Gefäß mit m kg kaltem Wasser, dessen Flüssigkeitswärme q_0 ist, so enthält dieses Wasser an Wärme $m q_0$ *W.E.* Nach der Mischung sind $(1 + m)$ kg Wasser von der Flüssigkeitswärme q_1 vorhanden, — entsprechend einer Wärmemenge von $q_1 (1 + m)$ *W.E.* Geht während der Kondensation des Dampfes keine Wärme verloren, so muß

$$q_1 (1 + m) = m q_0 + q + r x$$

sein, woraus sich der spezifische Dampfgehalt x im Anfangszustande berechnen läßt.

3. Zustandsänderungen einer Dampfmenge.

Der Zustand einer in einem Cylinder eingeschlossenen Dampfmenge ist bestimmt durch

das Volumen v_1 in cbm,
die (absolute) Spannung p_1 in kg/qcm,
die Temperatur t_1 in Graden C.

Geht das Dampfvolumen v_1 bei der Spannung p_1 durch Expansion in ein Volumen v_2 über, so erhält man dessen Spannung p_2 für $t_1 = t_2$, d. h. im Falle einer in beiden Zuständen gleichen Temperatur, nach dem Mariotteschen Gesetz aus

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{v_2}{v_1},$$

woraus folgt

$$v_1 p_1 = v_2 p_2 = \text{konst.}$$

Die Zustandskurve (Isotherme) ist eine gleichseitige Hyperbel, welche die Koordinatenachsen zu Asymptoten hat. Die Konstruktion

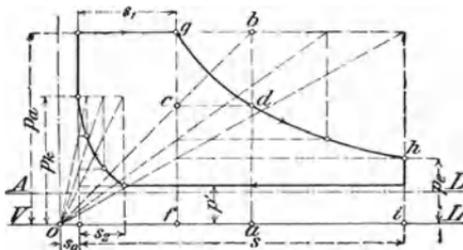


Fig. 540.

weils der Konstruktion liegt in der Ähnlichkeit der bezüglichen Dreiecke oab und odb .)

dieser Kurve ergibt sich aus Fig. 540, worin die (anfängliche) Dampfspannung p_u und die Endspannung der Expansion p_e als Ordinaten, die zugehörigen Volumina v_a und v_e (einschließlich des schädlichen Raumes) als Abscissen durch die Kolbenwege $s_0 + s_1$ bzw. $s_0 + s$ (s_0 für den schädlichen Raum) dargestellt sind. (Der Be-

Es ist nach obigem Gesetz

$$p_e = p_a \frac{v_a}{v_e} = p_a \frac{s_0 + s_1}{s_0 + s} \dots \dots \dots \mathbf{84}$$

Während der Expansion des Dampfes wird aber Arbeit verrichtet, deren gleichwertige Wärmemenge zu ersetzen ist. Der expandierte Dampf muß daher Wärme abgeben, und es kann die Expansionslinie nur angenähert mit der Isotherme übereinstimmen. Während der Kompression wachsen dagegen die Spannungen und Temperaturen des Dampfes, weshalb die Kompressionslinie ebenfalls nur angenähert der Isotherme entsprechen kann. Der Verlauf der Kompressionslinie ergibt sich (für $v p = \text{konst.}$) nach Fig. 540 in ähnlicher Weise wie diejenige der Expansionslinie, indem man aus der kleinen Anfangsspannung p' den Enddruck der Kompression

$$p_k = p' \frac{s_0 + s_2}{s_0} \dots \dots \dots \mathbf{85}$$

rückwärts bestimmt.

Wird bei der Expansion oder Kompression des Dampfes diesem weder Wärme entzogen noch zugeführt, so heißt die betreffende Zustandsänderung adiabatisch. Für die Zustandskurve gilt in diesem Falle das sog. potenzierte Mariottesche Gesetz oder die Poisson'sche Gleichung

$$p v^n = \text{konst.}$$

oder

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^n \dots \mathbf{86}$$

worin für die bei Dampfmaschinen gewöhnlich vorkommenden Druckgrenzen und sonstigen Verhältnisse nach Zeuner für n ein Mittelwert, und zwar

$$n = 1,135,$$

gesetzt werden kann¹⁾.

Zur Konstruktion der adiabatischen Kurve kann man sich nach Brauer des folgenden Verfahrens bedienen²⁾.

Man zieht in Fig. 541 unter einem beliebigen Winkel α gegen die X-Achse geneigt den Strahl $O A$ und bestimmt den Winkel $Y O B = \beta$ aus der Gleichung

$$(1 + \text{tg } \beta) = (1 + \text{tg } \alpha)^n;$$

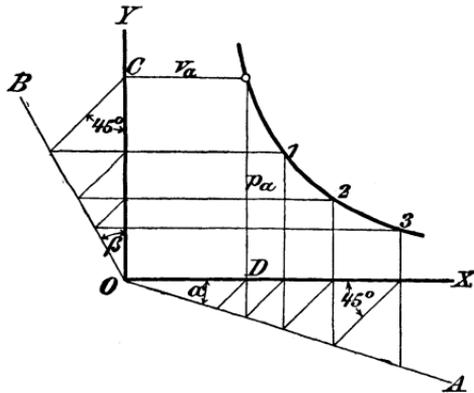


Fig. 541.

¹⁾ Der genaue Wert des Exponenten n ist abhängig von dem spezifischen Dampfgehalt der aus Wasser und Dampf bestehenden Mischung im Anfangszustande. Zeuner gibt für die Bestimmung von n die empirische Formel

$$n = 1,035 + 0,1 x,$$

woraus z. B. für $x = 0,90$, d. h. für einen anfänglichen Wassergehalt der Mischung von 10%, folgt

$$n = 1,035 + 0,09 = 1,125.$$

²⁾ Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1885, S. 433.

alsdann zieht man von den dem gegebenen Anfangszustande $p_a v_a$ entsprechenden Punkten D und C abwechselnd senkrechte und unter 45° geneigte Linien zu den Koordinatenachsen in der aus Fig. 541 ersichtlichen Weise, so geben die Schnittpunkte 1, 2, 3 u. s. w. der zusammengehörigen Winkelrechten Punkte der verlangten Kurve. Je kleiner α gewählt wird, desto dichter rücken die Schnittpunkte aneinander — um so genauer wird also der Linienzug festgelegt (vergl. S. 579).

Die Arbeit (in mkg), welche der Dampf während der Expansion leistet, läßt sich ausdrücken durch die Fläche $fghi$ (Fig. 540), die zwischen der Expansionslinie und der Abscissenachse (Vakuuminie) liegt.

Es kann dies dadurch geschehen, daß man diese Fläche, deren Begrenzungslinien $fg = y_0$ und $ih = y_{2n}$ senkrecht zu fi stehen, in eine gerade Anzahl ($2n$) gleiche Teile zerlegt und in den Teilpunkten Ordinaten $y_1, y_2 \dots y_{2n-1}$ errichtet. Dann ist angenähert der Inhalt der Fläche $fghi$ nach der sog. Simpsonschen Regel

$$F = \frac{1}{3}(y_0 + 4y_1 + 2y_2 + 4y_3 + \dots + 2y_{2n-2} + 4y_{2n-1} + y_{2n}).$$

Zur genaueren Bestimmung der Fläche $fghi$, also auch der Expansionsarbeit L , benutzt man die Gleichung

$$L = \int_{v_a}^{v_e} p \, dv \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{87}$$

Für die Isotherme als Expansionslinie gilt

$$p = \frac{v_a p_a}{v},$$

womit nach Gl. 87

$$L = p_a v_a \int_{v_a}^{v_e} \frac{dv}{v},$$

oder integriert

$$L = p_a v_a (\ln v_e - \ln v_a) = p_a v_a \ln \frac{v_e}{v_a} = p_a v_a \ln \frac{1}{\epsilon} =$$

$$2,3026 p_a v_a \log \frac{p_a}{p_e} \text{ mkg} \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{88}$$

wenn ϵ das Verhältnis des Anfangsvolumen zum Endvolumen, d. i. das Füllungsverhältnis $\frac{v_a}{v_e}$, bezeichnet.

Für die Adiabate als Expansionslinie gilt

$$p = \frac{p_a v_a^n}{v^n},$$

womit nach Gl. 87

$$L = p_a v_a^n \int_{v_a}^{v_e} \frac{dv}{v^n},$$

oder integriert

$$L = \frac{p_a v_a^n}{1-n} (v_e^{1-n} - v_a^{1-n}) = \frac{p_a v_a}{n-1} \left[1 - \left(\frac{v_a}{v_e} \right)^{n-1} \right] =$$

$$\frac{p_a v_a}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \text{ mkg} \dots \dots \dots \mathbf{89}$$

(Über den Wert von n s. S. 595.)

b) Überhitzter Wasserdampf.

Wird gesättigtem Wasserdampf, der von seiner Flüssigkeit getrennt ist, weitere Wärme zugeführt, so geht er, sobald das noch in ihm enthaltene Wasser verdampft ist, in den überhitzten Zustand über.

Für die adiabatische Expansion von überhitztem Wasserdampf kann man die entsprechende Formel für gesättigten Wasserdampf $p v^n = \text{konst.}$ benutzen mit

$$n = 1,333,$$

doch nur solange der Dampf im Zustand der Überhitzung ist, d. h. kein Übertritt in das Sättigungsgebiet stattfindet. Demnach wird die Expansionsarbeit bei adiabatischer Zustandsänderung nach Gl. 89

$$L = \frac{p_a v_a}{0,333} \left[1 - \left(\frac{v_a}{v_e} \right)^{0,333} \right] = \frac{p_a v_a}{0,333} \left[1 - \left(\frac{p_e}{p_a} \right)^{0,25} \right] \text{ mkg.}$$

Zur genaueren Darstellung des Verhaltens von überhitztem Wasserdampf kann die von Zeuner ermittelte Zustandsgleichung

$$p v^n = R T - C p^m \text{ mkg} \dots \dots \dots \mathbf{90}$$

dienen, worin $T = 273 + t$ die absolute Temperatur des Dampfes bedeutet und der Exponent $m = 0,25$ zu nehmen ist. Die Konstanten R und C sind für die Spannungen p in kg/qcm und das Volumen v in cbm

$$R = 0,00509; C = 0,1925.$$

Gl. 90 läßt sich auch schreiben

$$p v = R \left(T - \frac{C}{R} p^m \right)$$

und nach Einsetzung obiger Werte für die Konstanten

$$p v = 0,00509 \left(T - 37,79475 \sqrt[p]{p} \right) \text{ mkg.}$$

Bezeichnet t_1 die Temperatur des gesättigten, t'_1 die des überhitzten Dampfes, so pflegt man die Gesamtwärme des überhitzten Dampfes λ' fast allgemein zu setzen

$$\lambda' = 606,5 + 0,305 t_1 + 0,48 (t'_1 - t_1).$$

Die beiden ersten Glieder dieser Gleichung stellen die Flüssigkeits- und Verdampfungswärme (vergl. S. 590), das letzte Glied mit dem Werte $c_p = 0,48$ für die spezifische Wärme des überhitzten Dampfes (bei unveränderlichem Druck) die Überhitzungswärme dar¹⁾.

¹⁾ Der Wert $c_p = 0,48$ soll nach C. v. Bach (Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902, S. 729) für stark überhitzten Dampf zu niedrig sein (vergl. in bezug hierauf auch die neueren Untersuchungen von Griebmann und von Weyrauch in der Z. d. V. d. I. 1903 S. 1852 bezw. 1904 S. 24).

Versuche, die im Auftrage des Vereines deutscher Ingenieure zur genauen Ermittlung des Wertes c_p für die spezifische Wärme des überhitzten Dampfes angestellt wurden, sind noch nicht als abgeschlossen zu betrachten.

c) Carnotscher Kreisprozess.

Unter Kreisprozess im allgemeinen versteht man eine Reihenfolge von Druck- und Volumenveränderungen eines Gases, bei der demselben derart Wärme zugeführt und entzogen wird, daß der Endzustand des Gases gleich dem Anfangszustand ist. Die Spannungskurven eines Kreisprozesses bilden also einen in sich zurückkehrenden Linienzug, dessen Teilstrecken jedoch verschieden verlaufen können. Bei dem Carnotschen Kreisprozess setzen sich die Spannungskurven aus zwei Isothermen und zwei Adiabaten zusammen. Dieser Kreisprozess ist „vollkommen“, weil er für eine gegebene Temperaturgrenze die theoretisch günstigste Wärmeausnutzung, also den höchsten thermischen Wirkungsgrad, ermöglicht; er eignet sich insbesondere zur Erläuterung der Gesetze, nach denen in den Dampfmaschinen die Umsetzung der Wärme des Dampfes in mechanische Arbeit erfolgt.

Dehnt sich ein in einem Cylinder eingeschlossenes Dampf-
volumen von v_1 cbm, p_1 kg/qm Druck und T^0 absoluter Temperatur zufolge der Vorwärtsbewegung des Kolbens aus der Anfangsstellung 1 (Fig. 542) isothermisch bis zum Punkte 2 aus, so muß, um die Temperatur T unverändert zu erhalten, eine Wärmemenge Q' zugeführt werden. Von Punkt 1 bis Punkt 2 ist die Dampfspannung von p_1 auf p_2 kg/qm gefallen; an äußerer Arbeit wurde nach Gl. 88 L' mkg geleistet, welche dem Flächenstreifen $F' = 1\ 2\ II\ I$ entspricht.

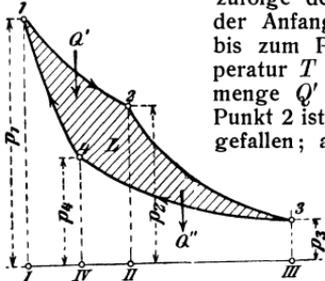


Fig. 542.

Von Punkt 2 bis Punkt 3 verlaufe die Ausdehnung adiabatisch; dann wird die Temperatur des Dampfes von T^0 auf T_0^0 , die Spannung desselben von p_2 auf p_3 kg/qm sinken und nach Gl. 89 eine äußere Arbeit L_1 geleistet, die dem Flächenstreifen $F_1 = 2\ 3\ III\ II$ entspricht. Die dem Dampfe entzogene Wärmemenge beträgt daher

$$U_1 = A L_1 = A F_1 W E.$$

Die zwischen Punkt 1 und 2 zugeführte Wärmemenge Q' hat also während des Ausdehnungshubes insgesamt $L' + L_1$ mkg Arbeit geleistet, die in der Fläche $1\ 2\ 3\ III\ I$ dargestellt ist.

Bei der Rückwärtsbewegung des Kolbens werde der Dampf bis zum Punkte 4 isothermisch zusammengedrückt; es muß dann eine Wärmemenge Q'' nach außen abgeleitet werden, um, trotz der Spannungszunahme von p_3 auf p_4 kg/qm, die Temperatur T_0 unverändert zu erhalten.

Die Verdichtungsarbeit L'' berechnet sich nach Gl. 88; ihr entspricht die Diagrammfläche $F'' = 3\ III\ IV\ 4$, deren Wärmebetrag

$$Q'' = A L'' = A F'' W E$$

ist.

Vollzieht sich von Punkt 4 an die Verdichtung wieder adiabatisch, so wird bei entsprechender Wahl des Punktes 4 bzw. des Volumens v_4

im inneren Totpunkte 1 des Kolbens die anfängliche Spannung und Temperatur des Dampfes p_1 bzw. T wieder erreicht. Die zwischen Punkt 4 und 1 verbrauchte Arbeit L_2 bestimmt Gl. 89; ihre Fläche im Diagramm ist $F_2 = 4 IV I 1$ und die erzeugte innere (Verdichtungs-) Wärme

$$U_2 = A L_2 = A F_2 W E.$$

Die schraffierte Fläche $1 2 3 4 = F$ gibt die durch diesen „vollkommenen“ Kreisprozeß gewonnene äußere Wärmearbeit

$$L = L' + L_1 - L'' - L_2 \text{ mkg} \mathbf{91}$$

an; sie entspricht dem Unterschiede zwischen der zugeführten Wärmemenge Q' und der abgeführten Wärmemenge Q''

$$L = \frac{Q' - Q''}{A} = \frac{Q}{A},$$

wofür, da in Gl. 91 die Glieder L_1 und L_2 der inneren Arbeit gleich groß sind, auch gesetzt werden kann

$$L = L' - L''.$$

Nun ist nach Gl. 88

$$L' = 2,3026 p_2 v_2 \log \frac{v_2}{v_1} \text{ und } L'' = 2,3026 p_3 v_3 \log \frac{v_3}{v_4},$$

oder, da nach dem vereinigten Mariotte-Gay-Lussacschen Gesetze (vergl. S. 575)

$$\frac{v_2 p_2}{T} = \frac{v_3 p_3}{T_0} = R \text{ (für Wasserdampf } \sim 47),$$

auch

$$L' = 2,3026 R T \log \frac{v_2}{v_1} \text{ und } L'' = 2,3026 R T_0 \log \frac{v_3}{v_4},$$

somit

$$L = 2,3026 R T \log \frac{v_2}{v_1} - 2,3026 R T_0 \log \frac{v_3}{v_4}.$$

Da für die adiabatischen Veränderungen $\frac{v_2}{v_1} = \frac{v_3}{v_4}$ ist, folgt ferner

$$L = 2,3026 R (T - T_0) \log \frac{v_2}{v_1} = 2,3026 R T \frac{T - T_0}{T} \log \frac{v_2}{v_1}.$$

Hierin entspricht das Glied

$$2,3026 R T \log \frac{v_2}{v_1} \text{ der Wärmearbeit } \frac{Q'}{A},$$

nach deren Einführung sich endlich ergibt

$$L = \frac{Q'}{A} \frac{T - T_0}{T} = \frac{Q'}{A} \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \mathbf{92}$$

oder in Worten: Die theoretische Wärmearbeit L des vollkommenen (Carnotschen) Kreisprozesses hängt außer von der zugeführten Wärmemenge Q' von dem Verhältnis $\frac{T_0}{T}$ der Grenztemperaturen ab. Je kleiner dieses Verhältnis, d. h. je kleiner T_0 im Verhältnis zu T ist, um so mehr wird von der zugeführten Wärmemenge nutzbar gemacht.

Um eine große Wärmeausnutzung zu erzielen, soll daher der Dampf mit einer möglichst hohen Temperatur in den Cylinder eintreten und diesen mit einer möglichst niedrigen Temperatur verlassen!

Man nennt den beschriebenen Arbeitsvorgang auch „umkehrbar“, weil die einzelnen Zustandsänderungen in umgekehrter Reihenfolge, also z. B. mit der Verdichtung beginnend, zu dem gleichen Endergebnis führen würden (s. unter „Der Kreisprozeß der Verbrennungsmotoren“).

Der thermische Wirkungsgrad η_t des Carnotschen Kreisprozesses gibt das Verhältnis der in äußere bzw. nutzbare Arbeit umgesetzten Wärme zu der insgesamt zugeführten (verbrauchten) Wärmemenge an. Ist wieder Q' die zugeführte, Q'' die abgeführte und $Q' - Q'' = Q$ die in äußere Arbeit verwandelte Wärmemenge, so folgt mit Benutzung der Gl. 92

$$\eta_t = \frac{Q' - Q''}{Q'} = \frac{Q}{Q'} = \frac{AL}{Q'} = \frac{T - T_0}{T} = 1 - \frac{T_0}{T} \quad . \quad . \quad 93$$

Aus der Ableitung dieser Gleichung ergibt sich, daß für den vollkommenen Kreisprozeß die Beziehung besteht

$$\frac{Q'}{Q''} = \frac{T}{T_0} \quad \text{also auch} \quad \frac{Q'}{T} = \frac{Q''}{T_0},$$

d. h. in Worten: „In einem vollkommenen Kreisprozesse sind die zugeführten und abgeführten Wärmegewichte $\frac{Q}{T}$ einander gleich.“

d) Wärmediagramm.

Gibt man der Gl. 92 (S. 599) die Form

$$Q = AL = \frac{Q'}{T} (T - T_0),$$

worin — nach Zeuner — $\frac{Q'}{T}$ das Wärmegewicht und ferner $T - T_0$ das Temperaturgefälle bedeutet, so läßt sich auch aussprechen: In einem vollkommenen Kreisprozeß ist die in äußere Arbeit verwandelte Wärmemenge Q gleich dem Produkt aus Wärmegewicht und Temperaturgefälle.

Nun ist, da Q' die zugeführte, Q'' die abgeleitete Wärme bedeutet — beide Größen somit entgegengesetzte Vorzeichen haben

$$\frac{Q'}{T} + \frac{Q''}{T_0} = 0.$$

Denkt man sich den Carnotschen Kreisprozeß in eine unendliche Anzahl kleiner Prozesse zerlegt, so gibt auch für die Gesamtheit der Elementar-Prozesse

$$\sum \frac{Q}{T} = 0 \quad \text{oder} \quad \int \frac{dQ}{T} = 0.$$

Der Ausdruck $\int \frac{dQ}{T}$ wird — nach Clausius — die Entropie des Dampfes genannt. Dieselbe bleibt in einem geschlossenen Kreisprozeß unverändert, d. h. sie kehrt genau so wie Druck, Temperatur

und Volumen des Dampfes zu jenem Werte zurück, den sie beim Beginne des Kreisprozesses hatte.

Trägt man die Entropie $\int \frac{dQ}{T}$ eines Körpers und seine absolute Temperatur T als rechtwinklige Koordinaten auf, so erhält man das sog. Wärmediagramm, welches eines der wichtigsten Hilfsmittel zur Darstellung der Vorgänge in den Wärmekraftmaschinen bildet.

Die Entropie des gesättigten (trockenen) Dampfes von der Gesamtwärme $\lambda = q + r$ (vergl. S. 590) setzt sich aus zwei verschiedenen Teilen zusammen. Der erste Teil ist die Summe aller elementaren

Wärmegewichte $\frac{dq}{T}$, die während der Erwärmung der Flüssigkeit bei veränderlicher (zunehmender) Temperatur mitgeteilt werden, und ist

also $= \int \frac{dq}{T}$. Der zweite Teil ist die Summe aller elementaren Wärmegewichte

$\frac{dr}{T}$, die während der Verdampfung bei gleichbleibender Temperatur mitgeteilt werden, und ist also $= \frac{1}{T} \int dr = \frac{r}{T}$. Die Entropie des gesättigten (trockenen) Dampfes ist daher

$$\int \frac{dQ}{T} = \int \frac{dq}{T} + \frac{r}{T} = \int \frac{cdt}{T} + \frac{r}{T} = \sigma + \frac{r}{T} \quad \dots \quad 94$$

Hiermit lassen sich entropische Kurven des trockenen Dampfes mit Benutzung der in den drei letzten Spalten der Tabelle für gesättigten

Wasserdampf (S. 591 bis 593) enthaltenen Werte $\sigma = \int \frac{cdt}{T}$, $\frac{r}{T}$ und T

aufzeichnen. Die zwischen Zustandlinie, Entropieachse (Abscissenachse) und Endordinaten liegenden Flächen stellen die der Flüssigkeit zugeführte Wärme Q' dar.

Das Wärmediagramm einer vollkommenen Dampfmaschine, d. h. einer solchen Maschine, in der der Dampf einen Carnotschen Prozeß vollführt, ist ein Rechteck (Fig. 543), dessen Seiten — nach früherem sind es zwei Isothermen und zwei Adiabaten — den Koordinatenachsen parallel sind.

Die Fläche $abfe$ stellt die aufgenommene Wärme Q' , die Fläche $cdfe$ die abgegebene Wärme Q'' dar, so daß die in Arbeit umgesetzte Wärme $Q = Q' - Q''$ (in WE gemessen) durch die schraffierte Fläche $abcdc$ gegeben ist.

Der Wirkungsgrad des Carnotschen Kreisprozesses ist nach Gl. 93

$$\eta_t = \frac{Q' - Q''}{Q'} = \frac{T - T_0}{T} = 1 - \frac{T_0}{T}.$$

¹⁾ Mit $c = 1 + 0,00004 t + 0,0000009 t^2$ (vergl. S. 589) und $T = 273 + t$ bestimmt sich das obige Integral

$$\int \frac{cdt}{T} = 2,4318893 \log T - 0,0002057 t - 0,00000045 t^2 - 5,924478.$$

In dem einer idealen (jedoch ohne Kompression arbeitenden) Dampfmaschine zugrunde liegenden Kreisprozeß dehnt sich der mit der Temperatur T in den Cylinder tretende Dampf in diesem adiabatisch aus, bis seine Temperatur auf T_0 gesunken ist. (Man nennt eine so weit getriebene Expansion eine „vollständige“.) Darauf wird der Dampf bei der Temperatur T_0 isothermisch kondensiert und sodann als Wasser in den Kessel zurückgeführt.

Um das Wärmediagramm dieses Kreisprozesses zu erhalten, verfolgen wir 1 kg Wasser von der Temperatur T_0 von dem Augenblicke a (Fig. 544) an, wo es im Kessel erhitzt wird. Hierdurch ändert sich sein Zustand auf der Kurve ab (linke oder untere Grenzkurve) bis zum Punkte b derselben, in dem die Dampfbildung beginnt. bc entspricht der Änderung der Entropie des Wassers während der Verdampfung bei konstanter Temperatur T . Durch die adiabatische Ausdehnung ändert sich der Zustand längs der

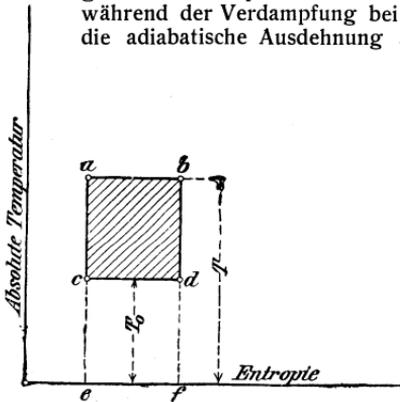


Fig. 543.

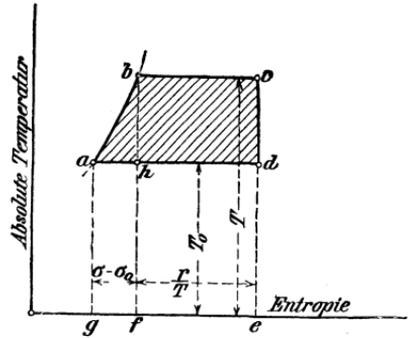


Fig. 544.

— wie alle Adiabaten — parallel zur Temperaturachse liegenden Geraden cd . Ist der Dampf in d auf die Temperatur T_0 gesunken, so wird er im Kondensator gekühlt. Längs der parallel zur Entropieachse liegenden Geraden da findet sodann Kondensation statt, und im Punkte a derselben ist der Kreisprozeß beendet.

Die Fläche $gabf$ stellt die während der Erhitzung des Speisewassers im Kessel, die Fläche $fbce$ die während der Verdampfung aufgenommene Wärme dar. Die abgegebene Wärme ist durch die Fläche $edag$ bestimmt, so daß die geleistete Arbeit der schraffierten Fläche $abcd a$ entspricht.

Eine nach dem Carnotschen Kreisprozeß arbeitende Maschine würde das Diagramm $hbcd$ ergeben; die vorliegende Maschine gibt eine um die Fläche abh größere Leistung. Diese Fläche ist jedoch durch eine Wärmemenge gewonnen worden, die außer Verhältnis zur erzielten Leistung steht.

Der thermische Wirkungsgrad der idealen Dampfmaschine ist daher geringer als der des Carnotschen Prozesses.

In der wirklichen Dampfmaschine läßt man aus wirtschaftlichen Gründen u. s. w. den Dampf nicht bis auf die Temperatur des Kon-

densators expandieren, sondern bricht die Expansion schon ab, ehe der Dampf diese Temperatur — im Mittel etwa 40°C . — erreicht hat. (Man nennt die verkürzte Expansion eine „unvollständige“.)

Aus dem Schaubilde (Fig. 545) sind für die Anfangstemperaturen $T - 273 = 210^{\circ}, 200^{\circ}, 180^{\circ}, 160^{\circ}, 140^{\circ}$ die Wirkungsgrade η_b , η'_t und η''_t des Carnotschen und des Dampfmaschinenprozesses mit vollständiger und unvollständiger Expansion des Arbeitsdampfes für verschiedene Kondensatorspannungen (t_k) zu entnehmen (vergl. Schreber, „Die Kraftmaschinen“, Leipzig 1903, B. G. Teubner).

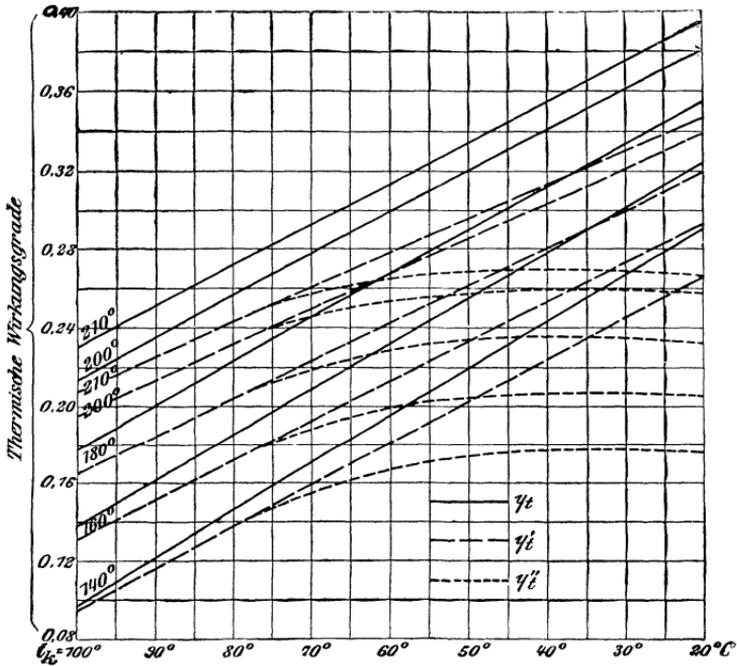


Fig. 545.

Man sieht, daß die Kurven der unvollständigen Expansion mit abnehmender Kondensatorspannung nur wenig steigen.

Da bei der wirklichen Dampfmaschine das Speisewasser fast stets eine andere (niedrigere) Temperatur als der Kondensator hat, lassen sich geschlossene Prozesse in der Praxis zumeist nicht erzielen.

Bei einem Vergleiche der Leistung einer wirklichen Maschine mit jener der idealen Maschine sind außer den bereits genannten Verlusten infolge der unvollständigen Expansion sowie denjenigen, die sich aus dem Unterschiede der Kondensatorspannung und der der niedrigeren Temperatur des Speisewassers entsprechenden Spannung ergeben, noch weitere Verlustquellen — Drosselung während der Ein- und Ausströmung, Verluste infolge des schädlichen Raumes, Kondensation des

Dampfes während der Admission und Kompression, verbunden mit Wiederverdampfung während der Expansion und Ausströmung, hervorgerufen durch den Einfluß der metallenen Wände des Cylinders und Kolbens, direkte Dampfverluste durch Undichtheiten und andere — in Betracht zu ziehen.

Diese gesamten Verluste haben zur Folge, daß der thermische Wirkungsgrad einer wirklichen Dampfmaschine noch kleiner als der Wirkungsgrad einer vollkommenen, jedoch zwischen denselben Temperaturgrenzen arbeitenden Maschine ist.

Die Entropie des bis zu einer Temperatur T' überhitzten Dampfes erhält man aus dem Ausdrucke der Entropie gesättigten Dampfes (Gl. 94) durch Hinzufügung eines Summanden von

der Form $c_p \ln \frac{T'}{T}$, worin $c_p = 0,48$ die spezifische Wärme des überhitzten Dampfes (bei unveränderlichem Druck) bedeutet (vergl. Fußnote auf S. 597).

Es ist somit die Entropie des überhitzten Dampfes

$$\sigma + \frac{r}{T} + 0,48 \ln \frac{T'}{T}.$$

In dem Wärmediagramm (Fig. 546) zeigt die Linie cm die Vermehrung der Entropie infolge der Überhitzung, gerechnet für verschiedene Werte von T' .

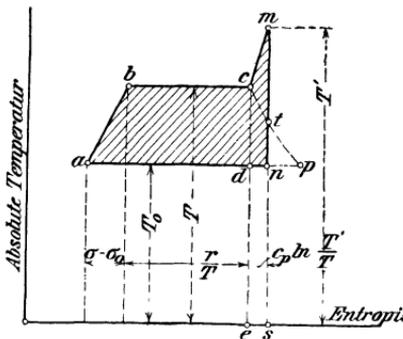


Fig. 546.

Nach erfolgter Überhitzung bis zu einem bestimmten Betrage wird der Kreisprozeß durch die adiabatische Expansion mn bis herab auf die Temperatur T_0 und darauffolgende Kondensation na geschlossen.

Infolge der Überhitzung ist die geleistete Arbeit um die Fläche $dcmn$, die aufgenommene Wärme um diejenige $ecms$ vermehrt worden. Die zusätzliche Wärme ist im Verhältnis zur ganzen aufgenommenen Wärme zu gering, um eine wesentliche Erhöhung des Wirkungsgrades hervorbringen zu können. Es wird jedoch infolge der Überhitzung des Dampfes eine Kondensation desselben bei Berührung mit den Cylinderwandungen u. s. w. verhindert, was für die Wirtschaftlichkeit des Betriebes einer Dampfmaschinenanlage von größter Bedeutung ist.

Wenn man bei verschiedenen Drücken die Zustandsänderungen in Fig. 546 einträgt, so erhält man von der Kurve ab aus zur Entropieachse parallele Geraden, deren jeweilige Länge gleich dem dem betreffenden Drucke entsprechenden Werte von $\frac{r}{T}$ ist. Verbindet man die Endpunkte dieser Geraden, so erhält man eine Kurve cp (rechte oder obere Grenzcurve), die das Gebiet der gesättigten Dämpfe von dem rechts von ihr liegenden Gebiet der überhitzten Dämpfe trennt. Der Schnittpunkt t dieser Kurve mit der Adiabate mn gibt jenes Stadium der Expansion an, in dem der Dampf aufhört überhitzt

zu sein. In diesem Punkte t ist der Dampf trocken und gesättigt; mit fortschreitender Expansion wird derselbe feucht, und mit Ende der Expansion beträgt der kondensierte Teil $\frac{n p}{a p}$ des ganzen Dampfes.

Diejenige Temperatur T' , auf welche der Dampf überhitzt werden muß, damit er nach adiabatischer Expansion wieder in den gesättigten Zustand übergeht, erhält man in der Ordinate des Schnittpunktes der Senkrechten im Endpunkte p der Kurve $c p$ mit der Verlängerung der Kurve $c m$.

Das Wärmediagramm kann hiernach auch zur Bestimmung der Trockenheit des Dampfes in irgend einem Stadium der adiabatischen Expansion dienen.

B. Berechnung der Dampfmaschinen.

a) Analytische Berechnung ¹⁾.

Bezeichnet

N_i die indizierte und N_n die effektive Leistung (Nutzleistung) in Pferdestärken (PS_i bzw. PS_n),

$\eta = \frac{N_n}{N_i}$ den Wirkungsgrad,

p_0 die absolute Kesselspannung in atm,

p die mittlere absolute Einströmungsspannung in atm,

p' die mittlere absolute Ausströmungsspannung in atm,

p_i die indizierte Spannung in atm,

d den Cylinderdurchmesser in m,

F die wirksame Kolbenfläche in qm,

s den Kolbenhub in m,

$r = 0,5 s$ den Kurbelhalbmesser in m,

s_1 den Kolbenweg bis zur Absperrung in m,

mithin

$\varepsilon = s_1 : s$ das Füllungsverhältnis (die Füllung), bei den Mehrzylindermaschinen bezogen auf den Niederdruckcylinder (sog. reduzierte Füllung),

m den Koeffizienten für den schädlichen Raum, so daß dessen Größe $F s_0 = m F s$ (in cbm) ist,

n die minutliche Umdrehungszahl,

c die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sek,

so gilt zur vorläufigen Ausmittlung für eine herzustellende Dampfmaschine von bestimmter Leistung

$$N_n = \eta N_i = \frac{10\,000}{75} \eta p_i F c.$$

¹⁾ Vergl. Jos. Hrabák: „Hilfsbuch für Dampfmaschinen-Techniker“, 3. Aufl., Berlin, Julius Springer.

1. Eincylindermaschinen.

Mit Benutzung des Gesetzes $p v = \text{konst.}$ ergibt sich bei Vernachlässigung der Vor-Ausströmung, der Kompression und der Vor-Einströmung des Dampfes die mittlere indizierte Spannung zu

$$p \left[\frac{s_1}{s} + \left(\frac{s_1}{s} + m \right) \ln \frac{1+m}{\frac{s_1}{s} + m} \right] - p'$$

Unter Berücksichtigung der genannten Vorgänge bei der Dampfverteilung im Cylinder läßt sich die indizierte Spannung ausdrücken durch

$$p_i = f p - f' p',$$

worin $f = \left[\frac{s_1}{s} + \left(\frac{s_1}{s} + m \right) \ln \frac{1+m}{\frac{s_1}{s} + m} \right] k$ und f' die Spannungskoeffizienten für p und p' bedeuten.

Es ist k ein Koeffizient, der mit Rücksicht auf die Vor-Ausströmung und Vor-Einströmung des Dampfes sowie anderer etwaiger Abweichungen von der für die Berechnung zugrunde gelegten Dampfverteilung zu wählen ist, wohingegen f' von der Größe der Kompression abhängig ist.

Bezeichnen $s_2:s$, $s_3:s$ und $s_4:s$ die relativen Kolbenwege bei Beginn der Vor-Ausströmung, der Kompression und der Vor-Einströmung, und berücksichtigt man ferner die Größe der Droßlung ϑ in dem Sinne, daß für die Einströmung bei der mittleren Spannung p

$$\begin{aligned} \text{die Dampf-Anfangsspannung} &= (1 + \vartheta) p, \\ \text{die Dampf-Endspannung} &= (1 - \vartheta) p \end{aligned}$$

beträgt, so ist allgemein nach Hrabák

$$f = \frac{s_1}{s} + (1 - \vartheta) \left(\frac{s_1}{s} + m \right) \ln \frac{\frac{s_2}{s} + m}{\frac{s_1}{s} + m} + 0,5 (1 - \vartheta) \frac{\frac{s_1}{s} + m}{\frac{s_2}{s} + m} \left(1 - \frac{s_2}{s} \right) - 0,5 (1 + \vartheta) \left(1 - \frac{s_4}{s} \right) \dots \dots \dots \mathbf{95}$$

$$f' = \frac{s_3}{s} + 1,1 (1 - \frac{s_3}{s} + m) \ln \frac{1 - \frac{s_3}{s} + m}{1 - \frac{s_4}{s} + m} + 0,55 \frac{1 - \frac{s_3}{s} + m}{1 - \frac{s_4}{s} + m} \left(1 - \frac{s_4}{s} \right) - 0,5 \left(1 - \frac{s_2}{s} \right) \dots \dots \dots \mathbf{96}$$

Im Mittel kann bei Maschinen mit Expansionssteuerung $s_2:s = 0,96$, $s_3:s = 0,94$ und $s_4:s = 0,998$ gesetzt werden. Damit ergeben sich zunächst die Werte von f' in Gl. 96 als von der Größe m (des schädlichen Raumes) allein abhängig; es wird z. B. für $m = 0,05 : f' = 1,013$, für $m = 0,025 : f' = 1,031$.

Aus Gl. 95 folgt für alle Eincylindermaschinen (ausgenommen die mit Kulissensteuerung)

$$f = \frac{s_1}{s} + (1 - \vartheta) \left(\frac{s_1}{s} + m \right) \left\{ \ln \frac{0,96 + m}{\frac{s_1}{s} + m} + \frac{0,02}{0,96 + m} \right\} - 0,001 (1 + \vartheta).$$

Hiernach sind für mäßige und starke Droßlung — $\vartheta = 0,05$ bzw. $0,20$ — und für den Koeffizienten $m = 0,025, 0,035$ und $0,05$ (des schädlichen Raumes) die den Füllungen $\frac{s_1}{s} = 0,8$ bis $0,05$ entsprechenden Werte von f und f' der mit Auspuff oder Kondensation arbeitenden Eincylindermaschinen berechnet und in der nachstehenden Tabelle zusammengestellt worden.

Werte der Spannungskoeffizienten f und f' zur Ermittlung der indizierten Spannung $p_i = f p - f' p'$ für Eincylindermaschinen.

Füllung $\frac{s_1}{s}$	Werte des Spannungskoeffizienten f für					
	$m = 0,05$		$m = 0,035$		$m = 0,025$	
	$\vartheta = 0,05$	$\vartheta = 0,20$	$\vartheta = 0,05$	$\vartheta = 0,20$	$\vartheta = 0,05$	$\vartheta = 0,20$
0,8	0,945	0,929	0,954	0,929	0,954	0,929
0,7	0,925	0,889	0,924	0,889	0,924	0,888
0,6	0,883	0,838	0,882	0,837	0,881	0,836
0,5	0,827	0,775	0,825	0,773	0,823	0,772
0,4	0,753	0,697	0,749	0,694	0,747	0,692
0,333	0,692	0,635	0,687	0,631	0,683	0,628
0,3	0,658	0,601	0,652	0,596	0,648	0,592
0,25	0,600	0,545	0,593	0,539	0,588	0,534
0,20	0,535	0,482	0,526	0,474	0,519	0,468
0,15	0,460	0,411	0,448	0,401	0,430	0,394
0,125	0,418	0,372	0,405	0,360	0,394	0,352
0,10	0,373	0,330	0,358	0,317	0,346	0,307
0,07	0,314	0,275	0,295	0,259	0,282	0,248
0,05	0,270	0,235	0,249	0,217	0,234	0,205
	$f' = 1,013$		$f' = 1,024$		$f' = 1,031$	

Für Auspuffmaschinen kann $p' = 1,13$, für Kondensationsmaschinen $p' = 0,21$ kg/qcm gesetzt werden.

Die in der Tabelle enthaltenen Werte von f gelten für Dampfhemdmaschinen, bei denen, da die Erwärmung des expandierten Dampfes von außen der inneren Abkühlung nahezu das Gleichgewicht hält, das einfache Mariottesche Gesetz als gültig angenommen werden kann. Bei den Maschinen ohne Hemd wird zur Berechnung ihrer (kleineren) Dampf Wirkung zwar von demselben Gesetz Gebrauch gemacht, jedoch eine entsprechend kleinere (als die wirkliche) Dampfmenge als expandierend angenommen, indem ein entsprechend kleinerer Wert von m für den schädlichen Raum in Rechnung gebracht wird, während gleich-

zeitig bei den Dampfhemdmaschinen auch eine geringere Droßlung (δ) anzunehmen ist als bei den Maschinen ohne Hemd.

Der in Betracht gezogene, einer mäßigen Droßlung entsprechende Wert von $\delta = 0,05$ kommt bei den verschiedenen Maschinengattungen vor, ohne daß man eine eigentliche (namhafte) Droßlung beabsichtigen würde.

Bei ansehnlicher Kompression des Vorderdampfes ist der Spannungskoeffizient f' mit Einsetzung des gewählten Verhältnisses $s_2 : s$ aus Gl. 96 zu ermitteln. (Die Werte $s_2 : s = 0,96$ und $s_4 : s = 0,998$ können beibehalten werden.)

Ist die Einströmungsspannung p nicht bekannt, sondern die Kesselspannung p_0 gegeben, so ist für die Berechnung ungefähr

$$p = 0,87 p_0 - z \text{ für Maschinen mit Drosselregulierung}$$

$$p = 0,92 \text{ bis } 0,95 p_0 - z \text{ für solche mit vom Regulator beherrschter Steuerung}$$

zu nehmen, wenn z den Druckverlust in der Dampfleitung bezeichnet. Derselbe kann nach Guter muth

$$z = \frac{15}{10^8} \gamma \frac{l}{d} w^3$$

gesetzt werden; hierin bedeutet

γ das Gewicht des Dampfes in kg/cbm bei der in der Leitung herrschenden, mittleren absoluten Spannung p in kg/qcm (s. Tabelle S. 591 u. f.),

l die Länge und d den lichten Durchmesser der Leitung in m ,
 w die mittlere Dampfgeschwindigkeit in m /sek.

Bei kurzen Leitungen mit genügender Weite und Dampfkesseln mit großem Wasserinhalte wird z gewöhnlich 0,25 atm nicht überschreiten.

2. Zweicylindermaschinen.

Die Leistung einer Zweicylinder-(Woolf- oder Verbund-)Maschine ist theoretisch gleich derjenigen einer Eincylinde rmaschine mit den Abmessungen des Niederdruckzylinders und einem Expansionsverhältnis gleich dem Gesamtexpansionsverhältnis der Zweicylindermaschine.

Es läßt sich bei letzterer, sobald das Inhaltverhältnis $v : V$ der beiden Cylinder festgestellt ist, die sogenannte reduzierte, d. h. die auf den Niederdruckzylinder bezogene indizierte Spannung p_i in gleicher Weise wie bei der Eincylinde rmaschine ausdrücken durch

$$p_i = f p - f' p',$$

worin p die mittlere Einströmungsspannung im Hochdruckzylinder, p' die mittlere Ausströmungsspannung im Niederdruckzylinder bezeichnet.

Für die verschiedenen Werte $v : V$ gestaltet sich die Größe des ideellen Spannungskoeffizienten f verschieden. Es ist außerdem die Größe von f noch davon abhängig, ob die Maschine ohne oder mit (geheiztem) Aufnehmer (Receiver) arbeitet.

In der nachstehenden Tabelle sind die Werte der Spannungskoeffizienten f unter Annahme eines schädlichen Raumes des Expansionszylinders von (höchstens) $m = 0,03$ zusammengestellt,

Werte der Spannungskoeffizienten f für Zweicylinder-
maschinen mit Doppelsteuerung und mit Dampfhemd
mindestens am Hochdruckcylinder.

Füllung $\frac{s_1}{s}$ (reduz.)	Maschinen ohne (geheizten) Aufnehmer				Aufnehmermaschinen (mit Heizung auch des Niederdruckcylinders)				
	Ungefähres Verhältnis $v : V$ der Cylinderinhalte								
	0,40	0,333	0,29	0,25	0,55	0,50	0,45	0,40	0,333
Werte von f									
0,25	0,548	0,543	0,534	0,524	0,576	0,572	0,568	0,563	0,560
0,20	0,484	0,479	0,472	0,464	0,512	0,507	0,503	0,499	0,495
0,15	0,408	0,404	0,398	0,391	0,437	0,432	0,428	0,424	0,420
0,125	0,365	0,361	0,356	0,350	0,395	0,390	0,386	0,382	0,377
0,10	0,318	0,314	0,309	0,304	0,349	0,344	0,340	0,335	0,330
0,07	0,254	0,250	0,245	0,241	0,288	0,283	0,278	0,273	0,267
0,05	0,205	0,201	0,197	0,193	0,242	0,237	0,232	0,227	0,220
0,04	0,179	0,175	0,171	0,167	0,218	0,213	0,207	0,202	0,195

Bei den Zweicylinder-Auspuffmaschinen ist $p' = 1,13$ und ohne namhafte Kompression $f' = 1,024$; bei der Kompression bis nahe zur Gegendampfspannung ist f' nicht viel größer.

Bei den Zweicylinder-Kondensationsmaschinen ist $p' = 0,21$ und ohne (namhafte) Kompression $f' = 1,024$, demnach $f' p' = 0,22$; bei erheblicher Kompression bis nahe zur Gegendampfspannung kann im Mittel genommen werden

für $p =$	3	4	5	6	7	8	9
$f' =$	1,34	1,47	1,60	1,72	1,82	1,91	1,96

Das Inhaltverhältnis $v : V$ der Kondensations-
maschinen kann unter der Annahme nahezu gleicher Arbeits-
verteilung auf beide Cylinder, wenn man den Aufnehmer-
inhalt $r = v$ macht, etwa gewählt werden:

Für eine Gesamtexpansion bis zu einer Endspannung							
$p_e = 0,6 \text{ atm}$				$p_e = 0,4 \text{ atm}$			
Ein- ström- spannung p atm	Füllung $\frac{s_1}{s}$ (reduz.)	Verbund- maschinen (Kurbeln unter 90°)	Woolf- maschinen (Kurbeln unter 90° oder 180°)	Ein- ström- spannung p atm	Füllung $\frac{s_1}{s}$ (reduz.)	Verbund- maschinen (Kurbeln unter 90°)	Woolf- maschinen (Kurbeln unter 90° oder 180°)
		$v : V$	$v : V$			$v : V$	$v : V$
4	0,15	0,67	0,47	4	0,10	0,50	0,35
5	0,12	0,62	0,41	5	0,08	0,46	0,31
6	0,10	0,56	0,37	6	0,067	0,42	0,28
7	0,086	0,53	0,34	7	0,057	0,40	0,26
8	0,075	0,50	0,32	8	0,05	0,37	0,24
9	0,067	0,47	0,30	9	0,044	0,35	0,22
10	0,06	0,45	0,28	10	0,04	0,34	0,21

Unter denselben Voraussetzungen arbeitende Auspuffmaschinen erhalten etwa

für eine Gesamtexpansion bis zu einer Endspannung							
$p_e = 1,8 \text{ atm}$				$p_e = 1,2 \text{ atm}$			
Einströmspannung p atm	Füllung $\frac{s_1}{s}$ (reduz.)	Verbundmaschinen (Kurbeln unter 90°) $v : V$	Woolf-Maschinen (Kurbeln unter 0° oder 180°) $v : V$	Einströmspannung p atm	Füllung $\frac{s_1}{s}$ (reduz.)	Verbundmaschinen (Kurbeln unter 90°) $v : V$	Woolf-Maschinen (Kurbeln unter 0° oder 180°) $v : V$
8	0,225	0,65	0,49	8	0,150	0,51	0,33
9	0,200	0,62	0,46	9	0,133	0,48	0,305
10	0,180	0,60	0,43	10	0,120	0,46	0,29
11	0,164	0,58	0,41	11	0,109	0,43	0,27
12	0,150	0,56	0,39	12	0,100	0,41	0,26
13	0,139	0,55	0,375	13	0,092	0,39	0,25
14	0,129	0,54	0,36	14	0,086	0,37	0,24

Die Füllung des Hochdruckzylinders beträgt $\frac{s_1}{s} : \frac{v}{V}$, diejenige des Niederdruckzylinders $v : V$, solange dieser Wert $< 0,5$ ist.

3. Dreicylinder-Verbundmaschinen mit Kondensation und dreimaliger Expansion.

Auf Grundlage des Inhaltverhältnisses $v_1 : V$ (des Hochdruck- zum Niederdruckzylinder, ohne Rücksicht auf den Mitteldruckzylinder, dessen Inhalt = v_2) gilt hier Ähnliches, wie für die Zweicylindermaschine vorstehend bemerkt wurde. Wie bei dieser legt man auch bei der Dreicylinder-Verbundmaschine zur Berechnung der Leistung den Niederdruckzylinder zugrunde.

In der bezüglichen Tabelle auf S. 611 sind die Werte der Spannungskoeffizienten f zusammengestellt.

Bei Dreicylindermaschinen mit Kondensation kann gleichfalls $f' p' = 0,22$ und bei Kompression in allen drei Cylindern bis nahe zur Gegen-dampfspannung, je nach der Größe, $f' p' = 0,28$ bis $0,35$ gesetzt werden. Die am häufigsten ausgeführten Anordnungen der Dreicylindermaschinen mit dreimaliger Expansion kann man in solche mit drei unter 120° verstellten Kurbeln und in Maschinen mit zwei unter 90° verstellten Kurbeln einteilen.

Bei den Dreikurbelmaschinen werden die Spannungsvorgänge in den einzelnen Cylindern und die Füllungsverhältnisse durch die Lage der Kurbel des Mitteldruck-Cylinders hinsichtlich der Hochdruckkurbel wesentlich beeinflusst.

Bezeichnet

v_1 den Inhalt und $s'_1 : s'$ die Füllung des Hochdruckzylinders,
 v_2 „ „ „ $s'_2 : s'$ „ „ „ Mitteldruckzylinders,
 V „ „ „ $S_1 : S$ „ „ „ Niederdruckzylinders,
 $s_1 : s$ die reduzierte Füllung der Gesamtexpansion (wie zuvor),
 v_1 den Inhalt des ersten Aufnehmers (zwischen v_1 und v_2),
 v_2 „ „ „ zweiten „ („ „ v_2 „ V),

Werte der Spannungskoeffizienten f für Dreicylinder-
maschinen mit dreimaliger Expansion und mit Dampf-
hemd mindestens am Hochdruckcylinder.

Füllung $\frac{s_1}{s}$ (reduz.)	Maschinen ohne Heizung der beiden Aufnehmer			Maschinen mit Heizung beider Aufnehmer und aller Dampfzylinder		
	Ungefähres Verhältnis $v_1 : V$ der Inhalte des Hochdruck- cylinders und des Niederdruckcylinders					
	0,17	0,135	0,11	0,17	0,135	0,11
0,15	0,369	0,361	0,352	0,401	0,395	0,389
0,125	0,330	0,323	0,316	0,361	0,354	0,348
0,10	0,287	0,281	0,275	0,316	0,310	0,303
0,08	0,250	0,244	0,237	0,278	0,271	0,264
0,07	0,230	0,224	0,218	0,257	0,250	0,243
0,06	0,208	0,203	0,197	0,235	0,228	0,221
0,05	0,185	0,179	0,173	0,212	0,204	0,197
0,04	0,161	0,155	0,149	0,188	0,180	0,172
0,035	0,148	0,142	0,135	0,175	0,166	0,159
0,03	0,135	0,128	0,122	0,161	0,153	0,144
0,025	0,121	0,114	0,107	0,148	0,139	0,130
0,02	0,106	0,099	0,092	0,134	0,125	0,115

so ist bei diesen Maschinen für die gleiche Arbeitsverteilung auf
alle drei einzelnen Cylinder und unter der Annahme, daß $r_1 \sim r_1$,
 $r_2 \sim v_2$, ferner die Expansionsendspannung (insgesamt) $p_e = 0,5$ atm
beträgt,

wenn die Kurbel des Mitteldruckcylinders								
der Hochdruckkurbel v o r e i l t					der Hochdruckkurbel n a c h e i l t			
$p =$	9	10	12	14 atm	9	10	12	14 atm
$s_1 : s =$	0,056	0,050	0,042	0,036	0,056	0,050	0,042	0,036
$v_1 : V =$	0,18	0,17	0,15	0,14	0,21	0,19	0,18	0,16
$v_2 : V =$	0,67	0,65	0,60	0,57	0,57	0,55	0,53	0,51
$v_1 : v_2 =$	0,27	0,26	0,25	0,245	0,36	0,35	0,33	0,32
$s'_1 : s' =$	0,31	0,30	0,28	0,26	0,27	0,26	0,24	0,22
$s'_1 : s'' =$	0,32	0,31	0,30	0,29	0,42	0,40	0,38	0,35
$S'_1 : S =$	0,67	0,66	0,61	0,59	0,71	0,68	0,65	0,63

Bei den Maschinen mit zwei um 90° verstellten Kurbeln
(Hochdruck- und Mitteldruckcylinder mit gemeinschaftlicher Kurbel) sind
frü die gleiche Arbeitsverteilung auf die Kurbeln und bei
gleich großer Arbeit des Hochdruck- und des Mitteldruck-
cylinders, wenn im übrigen wieder $r_1 \sim v_1$, $r_2 \sim v_2$ und $p_e \sim 0,5$ atm
angenommen werden,

$p =$	8	9	10	12	14
$s_1 : s =$	0,063	0,056	0,050	0,042	0,036
$v_1 : V =$	0,12	0,11	0,10	0,086	0,076
$v_2 : \bar{V} =$	0,43	0,40	0,38	0,34	0,31
$v_1 : v_2 =$	0,28	0,27	0,26	0,25	0,25
$s_1' : s' =$	0,53	0,52	0,50	0,49	0,47
$s_1'' : s'' =$	0,43	0,42	0,41	0,40	0,40
$S_1 : S =$	0,43	0,41	0,39	0,35	0,32

4. Hilfstabellen (nach Hrabák).

Größte Werte wirtschaftlich vorteilhaftester Füllungen.
(Festgestellt von A. Ká š.)

Absolute Einströmungsspannung p atm	Einzylinder-Auspuffmaschinen		Kondensationsmaschinen		
	mit Kulissensteuerung	mit Expansionssteuerung	Einzylindermaschinen		Zweizylindermaschinen
			ohne Hemd	mit Hemd	
4	0,53—0,42	0,39—0,31	0,20—0,14	0,15—0,10	.
5	0,46—0,32	0,33—0,27	0,17—0,13	0,13—0,09	0,10—0,08
6	0,40—0,28	0,28—0,23	0,15—0,125	0,11—0,08	0,09—0,07
8	0,34—0,25	0,22—0,19	0,14—0,12	0,09—0,07	0,08—0,06
10	0,29—0,20	0,19—0,17	.	.	0,07—0,05

Anmerkung. Als „normale“ Füllungen herzustellender Maschinen sind Zwischenwerte und zwar größere Werte für kleine und kleinere Werte für große Maschinen zu wählen. Die normalen Füllungen können etwas kleiner genommen werden bei hohen Brennstoffpreisen und ununterbrochenem Betriebe; dagegen können etwas größere Füllungen als normal angenommen werden bei billigem Brennstoffe oder häufig unterbrochenem Betriebe.

Bei den Zweizylinder-Auspuffmaschinen darf die absolute Endspannung der Expansion $p_c = 1,7$ bis $1,25$ atm, bei den Dreizylinder-Kondensationsmaschinen $p_c = 0,6$ bis $0,4$ betragen.

Gewöhnliche (mäßige) Kolbengeschwindigkeiten c (in m/sek).

N PS	Absolute Einströmungsspannung p in atm					Verbesserungskoeffizient für c bei ungewöhnlichem Hubverhältnis $s : d$	
	3	4	6	8	10	$s : d$	Koeffizient
3	0,89	0,99	1,13	1,24	1,35		
6	0,97	1,07	1,23	1,35	1,47		
10	1,02	1,14	1,31	1,43	1,56		
20	1,13	1,24	1,42	1,55	1,67		
40	1,25	1,37	1,55	1,69	1,82		
70	1,42	1,52	1,68	1,82	1,95		
100	1,51	1,62	1,78	1,92	2,05		
200	1,70	1,84	2,05	2,18	2,31		
300	1,81	1,96	2,20	2,35	2,50		
400	1,90	2,06	2,31	2,47	2,63		
600	2,02	2,20	2,47	2,66	2,83		
1000	2,17	2,37	2,67	2,88	3,12		
						0,5	0,57
						0,75	0,67
						1,00	0,75
						1,5	0,90
						2,0	1,0
						2,5	1,1
						3	1,2
						4	1,3
						5	1,4

Anmerkung. Die Ansätze sind empirisch; man kann dieselben abrunden und davon aus verschiedenen Gründen auch überhaupt abweichen.

Als mittelgroße mittlere Kolbengeschwindigkeit kann nach Hrabák unter gewöhnlichen Verhältnissen genommen werden

$$c = 0,9 \sqrt{p \cdot s.}$$

Dieser Wert liefert, um 20 % vermindert, ungefähr die in der vorstehenden Tabelle enthaltenen mäßigen Kolbengeschwindigkeiten, um 25 % vermehrt aber die großen Kolbengeschwindigkeiten schnellgehender Dampfmaschinen.

Vorläufige Wirkungsgrade η nebst $1:\eta$ bei normalen Füllungen.

N_n	Auspuffmaschinen (einfache)			Kondensationsmaschinen						
				Eincylindermaschinen			Zweicylindermaschinen			
	c	$\frac{N_i}{c}$	η	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_i}{c}$	η	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_i}{c}$	η	$\frac{1}{\eta}$
3	4,2	0,71	1,41
4	5,6	0,72	1,40
5	6,9	0,72	1,38	7,4	0,68	1,47
6	8,2	0,73	1,37	8,7	0,69	1,46
8	10,8	0,74	1,35	11,5	0,70	1,43
10	13,3	0,75	1,33	14,1	0,71	1,41	14,6	0,68	1,47	
12	15,7	0,76	1,32	16,6	0,72	1,39	17,3	0,69	1,44	
14	18,2	0,77	1,30	19,1	0,73	1,37	20,0	0,70	1,43	
16	20,6	0,78	1,29	21,6	0,74	1,35	22,6	0,71	1,41	
18	23,0	0,78	1,28	24,1	0,75	1,34	25,1	0,72	1,40	
20	25,5	0,79	1,27	26,6	0,75	1,33	27,7	0,72	1,38	
25	31,5	0,79	1,26	32,9	0,76	1,32	34,0	0,73	1,36	
30	37,5	0,80	1,25	39,1	0,77	1,30	40,4	0,74	1,35	
35	43,4	0,81	1,24	45,1	0,78	1,29	46,7	0,75	1,34	
40	49,1	0,81	1,23	51,1	0,78	1,28	53,0	0,76	1,32	
50	60,9	0,82	1,22	63,2	0,79	1,26	65,2	0,77	1,30	
60	72,5	0,83	1,21	75,2	0,80	1,26	77,3	0,78	1,29	
70	84,0	0,83	1,20	87,1	0,80	1,25	89,4	0,78	1,28	
80	95,5	0,84	1,20	98,9	0,81	1,24	101,6	0,79	1,27	
90	106,9	0,84	1,19	110,5	0,81	1,23	113,8	0,79	1,27	
100	118	0,85	1,18	122	0,82	1,22	126	0,79	1,26	
120	141	0,85	1,18	146	0,82	1,22	150	0,80	1,25	
140	165	0,85	1,18	169	0,83	1,21	174	0,80	1,24	
160	187	0,85	1,17	193	0,83	1,20	198	0,81	1,24	
180	210	0,86	1,17	216	0,83	1,20	222	0,81	1,23	
200	233	0,86	1,16	239	0,84	1,20	246	0,81	1,23	
300	346	0,87	1,15	354	0,85	1,18	367	0,82	1,22	
400	459	0,87	1,15	469	0,85	1,17	486	0,82	1,22	
500	574	0,88	1,14	583	0,86	1,17	604	0,83	1,21	
600	683	0,88	1,14	696	0,86	1,16	721	0,83	1,20	
800	902	0,89	1,13	922	0,87	1,15	956	0,84	1,19	
1000	1125	0,89	1,13	1149	0,87	1,15	1191	0,84	1,19	
1500	1674	0,90	1,12	1711	0,88	1,14	1769	0,85	1,18	
2000	2220	0,90	1,11	2268	0,88	1,13	2342	0,85	1,17	

Bei den Zweicylinder-Auspuffmaschinen kann η um 0,03 kleiner angenommen werden als bei den Eincylinder-Auspuffmaschinen. Bei den Dreicylinder-Kondensationsmaschinen ist η um etwa 0,02 kleiner zu nehmen als bei den Zweicylinder-Kondensationsmaschinen.

5. Leergangs-Widerstandsspannung σ (in atm) und Koeffizient μ der zusätzlichen Reibung.

Der Unterschied der indizierten Leistung und der Nutzleistung einer Dampfmaschine

$$N_i - N_n$$

entspricht derjenigen Arbeit, die zur Überwindung ihrer Nebenhindernisse erforderlich ist. Dieselben setzen sich zusammen aus dem Leergangswiderstand N_o und einer zusätzlichen Reibungsarbeit μN_n , um welche der erstere infolge der mit der Belastung der Maschine wachsenden Drücke in den aufeinander gleitenden Teilen derselben vergrößert wird.

Es ist hiernach

$$N_i - N_e = N_o + \mu N_n$$

oder, wenn an Stelle der Arbeiten N_i , N_n und N_o die diesen proportionalen mittleren Spannungen p_i , p_n und σ gesetzt werden,

$$p_i - p_n = \sigma + \mu p_n,$$

woraus für die Nutzspannung p_n (in atm) folgt

$$p_n = \frac{1}{1 + \mu} (p_i - \sigma).$$

Hrabák, der zahlreiche Indikator- und Bremsversuche an ausgeführten Dampfmaschinen durchführte, gibt für die Leergangswiderstandsspannung folgende empirische Formeln an:

bei Eincylindermaschinen mit Auspuff $\sigma = 0,042 \sqrt{p} + \frac{0,025}{d},$

„ „ „ Kondensation $\sigma = 0,025 + 0,05 \sqrt{p} + \frac{0,045}{d},$

„ Zweicylindermaschinen „ Auspuff $\sigma = 0,042 \sqrt{p} + \frac{0,04}{d},$

„ „ „ Kondensation $\sigma = 0,025 + 0,05 \sqrt{p} + \frac{0,06}{d},$

„ Dreicylindermaschinen „ „ $\sigma = 0,025 + 0,05 \sqrt{p} + \frac{0,075^1}{d}.$

Hierin ist durch $0,042 \sqrt{p}$ bzw. $0,05 \sqrt{p}$ der Stärke des Baues der Maschine Rechnung getragen.

Der Koeffizient μ der zusätzlichen Reibung kann nach Hrabák für alle Maschinengattungen gesetzt werden

$$\text{für } d \leq 1 \text{ m : } \mu = \frac{0,10}{d + 0,60},$$

$$\text{„ } d > 1 \text{ m : } \mu = \frac{0,40}{d + 5,4}.$$

Nach diesen Formeln würden sich die Werte von μ samt den zugehörigen Werten von $1 : 1 + \mu$ berechnen und in einer Tabelle zusammenstellen lassen.

¹⁾ Bei den Mehrzylindermaschinen betrifft d den Durchmesser des Niederdruckzylinders.

Die Leistung einer vorhandenen oder vorhanden gedachten Dampfmaschine ergibt sich nach Einsetzung der jeweiligen Werte von σ und μ zu

$$N_n = \frac{10\,000}{75} p_n F c = \frac{10\,000}{75} \frac{1}{1 + \mu} (p_i - \sigma) F c.$$

Für eine nach dem Vorhergehenden vorläufig ausgemittelte Dampfmaschine folgt hieraus der endgültige Wert der wirksamen Kolbenfläche aus

$$F = \frac{75}{10\,000} \frac{N_n}{c} \frac{1}{p_n} = \frac{3}{400} \frac{N_n}{c} \frac{1 + \mu}{p_i - \sigma}.$$

Die Größen p_i und σ lassen sich bei vorhandenen Maschinen mittels des Indikators bestimmen; die versuchsmäßige Feststellung von μ ist dagegen schwer ausführbar. Man begnügt sich deshalb behufs Ermittlung der Nutzleistung einer ausgeführten Dampfmaschine mit der Berechnung ihrer indizierten und ihrer Leergangsleistung. Der Unterschied beider Leistungen

$$N_i - N_o = \frac{400}{3} F c (p_i - \sigma)$$

kann selbstverständlich nicht als Nutzleistung der Maschine angesehen werden; diese ergibt sich zu

$$N_n = \frac{1}{1 + \mu} (N_i - N_o),$$

worin dem Faktor $1 : 1 + \mu$ der empirisch-rechnungsmäßige Wert bezw. ein passender Schätzwert beizulegen ist.

b) Berechnung mittels des Dampfdiagrammes.

Zur Bestimmung der Arbeitsleistung einer vorhandenen Dampfmaschine, sowie zur Beurteilung der stattfindenden Dampfverteilung dient das Indikordiagramm, welches über die Spannungen des Dampfes vor und hinter dem Kolben für jede beliebige Kurbelstellung Aufschluß gibt (s. unter „Der Indikator und seine Anwendung“). Der Inhalt des Diagrammes entspricht der vom Dampfe auf der einen Kolbenseite während einer Umdrehung der Maschine geleisteten Arbeit. Umgekehrt läßt sich für eine herzustellende Ein- oder Mehrzylindermaschine von bestimmter Leistung aus einem zu entwerfenden Dampfdiagramm die indizierte Spannung p_i und damit die wirksame Kolbenfläche bezw. der Cylinderdurchmesser — bei Mehrzylindermaschinen zunächst derjenige des Niederdruckcylinders — berechnen. Erforderlich ist noch, daß geeignete Annahmen bezüglich der Ein- und Ausströmspannung des Dampfes, der Größe der Expansion, Vor-Ausströmung und Kompression desselben, sowie bezüglich der Kolbengeschwindigkeit gemacht werden. Bei Mehrzylindermaschinen sind ferner richtige Werte für die schädlichen Räume einzuführen und die Einstellung und Wirkungsweise der Steuerungen, sowie die Dampfinhalte bezüglich der Dampfverteilung zu berücksichtigen u. dergl.

1. Einzylindermaschinen.

Fig. 547 zeigt ein Diagramm, wie es für eine herzustellende Aufpuff- bezw. Kondensationsmaschine zu entwerfen ist. Hierbei ist

über den Verlauf der einzelnen Linien des Diagrammes u. s. w. folgendes zu bemerken.

Die Einströmspannung p ist nach Maßgabe der Droßlungsverluste in der Dampfleitung kleiner als die Kesselspannung p (vergl. S. 608).

Die Volldruck- oder Einströmlinie verläuft je nach der Dampfgeschwindigkeit in den Steuerkanälen und der Dampfleitung mehr oder weniger abfallend und geht — in Fig. 547 punktiert angegeben — bei schleichender Absperrung und großer Kolbengeschwindigkeit während des Schließens der Steuerkanäle allmählich in die Expansionslinie über. Es kann der Abfall der Einströmlinie bei schnelllaufenden Maschinen mit hoher Kompression aber auch von einer Expansion des Dampfes während der Einströmung infolge einer gewissen

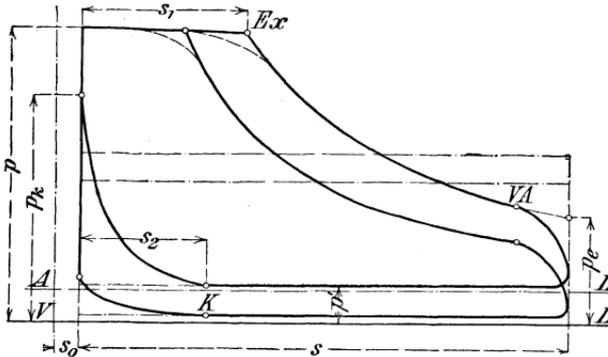


Fig. 547.

Beschleunigung herrühren, deren er bedarf, um dem voraneilenden Kolben folgen zu können (vergl. Grabau, „Die Dampfmaschinen für den Dynamobetrieb“, Z. d. V. d. I. 1892 S. 1478).

Die Größe des schädlichen Raumes $m = \frac{s_0}{s}$ kann bei Maschinen mit normalem Hube angenommen werden

- 0,06 bis 0,10 für Flachschieber und lange Dampfkanäle,
- 0,03 „ 0,05 „ „ „ kurze „ (geteilte Grundschieber),
- 0,07 „ 0,15 für Kolbenschieber,
- 0,02 „ 0,04 „ Rundschieber (Corlißhäne),
- 0,03 „ 0,06 „ Ventile.

Die Füllung ist im allgemeinen so zu wählen, daß der absolute Enddruck der Expansion p_e für Auspuffmaschinen etwa 1,8, für Kondensationsmaschinen etwa 1,0 atm beträgt.

Da nach Gl. 84

$$p_e = p_a \frac{s_0 + s_1}{s_0 + s}$$

folgt für den Kolbenweg bis zur Absperrung

$$s_1 = p_e \frac{s_0 + s}{p_a} - s_0;$$

hierin bedeutet p_a die anfängliche Dampfspannung der Expansion in atm.

Über die wirtschaftlich vorteilhaftesten Füllungen s. Tabelle auf S. 612.

Die Expansionslinie kann bei Betrieb mit gesättigtem Dampf als Isotherme (für $v p = \text{konst.}$) aufgezeichnet werden, obwohl dies nach Früherem eigentlich nur bei Dampfhemdmaschinen zulässig erscheint. Der Verlauf der Kurve erfolgt nach dem bereits in Fig. 540 (S. 594) angegebenen Verfahren, wobei die absolute Dampfspannung p — in Fig. 540 als p_a bezeichnet — als Ordinate, das Volumen v (einschließlich des schädlichen Raumes) als Abscisse durch den Kolbenweg $s_0 + s$ dargestellt wird.

Bei überhitztem Dampf ist die Expansionslinie als Adiabate ($p v^n = \text{konst.}$) aufzuzeichnen, wobei n je nach der Größe der Füllung und der Überhitzungstemperatur 1,1 bis 1,25 zu setzen ist.

Die Vor-Ausströmung (bei VA beginnend) ist so groß zu wählen, daß der Dampfdruck bis zum Hubwechsel nahezu auf die Ausströmspannung p' herabsinken kann; sie muß um so früher beginnen, je schneller die Maschine läuft; doch ist auf die von ihrer Größe ebenfalls abhängige Kompression Rücksicht zu nehmen. Man gibt bei Auspuffmaschinen etwa 5 bis 7%, bei Kondensationsmaschinen etwa 7 bis 14%, unter Umständen noch mehr Voröffnen.

Der Gegendruck während der Ausströmung beträgt bei Auspuffmaschinen etwa 1,1, bei Kondensationsmaschinen etwa 0,2 atm (absolut). Bei ungehindertem Austritt (weite und kurze Auspuffrohre) verläuft die Ausströmlinie wagerecht und steigt nur gegen Schluß der Periode etwas an, und zwar um so mehr, je schleichender der Kanalschluß, und um so weniger, je plötzlicher derselbe erfolgt.

Die Kompressionslinie (bei K beginnend) wird, gleichwie die Expansionslinie, als Isotherme (für $v p = \text{konst.}$) aufgezeichnet, obgleich sie dem Mariotteschen Gesetze nur mit grober Annäherung folgt. Der Kompressionsenddruck p_k muß, um Druckwechsel im Triebwerke kurz vor dem Hubwechsel und damit einen ruhigen Gang der Maschine zu erzielen, den Verzögerungsenddruck der Triebwerkmassen überwiegen (vergl. S. 312); er darf jedoch die Spannung des Einströmdampfes nicht erreichen, sondern muß unter dieser bleiben. Für normale Auspuffmaschinen kann die Endspannung der Kompression bis zu etwa $\frac{3}{4}$ der Einströmspannung angenommen werden; bei Kondensationsmaschinen erreicht die Endspannung der Kompression meist kaum 2 atm (absolut). Kondensationsmaschinen, die auch mit Auspuff arbeiten müssen, erhalten in der Regel nur so viel Kompression, als für Auspuffbetrieb noch zulässig ist.

Da nach Gl. 85

$$p_k = p' \frac{s_0 + s_2}{s_0},$$

folgt der dem Beginn der Kompression entsprechende Kolbenweg

$$s_2 = \frac{p_k s_0}{p'} - s_0.$$

Die Vor-Einströmung hängt von der Größe des schädlichen Raumes, der Kompression und dem Eröffnungsgesetze der Steuerung ab; im Mittel kann dieselbe 0,5 bis 1,5% betragen.

Nachdem mit Hilfe der vorstehenden Angaben das Dampfdiagramm für eine herzustellende Maschine entworfen ist, ergibt sich dessen mittlere Höhe (mittels der Simpsonschen Regel — vergl. S. 596 — oder genauer mit Hilfe eines Planimeters) als Höhe des Rechtecks, welches auf der Grundlinie des Diagramms errichtet ist und mit demselben gleichen Flächeninhalt besitzt. Aus der mittleren Höhe des theoretischen Diagramms folgt die tatsächlich zu erwartende indizierte Spannung p_i durch Multiplikation mit dem Völligkeitsgrade, einer Zahl < 1 , durch welche den Verlusten an Diagramminhalt Rechnung getragen wird.

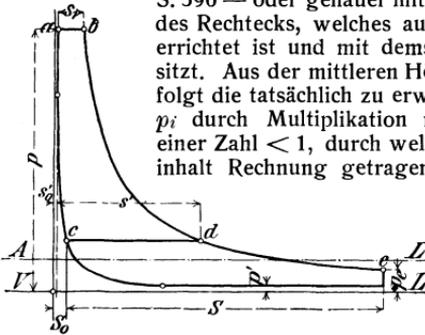


Fig. 548.

Die wirksame Kolbenfläche beträgt nach Früherem

$$F' = \frac{75}{10000} \frac{N_i}{c} \frac{1}{p_i}$$

Mit einem Zuschlag von 1,5 bis 3% für den Kolbenstangenquerschnitt hat man

$$\frac{\pi}{4} d^2 = 1,015 F' \text{ bis } 1,03 F'$$

woraus sich der Cylinderdurchmesser d (vorläufig) ergibt. Aus $n s = 30 c$ folgen s und n (nach Annahme von n oder s).

2. Zwei- und Mehrzylindermaschinen.

Bei derartigen Maschinen mit zwei- oder mehrfacher Expansion ist, wie schon auf S. 608 bzw. 610 angegeben, die theoretische Arbeit des Dampfes, allerdings ohne Rücksicht auf die schädlichen Räume, ebenso groß wie bei einer Einzylindermaschine mit dem großen Cylinder (Niederdruckzylinder), bei der dieselbe Gesamtexpansion wie bei der Mehrzylindermaschine stattfindet. Die Abmessungen des Niederdruckzylinders lassen sich am einfachsten aus dem Gesamtinhalte der Einzeldiagramme ermitteln, wenn diese so dargestellt sind, daß die Diagrammlängen sich wie die Cylinderinhalte verhalten. Dividiert man die Fläche dieses aus den Einzeldiagrammen zusammengesetzten Gesamtdiagramms durch die Länge des Niederdruckdiagramms, so erhält man die

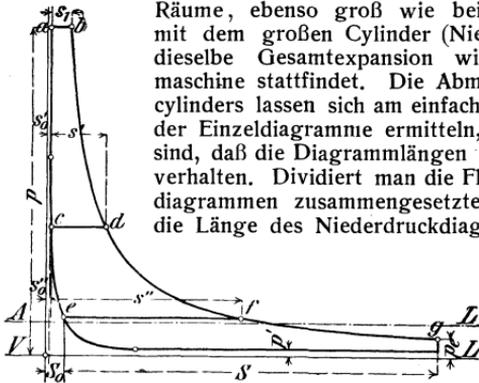


Fig. 549.

reduzierte Spannung; durch Multiplikation derselben mit dem Völligkeitsgrade — im Mittel für Zweifach-Expansionsmaschinen 0,8, für Dreifach-Expansionsmaschinen 0,7 zu setzen — ergibt sich die indizierte Spannung,

womit der der Gesamtleistung einer herzustellenden Maschine entsprechende Durchmesser des Niederdruckzylinders berechnet werden kann.

Unter Voraussetzung unendlich großer Aufnehmerinhalte läßt sich das Gesamtdiagramm einer herzustellenden Mehrzylinderdampf-

maschine zunächst annähernd ermitteln. Als Trennungslinien der Einzeldiagramme ergeben sich in diesem Falle wagerechte, gerade Linien. Die Aufzeichnung ist so vorzunehmen, daß die aus dem einen Cylinder austretende Dampfmenge der in den folgenden Cylinder eintretenden gleich gemacht wird, wobei der Einfachheit wegen die zur völligen Ausfüllung des schädlichen Raumes erforderliche Menge des einströmenden Dampfes vernachlässigt werden kann.

Fig. 548 zeigt das vorläufige Gesamtdiagramm für eine Zweifach-Expansionsmaschine, Fig. 549 dasjenige für eine Dreifach-Expansionsmaschine. Die Gesamtfüllung erhält man annähernd aus der absoluten Endspannung p_e durch Rückwärts-konstruieren der gemeinsamen Expansionslinie $ed b$ (bzw. $gfd b$), wobei der schädliche Raum s'_0 des Hochdruckcylinders (Rauminhalt = s') von der lotrechten Anfangslinie des Diagramms aus abgetragen wird.

Hierauf werden die wagerechten Teilungslinien cd (bzw. cd und ef) so eingezeichnet, daß die dadurch entstehenden zwei (bzw. drei) Teilflächen des Diagramms nahezu gleichen Inhalt haben, entsprechend nahezu gleichen Arbeitsgrößen der betreffenden Cylinder. Im allgemeinen fallen die senkrechten Begrenzungslinien der Diagramme so aus, daß die hierdurch bestimmte Länge S_0 (und s'_0) in ihrem Verhältnis zu S (und s') dem tatsächlich auszuführenden schädlichen Raume des betreffenden Cylinders nahezu gleichkommt. Andernfalls müßten die Expansions- und Kompressionslinien für die verschiedenen Cylinder von verschiedenen Punkten auf der Vakuumlinie aus konstruiert werden.

Das Raumverhältnis der Cylinder wird gewöhnlich

bei zweimaliger Expansion 1:2,25 bis 3,

„ dreimaliger „ 1:2,35 „ 2,8:5 bis 7

gewählt, derart, daß sich runde Maße für die Cylinderbohrungen ergeben.

Nimmt man ein bestimmtes Raumverhältnis von vornherein an, so ergeben sich die Längen der Diagramme der betreffenden Cylinder ohne weiteres. Dieselben können dann mit den zugehörigen schädlichen Räumen in das Gesamtdiagramm eingetragen werden.

Sind die Cylinderinhalte bekannt, so ergeben sich die Überström-linien, welche die Diagramme der einzelnen Cylinder gegeneinander begrenzen, unter Berücksichtigung der endlichen Größe des Aufnehmers aus dem durch Aufzeichnen der Kolbenweglinien entstandenen Raumdiagramme. Dasselbe gestattet, die jeweilig zwischen den Kolben eingeschlossenen Räume samt Aufnehmerinhalt und die schädlichen Räume zu entnehmen. Hierbei werden die Cylinderinhalte v , V bzw. v_1 , v_2 und V als Hublängen, die schädlichen Räume s'_0 , S_0 bzw. s'_0 , s'_0 , S_0 und die Aufnehmerinhalte r bzw. r_1 und r_2 in der aus Fig. 550 und 551 ersichtlichen Weise aufgetragen.

Raumdiagramm für Verbundmaschinen mit Kurbeln unter 90° (Fig. 550).

Es sind hier die Raumverhältnisse $v:V=1:2,1$ und $v:r=1$ zugrunde gelegt, ferner die schädlichen Räume s' und S_0 zu 0,05 der zugehörigen Cylinderinhalte angenommen. Die Kolbenweglinien $CD E$ und $C' D' E'$, deren Abscissen den Kolbenwegen und deren Ordinaten den Zeiten proportional sind, in denen gleiche Strecken des Kurbel-

kreises von dem mit gleichförmiger Geschwindigkeit sich drehenden Kurbelzapfenmittel durchlaufen werden, sind für unendliche Stangenlänge und zwar im vorliegenden Falle (bei 90° Kurbelwinkel) so zu zeichnen, daß der der Totlage des Niederdruckkolbens entsprechende Punkt D' mit dem der Mittellage des Hochdruckkolbens entsprechenden Punkte M in gleicher Höhe liegt. Im Hochdruckdiagramm ist ab Einströmung, bc Expansion (gleichseitige Hyperbel von A aus), cd Vor-Ausströmung in den Aufnehmer und, wenn der Niederdruckeinlaß noch nicht abgesperrt war, sog. zweite Einströmung in diesen. Von d (oder

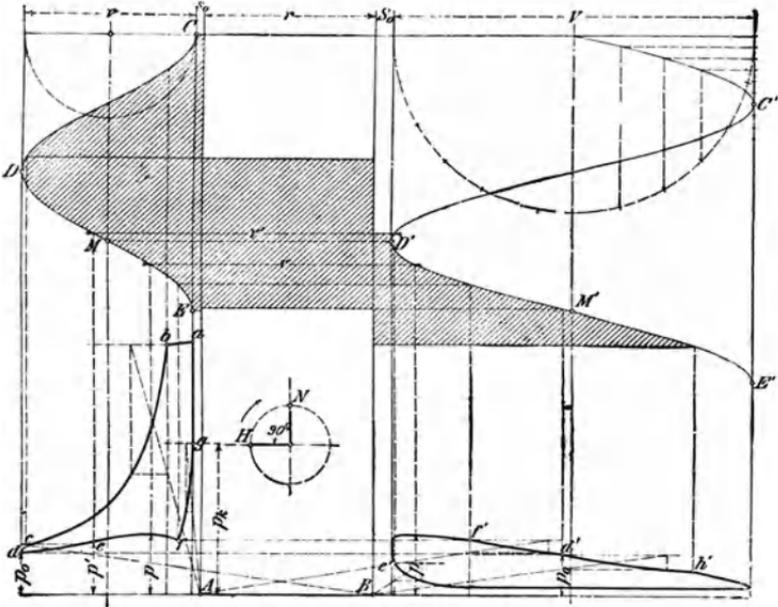


Fig. 550.

dem einer späteren Absperrung des Niederdruckzylinders entsprechenden Punkte) Kompression im Hochdruckzylinder (nebst schädlichen Raume) und im Aufnehmer; daher de Kompressionslinie (gleichseitige Hyperbel von B aus). In e Eröffnung des Niederdruckzylinders. Von e bis f gemeinsamer Vorgang in beiden Zylindern und im Aufnehmer. Bestimmung der Kurve durch Berechnung des p für jedes v mittels der Gleichung $pv = p'v'$; die v sind aus dem Raumdiagramm zu entnehmen. Die Überströmlinie findet sich mit einigen Druckverlusten wegen Dampfgeschwindigkeit und Länge des Dampfweges im Niederdruckdiagramm von e' bis f' mit Hilfe der Kolbenweglinien. Von f' ab Expansion im Aufnehmer und Niederdruckzylinder allein; daher $f'd'$ Expansionslinie (gleichseitige Hyperbel von A aus). Der Abschluß des Niederdruckzylinders muß so erfolgen, daß im Aufnehmer die Spannung

p_0 zurückbleibt; daher Bestimmung des Punktes der Expansion d' durch wagerechtes Projizieren von d aus. (Wegen der Droßlung vor dem Schluß der Steuerung liegt d' jedenfalls unter dem gleichzeitigen Druck im Aufnehmer, der annähernd mit dem im Hochdruckcylinder bei d gemessenen übereinstimmt.) Von d' ab Expansion im Niederdruckcylinder; daher $d'h'$ Expansionslinie (gleichseitige Hyperbel von B aus). Im Punkte h' beginnt die Vor-Ausströmung. Im Hochdruckdiagramm ist noch $f g$ Kompression (gleichseitige Hyperbel von A aus) für den

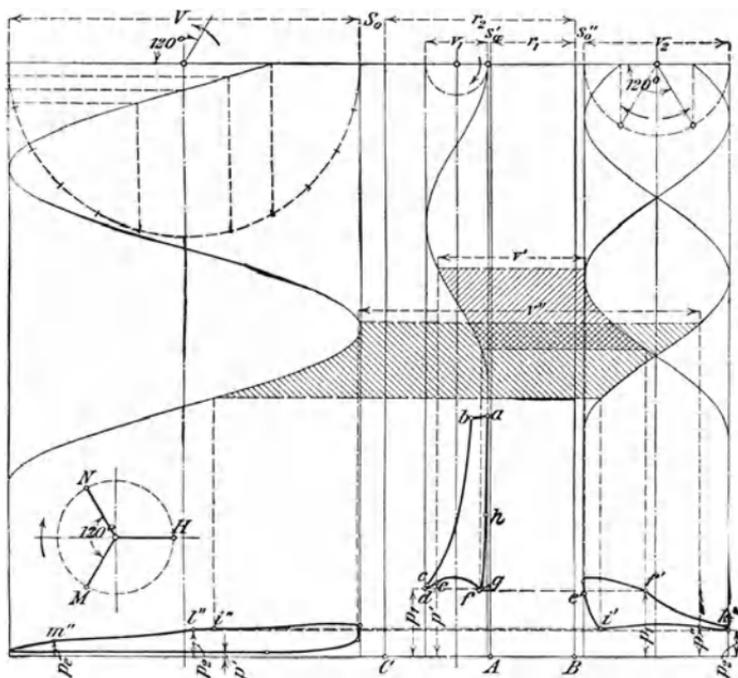


Fig. 551.

angenommenen Enddruck p_k der Kompression, womit sich durch Rückwärtskonstruktion f als Schnittpunkt mit $e f$ bestimmt.

Raumdiagramm für Mehrzylindermaschinen mit dreimaliger Expansion (Fig. 551).

Die gewählte Anordnung mit drei unter 120° gegeneinander versetzten Kurbeln (Niederdruckkurbel voraus, hierauf Mitteldruck-, dann Hochdruckkurbel) findet sich zumeist bei stehenden Maschinen. Es sind die Raumverhältnisse $v_1 : v_2 : V = 1 : 2,3 : 5,7$ und $v_1 : r_1 : r_2 = 1 : 1,4 : 3,1$ zugrunde gelegt, ferner die schädlichen Räume s_0', s_0'' und S_0 zu 0,05, 0,065 und 0,07 der zugehörigen Cylinderinhalte angenommen. Die Kolbenweglinien sind, den Kurbelstellungen entsprechend, gegeneinander zu versetzen. Im Hochdruckdiagramm ist wieder $a b$ Einströmung,

b c Expansion (gleichseitige Hyperbel von *A* aus), *c d* Vor-Ausströmung, ferner *d e* Kompression im kleinen Cylinder (nebst schädlichen Räume)

und ersten Aufnehmer (gleichseitige Hyperbel von *B* aus). Von *e* bis *f* gemeinsamer Vorgang im Hochdruckcylinder, ersten Aufnehmer und Mitteldruckcylinder. Bestimmung der Kurve durch Berechnung (mittels der Gleichung $p v = p' v'$). *f g* Kompression im kleinen Cylinder und ersten Aufnehmer; *g h a* Kompression und Vor-Einströmung (*g h* gleichseitige Hyperbel von *A* aus). Von *f'* ab Expansion im mittleren Cylinder allein. Rückwärtskonstruktion von *g h* (*g* in gleicher Höhe mit *d*) und *f' g* (Punkt *B*) zur Bestimmung von *f* als Schnittpunkt mit *e f*. Dieser Vorgang wiederholt sich für den mittleren

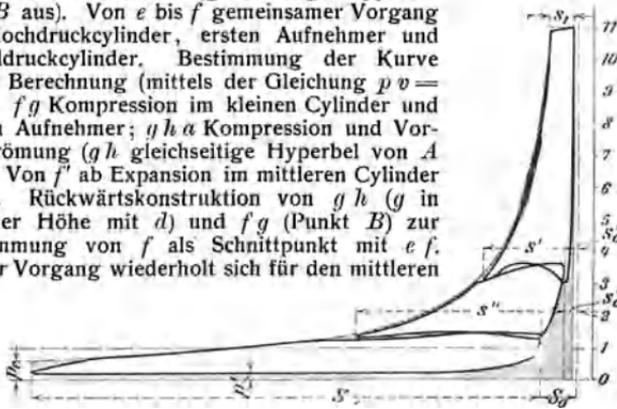


Fig. 552.

und großen Cylinder, nur erfolgt die Absperrung des mittleren Cylinders vom zweiten Aufnehmer (in *i'*) früher als die des großen Cylinders (in *l''*);

daher Expansion *i'' l''* im großen Cylinder und im zweiten Aufnehmer (gleichseitige Hyperbel von *B* aus). *l'' m''* Expansion im großen Cylinder allein (gleichseitige Hyperbel von *C* aus).

In Fig. 552 sind die so erhaltenen einzelnen Diagramme zu einem theoretischen Gesamtdiagramm zusammengetragen, und es ist in dieses noch die umschließende Hyperbel ein-

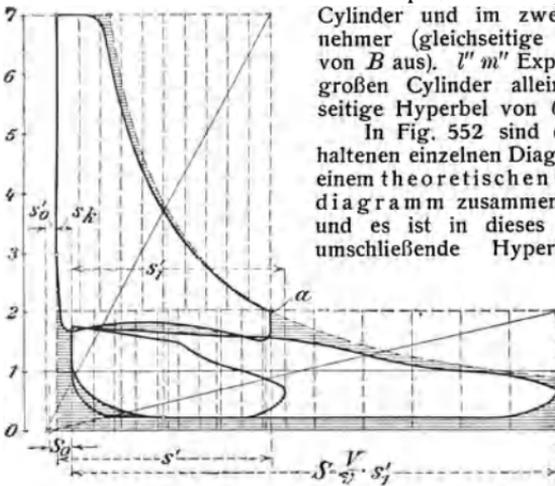


Fig. 553.

gezeichnet. An den schraffierten Flächenverlusten haben die schädlichen Räume und die Kompressionsarbeit, sowie der Gegendruck einen leicht nachweisbaren Anteil.

Das wirkliche Gesamtdiagramm einer ausgeführten Mehrzylindermaschine und damit ein übersichtliches Bild der Gesamtexpansion erhält man, wenn nach dem Verfahren von Rankine die gleichzeitig gewonnenen Diagramme der einzelnen Cylinder, auf gleichen Maßstab und gleiche Länge gebracht, untereinander gezeichnet werden, derart, daß z. B. bei einer Verbundmaschine (Fig. 553) das Diagramm des Niederdruckcylinders um den Kolbenweg s_k der Kompression des Hochdruckcylinders nach rechts gelegt und im Verhältnis der Cylindervolumen $\frac{V}{v}$ verlängert wird.

Die umschließende Hyperbel legt man durch einen Punkt a des Hochdruckdiagramms und begrenzt sie durch die größte Einströmspannung, die Endordinate des Niederdruckdiagramms und die Nulllinie bei Kondensation oder die atmosphärische bei Auspuff.

Die Summe der Arbeitsflächen des rankinisierten Diagramms gibt, durch die Arbeitsfläche der umschließenden Hyperbel geteilt, die „Völligkeit“.

C. Der Dampfverbrauch.

Derselbe besteht aus dem nutzbaren Dampfverbrauch und aus den Dampfverlusten.

Der nutzbare Dampfverbrauch läßt sich aus den Indikator diagrammen ermitteln; er beträgt — mit Beibehaltung der früheren Bezeichnungen (s. S. 605 und 606) — für eine Einzylindermaschine in kg/std

$$Q' = 3600 F c \left\{ \left(\frac{s_1}{s} + m \right) \gamma - 1, 1 \left(1 - \frac{s_3}{s} + m \right) \gamma' \right\},$$

worin noch γ das Gewicht von 1 cbm des Einströmdampfes in kg, γ' das des Ausströmdampfes bezeichnet.

Mit Hilfe der Gleichung

$$N_i = \frac{10000}{75} p_i F c$$

ergibt sich der nutzbare stündliche Dampfverbrauch in kg/PS,

$$C'_i = \frac{Q'}{N_i} = \frac{27}{p_i} \left\{ \left(\frac{s_1}{s} + m \right) \gamma - 1, 1 \left(1 - \frac{s_3}{s} + m \right) \gamma' \right\}.$$

Bei der Zweicylinder-Auspuffmaschine mit Kompression in beiden Cylindern bis zur Gegendampfspannung und bei den Dreicylinder-Kondensationsmaschinen mit Kompression in allen drei Cylindern bis zur Gegendampfspannung ist mindestens

$$C'_i = 27 \gamma \frac{s_1}{s} \frac{1}{p_i}.$$

Der Dampfverlust rührt zum größeren Teil von der Abkühlung des in den Cylinder strömenden Dampfes, zum kleineren Teil von Undichtigkeiten des Dampfkolbens, der Steuerorgane, Stopfbüchsen u. s. w. her, wonach man den Abkühlungsverlust C''_i und den Dampf-lässighkeitsverlust C'''_i zu unterscheiden hat.

Ersterer läßt sich durch eine ausgiebige Überhitzung des Einströmdampfes erheblich vermindern, letzterer bei vorzüglichen Maschinen beinahe vollständig in Wegfall bringen.

Nach „Hütte“, 18. Aufl. 1902, ergibt sich der Abkühlungsverlust C'_i , wenn $s \sim 2d$, bei den gebräuchlichen Füllungen aus den folgenden (annähernden) Durchschnittswerten des Produktes $C''_i \sqrt{c}$ durch Division mit \sqrt{c} .

Es ist der Wert $C''_i \sqrt{c}$ bei den

Auspuffmaschinen mit Expansionssteuerung . . .	= 6,0 bis 5,0,
Eincylinder-Kondensationsmaschinen	$\left\{ \begin{array}{l} \text{ohne Hemd} = 5,5 \text{ „ } 5,0, \\ \text{mit Hemd} = 4,5 \text{ „ } 4,2, \end{array} \right.$
Zweicylinder-Kondensationsmaschinen	
Dreicylinder-Kondensationsmaschinen	= 3,2 „ 3,0,
Zweicylinder-Auspuffmaschinen	= 4,2 „ 4,0.

Für vollkommene Maschinen gelten die kleineren, für weniger vollkommene Maschinen die größeren Zahlen. Bei den Zwei- und Dreicylindermaschinen wird in allen Fällen ein Dampfhemd am Hochdruckzylinder vorausgesetzt.

Wenn $s:d$ von 2 bedeutend verschieden ist, so ist C''_i durch die folgenden Koeffizienten zu verbessern.

$s:d =$	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5
Koeffizient =	0,82	0,87	0,91	1	1,08	1,15	1,29	1,41

Der Dampfklärungsverlust kann nach Hrabák bei allen Eincylindermaschinen in noch leidlich befriedigendem Zustande gesetzt werden

$$C'''_i = \frac{8,8}{\sqrt{N_i c}} + \frac{1}{2c}$$

Bei den Zweicylindermaschinen beträgt C'''_i das 0,8fache, bei den Dreicylindermaschinen das 0,64fache des vorstehenden Wertes.

Bei vorzüglichen Maschinen kann C'''_i bis auf etwa die Hälfte (und weniger) herabgemindert werden, während es andererseits, bei sichtlich dampflässigen Maschinen, auf das Doppelte (und mehr) steigen kann.

Nach dem Vorstehenden ergibt sich der stündliche Dampfverbrauch einer Maschine in kg/PS_i

$$C_i = C'_i + C''_i + C'''_i$$

Hierin ist jedoch der Verlust in der Dampfleitung samt dem aus dem Kessel etwa mitgerissenen Wasser noch nicht einbegriffen. Derselbe kann auf 4 bis 10% des Gesamtverbrauches C_i veranschlagt werden.

Aus C_i ergibt sich der gesamte Dampfverbrauch einer Maschine für 1 PS_n/std

$$C_n = \frac{1}{\eta} C_i = \frac{N_i}{N_n} C_i$$

D. Steuerungen¹⁾.

Eine Steuerung muß genügend weite Kanal- und Eröffnungsquerschnitte bieten, damit ein empfindlicher Spannungsabfall des ein- bzw. austretenden Dampfes durch Droßlung vermieden wird.

Für die Berechnung der Einströmquerschnitte f kann als größte zulässige Dampfgeschwindigkeit, bei der eine merkliche Droßlung nicht zu erwarten ist, für gesättigten Wasserdampf etwa $w_{\max} = 40$ m/sek bei größter Kolbengeschwindigkeit c_{\max} in m/sek (vergl. S. 267) angenommen werden. Damit ergibt sich, wenn wieder F den Kolbenquerschnitt in qm bezeichnet

$$f = \frac{1}{40} F c_{\max} \dots \dots \dots \mathbf{97}$$

Bei großen Maschinen mit Schiebersteuerung und bei solchen, bei denen große Abmessungen der Steuerungsteile aus konstruktiven Gründen unzweckmäßig erscheinen, ferner bei Betrieben mit überhitztem Dampf kann die Geschwindigkeit desselben etwa bis zu $w_{\max} = 60$ m/sek gewählt werden.

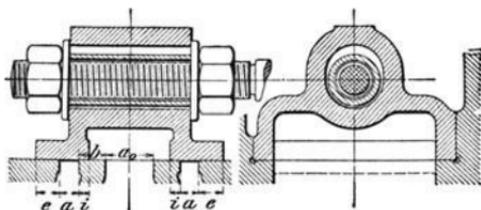


Fig. 554.

Die Ausströmquerschnitte sind wegen der infolge Ausdehnung des Dampfes nach vollbrachter Expansion eintretenden Volumen- und Geschwindigkeitsvergrößerung desselben bei Maschinen mit kleiner Füllung etwa 1,5 mal so groß zu nehmen, als aus Gl. 97 hervorgeht. Maschinen mit hohem Füllungsgrade erfordern noch größere Ausströmquerschnitte.

Im allgemeinen sind bei Schiebersteuerungen die rechteckigen Kanäle im Schieber Spiegel möglichst breit auszuführen, damit die Kanalweite a , welche für die Abmessungen der ganzen Steuerung maßgebend ist, möglichst klein ausfällt. Das Verhältnis der Weite zur Breite der Einlaßkanäle ist etwa $\frac{1}{4}$ bei kleinen, $\frac{1}{6}$ bei mittleren und $\frac{1}{8}$ bis $\frac{1}{10}$ bei großen Maschinen zu wählen. Der mittlere Auspuffkanal erhält bei gleicher Breite eine solche Weite, daß bei äußerster Schieberstellung noch etwa eine Auslaßweite $= a$ bis $\frac{2}{3} a$ verbleibt.

Für Ventilsteuerungen finden sich bezügliche Angaben auf S. 648.

a) Einfache Schiebersteuerungen.

1. Allgemeines.

Fig. 554 zeigt die gewöhnliche Form eines einfachen Schiebers — des sog. Muschel- oder *D*-Schiebers — in der Mittellage, bei

¹⁾ Vergl. C. Leist, „Die Steuerungen der Dampfmaschinen“, Berlin 1900, Julius Springer.

der er die im Schieberspiegel ausmündenden Kanäle von der Weite a um die Strecken e und i überragt. e heißt die Einlaßüberdeckung, i die Auslaßüberdeckung. Die Weite des Auspuffkanals ist mit a_0 bezeichnet. Unter dem Einfluß eines Excenters (Gegenkurbel) führt der Schieber solche Bewegungen aus, daß eine richtige Dampfverteilung stattfindet.

Steht die Maschinenkurbel vom Halbmesser R z. B. in der linken Totlage oK_0 (Fig. 555), so muß der Schieber schon aus seiner Mittel- lage nach rechts herausgerückt sein, damit frischer Dampf für den neuen Hub durch den linksseitigen Dampfkanal hinter den Kolben treten und ferner der vor dem Kolben wirksam gewesene Dampf durch den rechtsseitigen Dampfkanal bequem ausströmen kann. Damit diese Ein- und Ausströmung bereits vor dem Hubende erfolgt, d. h. bei der Totlage der Kurbel schon eine gewisse Eröffnung v bzw. v' der Kanäle für Ein- und Ausströmung vorliegt, muß das Excenter der Kurbel um einen Winkel $90 + \delta$ vorangehen. Der Winkel δ wird Voreilwinkel, die Größe v das Voreilen für den Eintritt (äußeres lineares Voreilen), diejenige v' das Voreilen für den Austritt (inneres lineares Voreilen) genannt. Bezeichnet ferner r die Excentricität des Excenters (also $2r$ den ganzen Schieberhub), so steht der Schieber in der linken Totlage der Kurbel um $\xi = r \sin \delta = e + v = i + v'$ rechts von seiner Mittel- lage.

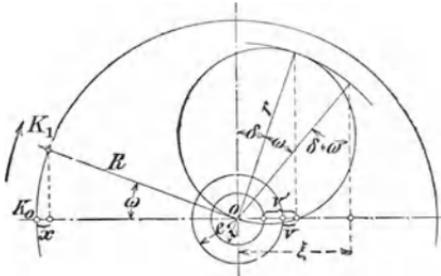


Fig. 555.

Gelangt die Kurbel nach Drehung um einen beliebigen Winkel ω aus der Totlage oK_0 in die Lage oK_1 , so führt auch das mit

ihr auf gemeinsamer Welle o befestigte Excenter eine entsprechende Drehbewegung aus, und es folgt für den Schieberweg allgemein (von der Mittellage des Schiebers aus gerechnet)

$$\xi = r \sin(\delta + \omega) \dots \dots \dots 98$$

Nimmt man die Gleichung für den Kolbenweg (für unendliche Schubstangenlängen)

$$x = R(1 - \cos \omega) \dots \dots \dots 99$$

hinzu, so läßt sich, wenn r und δ bekannt sind, mittels der Gl. 98 und 99 die zu jedem Kurbelwinkel gehörige Kolben- und Schieberstellung berechnen und umgekehrt. Dabei sind die Schieberausweichungen von der Mitte aus nach rechts positiv, diejenigen von der Mitte aus nach links negativ einzusetzen.

Für die Dampfverteilung, z. B. auf der linken Cylinderseite, kommen als entscheidende Schieberstellungen in der Reihenfolge ihres Auftretens in Betracht:

- $\xi = +e$, Beginn der Vor-Einströmung (Rechtsgang des Schiebers),
- $\xi = +e$, „ „ Expansion (Linksgang des Schiebers),
- $\xi = -i$, „ „ Vor-Ausströmung (Linksgang des Schiebers),
- $\xi = -i$, „ „ Kompression (Rechtsgang des Schiebers).

Für einen Schieber mit gegebenen Abmessungen lassen sich somit die Dampfverteilungsperioden berechnen oder umgekehrt unter Annahme der letzteren die Abmessungen des Schiebers feststellen. Hierbei kann die Stegbreite b (Fig. 554) etwa

$b = 0,5 a + 10 \text{ mm}$,
ferner die Weite des
Auspuffkanals
(vergl. S. 625)

$a_0 \geq r + i + a - b$
angenommen werden.

In übersichtlicherer Weise ergibt sich die Schieberbewegung in ihrer Abhängigkeit von der Kolben- bzw. der Kurbelbewegung durch Aufzeichnung der sogenannten Schieberdiagramme.

2. Schieberdiagramme.

Das Reuleaux-Müllersche Schieberdiagramm (Fig. 556). In diesem ist $K_0 O L$ die Kolbenweglinie, auf der die Kolbenwege x zu messen sind. Die

Schiebermittellinie $S O L$, von der aus die Schieberwege ξ gemessen werden, ist entgegen der Drehrichtung der Kurbel um $90^\circ + \delta$ zurückgedreht, demnach gegen die Totstellung der Kurbel um den Winkel δ geneigt. Kurbel- und Schieberkreis werden am einfachsten von gleicher Größe, d. h. zusammenfallend angenommen, und in irgend welchem Maßstabe gezeichnet. Für

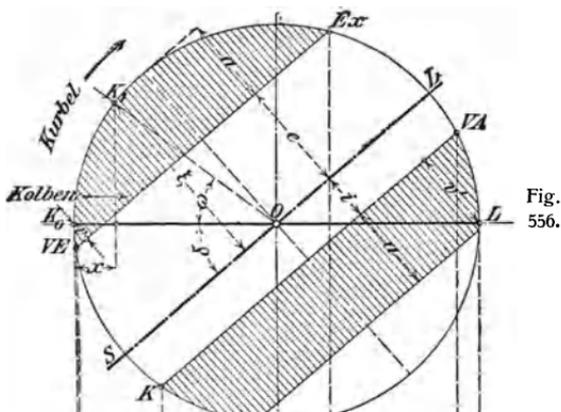


Fig. 556.

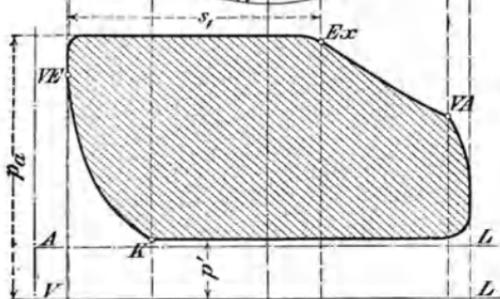


Fig. 557.

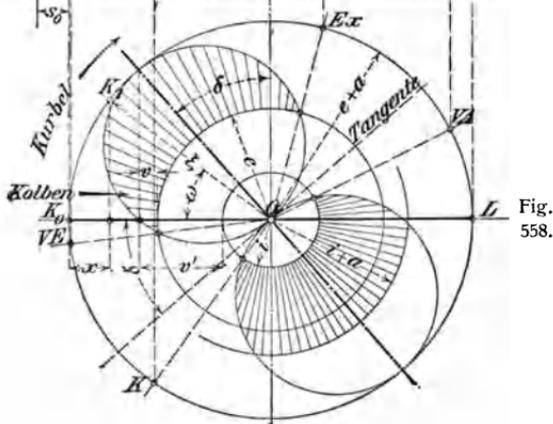


Fig. 558.

einen beliebigen Kurbelwinkel $K_0 O K_1 = \omega$ findet man den Kolbenweg x durch Abloten des Punktes K_1 auf die Kolbenweglinie $K_0 O L$; durch Abmessen des senkrechten Abstandes des Punktes K_1 von der Schiebermittellinie $S O L$ ergibt sich der zugehörige Schieberweg ξ .

Das Diagramm ist zweckmäßig zur Ermittlung von e , i , r und δ bei gegebener Dampfverteilung oder umgekehrt bei gegebenen Abmessungen der Steuerung (a , e , i , r , δ) zur Ermittlung der Abschnitte im Dampfdiagramm für den Einlaß und Auslaß zu benutzen. Sind im ersteren Falle die Vor-Einströmung, Vor-Ausströmung und der Kompressionsbeginn — letzterer durch den Kompressions-Enddruck — in Teilen des Kolbenhubes vorgeschrieben, so lassen sich die bezüglichen Punkte $V E$, $V A$ und K des gemeinsamen Kurbel- und Excenterkreises festlegen. Eine durch $V E$ und K gelegte Gerade liefert den Voreilwinkel δ und die Austrittsdeckung i ; die Parallele zur Schiebermittellinie $S O L$ durch $V E$ ergibt die Eintrittsdeckung e und schneidet den Kreis in $E x$, wodurch auch der Expansionsbeginn bestimmt ist.

Die Kanalweite a findet man nach S. 625, und es ist dann $r = e + a + m$ zu setzen, wobei der Überlauf $m = 0$ oder als ein kleiner Bruchteil von a angenommen werden kann. (In Fig. 556 ist $m = 0$.) Für die Größen e , i und r des Diagramms ergeben sich absolute Werte durch Multiplikationen derselben mit der nach Vergleich der Strecke a in dem Diagramm mit der gegebenen Kanalweite a bestimmten Verhältniszahl.

Fig. 557 zeigt das zu dem Schieberdiagramm gehörige Dampfdiagramm.

Das Zeunersche Schieberdiagramm (Fig. 558) teilt mit dem Reuleaux-Müllerschen den Vorzug, daß es einfach (ohne Benutzung besonderer Kurven) aufzuzeichnen ist; es stellt die Schieberbewegung nicht in so unmittelbarem Zusammenhang mit dem tatsächlichen Vorgange dar wie dieses.

Die Kolbenwege x werden auf der Linie $K_0 O L$ gemessen, die Schieberwege ξ auf den Kurbelstellungen vom Mittelpunkte O aus als Längen abgetragen. Bei unendlich langer Excenterstange liegen die Endpunkte von ξ auf zwei Kreisen, die sich in O berühren, die Excentrizität r als Durchmesser haben und deren gemeinsame Tangente in O mit der Kolbenweglinie $K_0 O L$ den Winkel δ bildet. Diese Kreise schneiden für die einzelnen Kurbelstellungen die Schieberwege als Sehnenlängen ab. Der obere Kreis (positiver Schieberkreis) gilt für die Schieberausweichungen nach rechts, der untere Kreis (negativer Schieberkreis) für die Schieberausweichungen nach links. Betrachtet man den aus O beschriebenen Kreis $K_0 K_1 L$ als Kurbelkreis und zieht ferner mit den Halbmessern e und i Kreise um O , so geben durch die Schnittpunkte der letzteren mit den Schieberkreisen gelegte Strahlen die den entscheidenden Schieberstellungen entsprechenden Kolbenwege und Kurbelwinkel an. Desgleichen ergeben sich v und v' . Die schraffierten Flächen der Schieberkreise zeigen die Größe der Einlaß- bzw. Auslaßöffnung bei der betreffenden Kurbelstellung; sie geben ein Bild von der Geschwindigkeit, mit der die Eröffnung und der Abschluß des Kanals von der Weite a erfolgt.

Schieberellipsen (Fig. 559). Die Schieberellipse ist eine Darstellung der Steuerbewegung durch eine Kurve, die entsteht, wenn die Kolbenwege als Abscissen, die zugehörigen Schieberwege als Ordinaten,

und zwar die Ausweichungen rechts von der Schiebermittellage oberhalb, diejenigen links von der Schiebermittellage unterhalb der Kolbenweglinie aufgetragen werden. Bei unendlichen Stangenlängen ($l = \infty$) liegen die Endpunkte von ξ auf einer Ellipse, bei endlichen Stangenlängen (in Fig. 559 für $l = 5R$ gezeichnet) auf einer unsymmetrischen ellipsenähnlichen Kurve. Die schraffierten Flächen der Ellipse geben die Größe der Einlaß- bzw. Auslaßöffnung bei der betreffenden Kurbelstellung an. Ebenso ergeben sich das äußere und innere lineare Vorzeichen v bzw. v' auf der den Kurbelkreis links bzw. rechts berührenden Senkrechten.

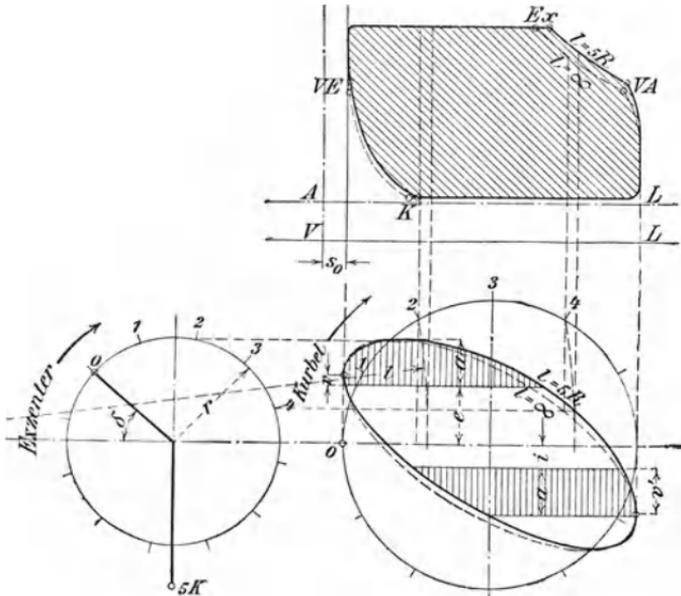
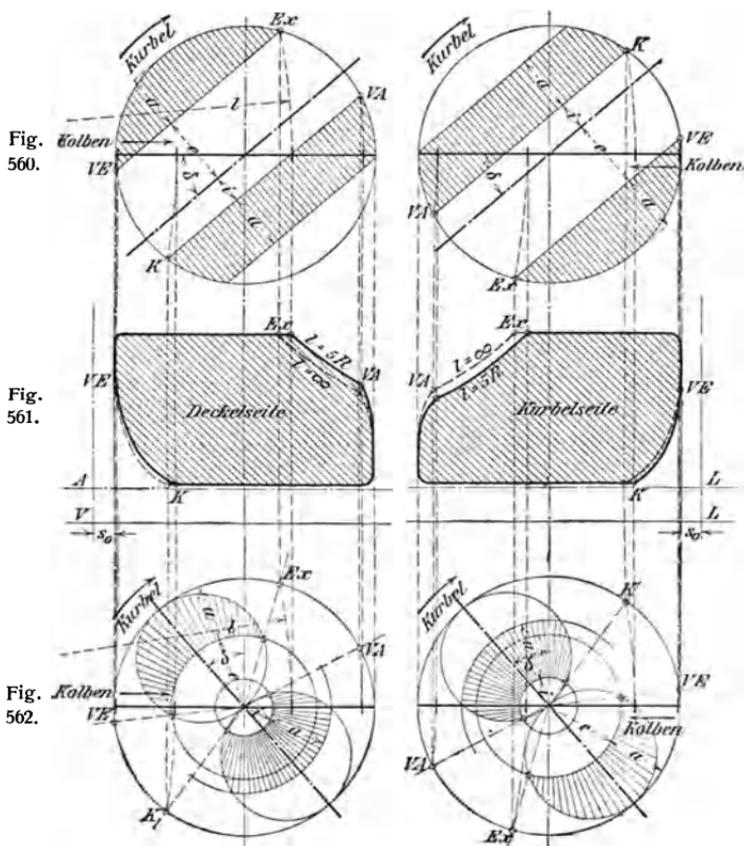


Fig. 559.

3. Berücksichtigung der endlichen Stangenlängen.

Die bisherigen Untersuchungen sind — ausgenommen diejenige über die in Fig. 559 dargestellte Schieberellipse — unter der Voraussetzung einer Schubstange von unendlicher Länge durchgeführt worden. Bei genaueren Ermittlungen ist die Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge erforderlich. Damit ergeben sich nicht unbedeutende Verschiedenheiten der Dampfdiagramme für die beiden Maschinenseiten. In welchem Maße diese Verschiedenheiten auftreten, läßt sich an Hand der Fig. 560 bis 562 gezeichneten Schieber- und Dampfdiagramme übersehen. Es sind hier mit Hilfe des Reuleaux-Müllerschen (Fig. 560) und des Zeunerschen Diagramms (Fig. 562) die Dampfdiagramme (Fig. 561) für die Deckel- und Kurbelseite einer Maschine ermittelt, und zwar unter der Voraussetzung, daß $l = \infty$ bzw.

$l = 5R$ ist. Im letzteren Falle ist statt senkrechter Projektion der betreffenden Kurbelkreispunkte auf die Kolbenweglinie Bogenprojektion mit einem Halbmesser l gleich der Schubstangenlänge auszuführen (s. S. 266). In dieser Weise ist in Fig. 560 und 562 und ebenso bei der in Fig. 559 dargestellten Schieberellipse verfahren.



Die durch die endliche Excenterstangenlänge l hervorgerufene Abweichung des Schieberweges von dem für $l = \infty$ läßt sich in ähnlicher Weise, wie dies bezüglich der Schubstange besprochen ist, durch Bogenprojektion mit einem Halbmesser l gleich der Excenterstangenlänge auf die Schieberweglinie berücksichtigen.

Wegen der meist verhältnismäßig großen Excenterstangenlänge im Verhältnis zum Schieberhub sind die betreffenden Schieberabweichungen nur gering und deshalb in der Regel zu vernachlässigen. Voll-

kommenen Ausgleich würde man mit einem unsymmetrischen Schieber erzielen, bei dem die Mitte der Einlaßkanten gegen die Mitte der Auslaßkanten um die Größe $\frac{e^2}{2l}$ (nach rechts) versetzt und der auf gleiches lineares Voreilen eingestellt ist.

4. Abänderungen des einfachen Schiebers.

Zur Verringerung des schädlichen Raumes bei großer Cylinderlänge werden geteilte Schieber (Fig. 563) verwendet, die sich unabhängig

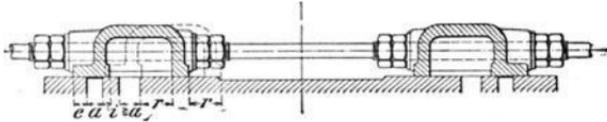


Fig. 563.

voneinander auf gemeinsamer Stange verstellen lassen. Die Weite des Auspuffkanales in jedem Schieberspiegel ist hier $a_0 \geq a$ zu nehmen. Im übrigen ergeben sich die Abmessungen des Schiebers und des Schieber spiegels aus Fig. 563.

Der Gitterschieber von Borsig, Fig. 564, findet bei den Niederdruckcylindern größerer stehender Verbundmaschinen Anwendung.

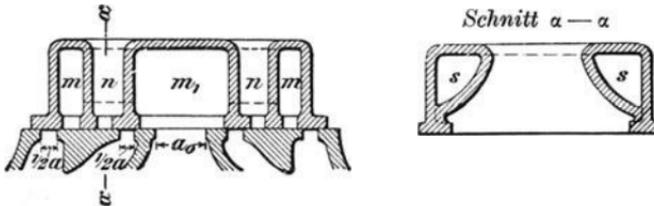


Fig. 564.

Behufs Verminderung des Schieberweges $2r$ sind an Stelle eines einzigen Dampfkanales a auf jeder Seite deren zwei von halber Weite $\frac{1}{2}a$ angeordnet, so daß sich für die Excentrizität ergibt

$$r \geq e + \frac{1}{2}a.$$

Sobald der Schieber um e nach rechts gegangen ist, beginnt durch beide Kanäle $\frac{1}{2}a$ die Dampfeinströmung. Die Dampfausströmung ist dadurch ermöglicht, daß die inneren Kanäle unmittelbar, die äußeren Kanäle durch die Schieberräume m, m und seitliche Kanäle s mit dem Schieberraum m_1 bzw. mit dem Auspuffkanal a_0 in Verbindung stehen.

(Der Schieber kann, da die Kanäle n nach oben ausmünden, auch als Grundschieber einer Doppelschiebersteuerung — für veränderliche Cylinderfüllungen — Anwendung finden, wobei auf seinem Rücken ein Expansionschieber gleitet.)

Der Tricksche Kanalschieber (Fig. 565) gibt doppelte Eröffnung des Einströmkanales, indem diesem nicht nur von

der einen, sondern mittels eines Zwischenkanales k auch von der anderen Schieberseite her Dampf zuströmt.

Die Abbildung zeigt den zum Niederdruckcylinder einer Dreifachexpansionsmaschine (Raumdiagramm derselben s. Fig. 551) gehörigen Trickschieber mit Reuleaux-Müllerschem Schieberdiagramm und zugehörigem Dampfdiagramm. (Die Punkte VA und K des letzteren — für Beginn der Vor-Ausströmung und Kompression — sind mittels des ersteren ermittelt.) Ist a die nach S. 625 berechnete Kanalweite, so macht man die Weite des Zwischenkanales $= \frac{1}{2}a$. Die Stegstärke kann, je nach der Größe des Schiebers, 1 bis 2 cm gewählt werden; damit ergibt sich die Kanalweite im Schieberspiegel $= a + \sigma$ und die Länge des letzteren außerhalb des Kanales $= 2e - \sigma$.

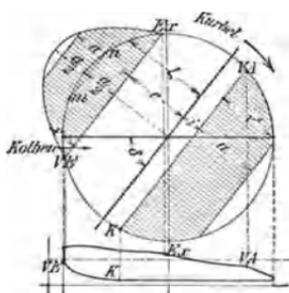
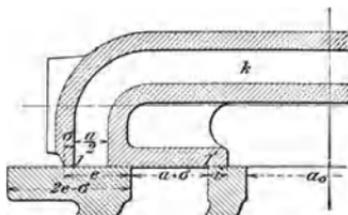


Fig. 565.

Die Verdopplung der Einströmung findet von Beginn des Voröffnens ($\xi = e$) statt; sie hört auf, wenn die Schieberkante 1 mit der rechtsseitigen Kanalkante 1' zusammentrifft ($\xi = e + \frac{a}{2}$). Es ist dann der Kanal bereits um die Größe a geöffnet.

Das Schieberdiagramm ist dasselbe wie bei dem gewöhnlichen Muschelschieber, nur hat man von der Vor-Einströmung (VE) bis zur Kanalöffnung $\frac{1}{2}a$ (Punkt m in Fig. 565), ebenso von n bis $E'x$ die Eröffnungen über den mit der Excentrizität $r \geq e + \frac{a}{2}$ als Halbmesser geschlagenen Schieberkreis hinaus nochmals aufzutragen. Für die Auslaßseite ist die Gleichung zu erfüllen

$$r \geq a + i.$$

Die auf Tafel VI abgebildete stehende Verbundmaschine der Maschinenbau-A.-G. Nürnberg in Nürnberg zeigt einen Trick-Kolbenschieber mit Liderungsringen an den Enden zum Regeln der Dampfverteilung des zugehörigen Niederdruckcylinders. Das Gewicht dieses Schiebers ist durch eine Entlastungsvorrichtung aufgehoben.

Der in Fig. 566 dargestellte, als Grundschieber einer Doppelschiebersteuerung mit Durchlaßkanälen versehene Weißsche Schieber gibt zufolge einer eingesetzten Zwischenwand und des entsprechend gestalteten Schieberspiegels doppelte Eröffnung des Ausströmkanales, sobald sich der Schieber aus seiner Mittellage um $\xi = i$, z. B. nach rechts bewegt hat. Die Eröffnung des Ausströmkanales erfolgt somit schneller als beim gewöhnlichen Muschelschieber, und es hat dieser Kanal in der Totlage der Kurbel (oder bereits vorher) schon seine volle Eröffnung erreicht, womit Droßlungen bei Beginn der Aus-

strömung vermieden werden. Ebenso schnell wie die Eröffnung erfolgt bei diesem Schieber auch die Schließung des Ausströmkanales. Um möglichst hohe Kompression zu erzielen, verbindet Weiß während kurzer Zeit die beiden Seiten des Kolbens durch Überströmspalten miteinander. Diese Verbindung beginnt, wenn der Schieber um $\xi = u$ vor seiner Mittellage steht und sich derselben nähert; sie hört auf, wenn der Schieber bei Entfernung aus seiner Mittellage diese um u überschritten hat. Die betreffenden Kurbellagen im Zeunerschen Schieberdiagramm (Fig. 568) ergeben sich durch die Schnittpunkte des um den Mittelpunkt des Kurbelkreises mit u als Halbmesser gezogenen Kreises mit den beiden Schieberkreisen.

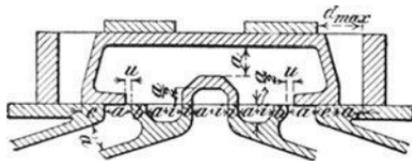


Fig. 566.

Zur Bestimmung der Schieberabmessungen ist zunächst, wie früher, die Kanalweite a unter Zugrundelegung einer mittleren Eintrittsgeschwindigkeit des Dampfes zu berechnen, darnach

$$u \sim \frac{a}{4} - \frac{\sigma}{2} \cdot 100$$

zu wählen, wobei, je nach der Größe der Maschine, die Sicherheitsdeckung

$$\sigma = 2 \text{ bis } 6 \text{ mm}$$

gesetzt werden kann.

Man geht jedoch bei den kleinsten Maschinen nie unter $u = 3 \text{ mm}$ und vergrößert ferner bei raschlaufenden Maschinen den aus Gl. 100 für u berechneten Wert noch um einige Millimeter, damit der Druckausgleich — die Überströmung durch die Spalte u — sich wirklich vollständig vollziehen kann.

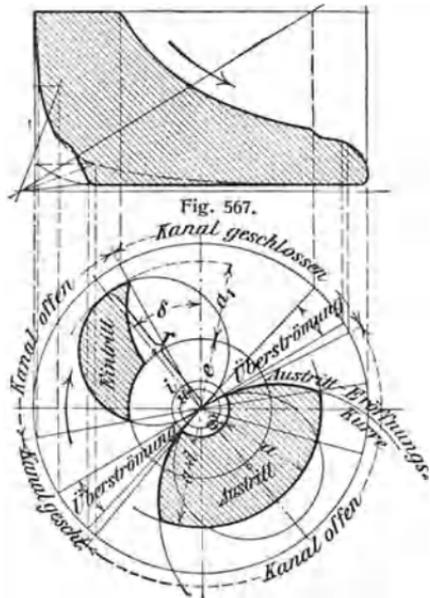


Fig. 567.

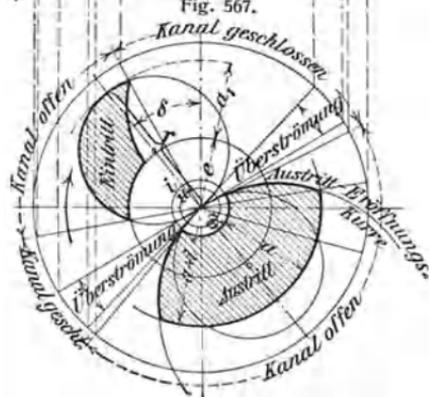


Fig. 568.

Damit wird die innere Überdeckung

$$i = u + \sigma.$$

Für die Stegstärke genügt bei dieser Steuerung

$$b = 0,3 a + 10 \text{ mm.}$$

Die äußere Deckung kann

$$\text{bis } \left. \begin{array}{l} e \sim 0,7 a + 0,6 \sigma \\ e \sim 0,9 a + 0,6 \sigma \end{array} \right\} \dots \dots \dots 101$$

und zwar der obere Wert bei Auspuff-, der untere Wert bei Kondensationsmaschinen, ferner die untere Weite des Durchgangskanals im Grundschieber

$$a_1 = 0,8 a \text{ bis } 0,85 a$$

gewählt werden.

Damit folgt für die Excentricität

$$r = a_1 + e.$$

Der Voreilwinkel ist bestimmt durch

$$\sin \delta = \frac{e + v}{r},$$

worin $v = 0,25 a$ bis $0,3 a$ zu nehmen ist.

Trägt man das Zenersche Schieberdiagramm mit dem zugehörigen Dampfdiagramm (Fig. 567) auf, so ist ersichtlich, daß — obschon der Beginn der Ausströmung nur etwa 6 bis 8 % vor Hubende liegt — der Ausströmkanal schon seine volle Eröffnung erreicht, wenn die Kurbel noch um $\sim 10^\circ$ bis 15° (je nachdem der obere oder untere Wert von e aus Gl. 101 genommen wird, vor ihrer Totlage steht (vergl. Z. d. V. d. I., 1896, S. 546).

5. Veränderung des Füllungsgrades.

Eine Veränderlichkeit der Expansion läßt sich bei Maschinen mit einfacher Schiebersteuerung durch Veränderung des Schieberhubes und des Voreilwinkels des Excenters erreichen, sobald dasselbe nicht mehr fest, sondern beweglich auf der zugehörigen Welle angeordnet und z. B. durch einen Flachregler in einer dem jeweiligen Beharrungszustande der Maschine entsprechenden Lage festgehalten wird. Hierbei bewegt sich, je nachdem der Flachregler eine Verdrehung des Excenters auf einer zweiten excentrischen Scheibe u. s. w. oder eine geradlinige Verschiebung des Excenters bewirkt, der Mittelpunkt desselben auf einer Kurve (Kreisbogen) oder auf einer geraden Linie — der sog. Centrankurve —, wobei im ersteren Falle auch das lineare Voreilen eine von der Gestalt der Kurve abhängige Veränderlichkeit erfährt. In der Regel wird die Forderung gestellt, daß das lineare Voreilen sich bei den verschiedenen Füllungen nicht wesentlich ändert, d. h. die Verstellung des Excentermittelpunktes ganz oder nahezu in einer Geraden erfolgt, die mit der Richtung der Kurbel einen rechten Winkel einschließt.

In Fig. 569 wird die Führung des Excenters in einer geraden Linie dadurch verwirklicht, daß das Excenter mit einem Gleitstück verbunden ist, welches sich zwischen Schrittenbahnen bewegt.

Angenäherte Geradföhrung läßt sich dadurch erzielen, daß das Excenter um einen festen Punkt gedreht wird. Je weiter derselbe vom Excentermittel entfernt ist, um so mehr nähert sich die Centrankurve der geraden Linie.

In Fig. 570 ist zu dem Zwecke das Excenter mit einem längeren Arm versehen, dessen Endpunkt an einem Arme des Schwungrades oder einer besonderen Scheibe drehbar befestigt ist. Das lineare Voreilen wächst hierbei mit der Verkleinerung der Füllung bzw. mit der Größe der Expansion.

Bei dem an schnelllaufenden Maschinen, Bauart Dörfel-Pröll, angewendeten Flachregler ist, wie Fig. 571 erkennen läßt, auf der Steuerwelle ein besonderes Excenter aufgekeilt und über dieses erst das eigentliche Steuerexcenter drehbar angeordnet. Hierbei ist das Voreilen stärker veränderlich als vordem, doch nimmt es mit der Größe der Expansion ab. Dies ist, sofern die Veränderlichkeit innerhalb gewisser Grenzen bleibt, nicht als Nachteil der Steuerung anzusehen.

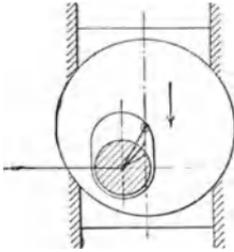


Fig. 569.

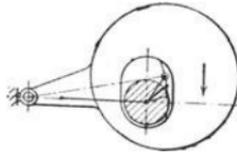


Fig. 570.

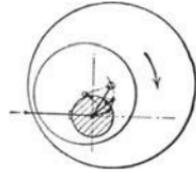


Fig. 571.

Zuweilen werden beide Excenter durch den Flachregler in entgegengesetztem Sinne gedreht, oder es wirkt derselbe mittels einer Gelenkgeradföhrung auf das Excenter ein. In beiden Fällen wird der Mittelpunkt des Excenters annähernd auf einer geraden Linie verschoben.

Auch durch Verbindung mit einer Kulissensteuerung (s. d.) können mit dem einfachen Schieber veränderlicher Excenterhub und veränderlicher Voreilwinkel erreicht werden.

Um die jeweiligen Änderungen in der Dampfverteilung verfolgen zu können, empfiehlt es sich, die verschiedenen Stellungen des Excenters entsprechenden Zeunerschen Schieberdiagramme aufzuzeichnen.

In einfacher Weise läßt sich eine Veränderung der Expansion (auch eine Umsteuerung) der Maschine beim Stillstande derselben von Hand dadurch erreichen, daß das auf der betreffenden Welle bewegliche Excenter durch einen in den kreisförmigen Schlitz einer auf der Welle festgekeilten Scheibe greifenden Schraubenbolzen mit der letzteren verbunden wird. Nach Lösen des Schraubenbolzens läßt sich das Excenter verdrehen — bei beabsichtigter Umsteuerung der Maschine um den Winkel $180 - 2\delta$ — und durch die damit bewirkte Veränderung des Schieberhubes und des Voreilwinkels für beliebige Füllungsgrade — innerhalb zulässiger Grenzen — einstellen.

b) Doppelschiebersteuerungen.

1. Allgemeines.

Bei den gebräuchlichen Doppelschiebersteuerungen (Meyer, Rider) bewegt sich auf dem Spiegel des Schieberkastens ein dem gewöhnlichen Muschelschieber ähnlicher, jedoch noch mit Durchlaßkanälen auf jeder Seite für den Einströmdampf versehener Grund- oder Verteilungsschieber, der die Vor-Einströmung, Vor-Auströmung und den Beginn

der Kompression steuert, während durch einen zweiten, auf dem Rücken des Grundschiebers gleitenden Expansionschieber — aus zwei getrennten, rechteckigen Platten (Meyer-Steuerung) oder aus einer einzigen oder aus mehreren trapezförmigen bezw. im abgewinkelten Zustande trapezförmigen Platten (Rider-Steuerung) bestehend — der Beginn der Expansion festgelegt wird. Um veränderliche Expansion zu erhalten, werden bei der Meyer-Steuerung, wie Fig. 572 ersichtlich,

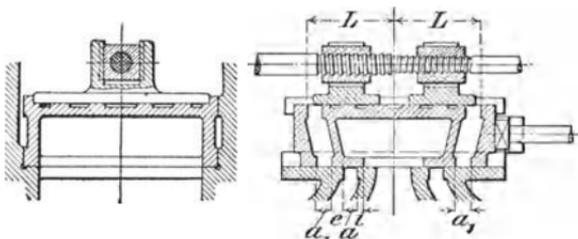


Fig. 572.

die beiden Expansionsplatten mit ihrer Schieberstange durch besondere Einlegstücke verbunden, die mit entgegengesetzt geschnittenem Muttergewinde versehen sind, während die Schieberstange entsprechendes Schraubengewinde trägt. Durch Drehung der Schieberstange in dem einen oder dem anderen Sinne werden die Platten einander genähert oder

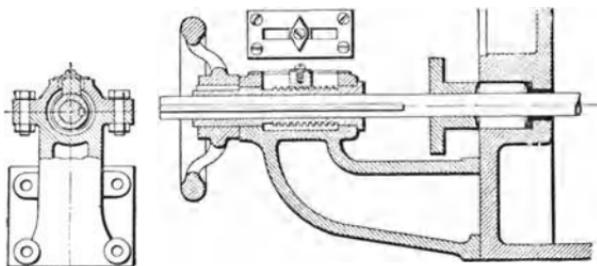


Fig. 573.

voneinander entfernt, wodurch eine Vergrößerung bezw. Verkleinerung der Füllung hervorgebracht wird, wie noch näher zu besprechen bleibt. Die Drehung der Schieberstange geschieht durch den Maschinenwärter mit Hilfe des Handrades einer Stellvorrichtung mit Skala (Fig. 573); es findet sonach bei der gewöhnlichen Bauart der Meyer-Steuerung keine selbsttätige Verstellung durch den Regulator statt.

Bei der Rider-Steuerung bedarf es zur Füllungsänderung nur einer Querverschiebung (Verdrehung) des Expansionschiebers, die durch eine Drehung der Expansionschieberstange herbeigeführt wird, und zwar kann letztere Bewegung durch den Regulator hervorgebracht werden.

Um die Wirkung des Expansionschiebers beurteilen zu können, ist die Relativbewegung desselben gegen den Grundschieber zu ermitteln.

Bezeichnet

r und δ die Excentrizität und den Voreilwinkel des Grundexcenters, r_0 und δ_0 die Excentrizität und den Voreilwinkel des Expansionsexcenters,

so folgt für den Weg des Grund- bzw. Expansionsschiebers nach Drehung der Kurbel um einen beliebigen Winkel ω aus der Totlage (von der Mittellage der Schieber aus gerechnet) nach Fig. 574

$$\xi = r \sin(\delta + \omega)$$

$$\text{bzw. } \xi_0 = r_0 \sin(\delta_0 + \omega).$$

Die Relativbewegung des Expansionsschiebers gegen den Grundschieber ist

$$\xi_r = \xi_0 - \xi = r_0 \sin(\delta_0 + \omega) - r \sin(\delta + \omega) = (r_0 \sin \delta_0 - r \sin \delta) \cos \omega + (r_0 \cos \delta_0 - r \cos \delta) \sin \omega.$$

Dieser Ausdruck stimmt in der Form mit der bei der einfachen Schiebersteuerung erhaltenen Gl. 98

$$\xi = r \sin(\delta + \omega) = (r \sin \delta) \cos \omega + (r \sin \delta) \sin \omega$$

überein. Es stellt sich sonach die Relativbewegung des Expansionsschiebers gegen den Grundschieber als eine Schieberbewegung dar, die durch ein Relativexcenter hervorgebracht wird, dessen Bestimmungsstücke (Excentrizität r_r und Voreilwinkel δ_r) sich aus den Gleichungen

$$r_r \sin \delta_r = r_0 \sin \delta_0 - r \sin \delta$$

$$r_r \cos \delta_r = r_0 \cos \delta_0 - r \cos \delta$$

ergeben. Es ist hiernach

$$r_r = \sqrt{r^2 + r_0^2 - 2 r r_0 \cos(\delta_0 - \delta)}$$

und

$$\text{tg } \delta_r = \frac{r_0 \sin \delta_0 - r \sin \delta}{r_0 \cos \delta_0 - r \cos \delta}.$$

Konstruiert man aus den beiden Excentrizitäten r und r_0 das Parallelogramm $OD D_0 D_r O$ (Fig. 575), so ist OD_r , da es bezüglich seiner Größe und Lage den vorstehenden beiden Gleichungen Genüge leistet, die gesuchte Relativexcentrizität r_r . Das Parallelogramm kann aber auch benutzt werden, um aus den beiden Seiten r und r_r desselben die Excentrizität r_0 und den Voreilwinkel δ_0 des Expansionsexcenters zu ermitteln. Allgemein ausgedrückt, ergibt sich die Expansionsexcentrizität als die Diagonale eines Parallelogramms, welches Grund- und Relativexcentrizität als Seiten hat.

Um eine richtige Dampfverteilung bei Doppelschiebersteuerungen zu erhalten, darf, wenn der Expansionsschieber den Durchlaßkanal a_1 (Fig. 572) im Grundschieber geschlossen hat, die Wiedereröffnung desselben durch den ersteren nicht eher stattfinden,

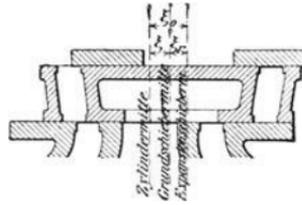


Fig. 574.

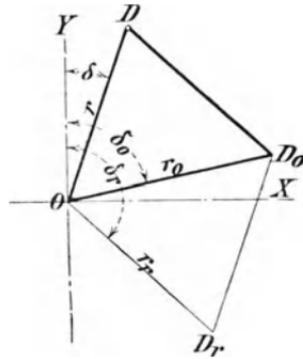


Fig. 575.

als bis der Grundschieber den Kanal a im Schieberspiegel geschlossen hat. Andererseits muß aber die Eröffnung erfolgt sein, bevor der Grundschieber dem Dampf wieder Zutritt zu derselben Cylinderseite gewährt, d. h. vor Beginn der Vor-Einströmung des Dampfes in den Cylinder.

2. Meyer-Steuerung.

Die Abmessungen der beiden Schieber u. s. w. lassen sich unter Berücksichtigung gegebener Grundlagen mittels des Zeunerschen

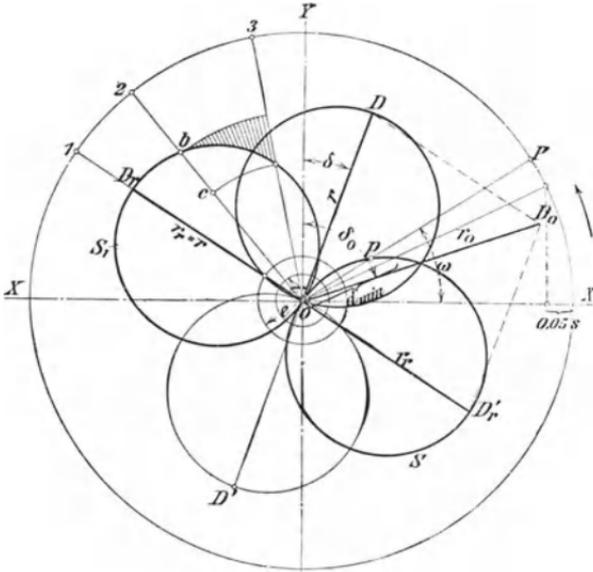


Fig. 576.

oder des Müller-Reuleauxschen Schieberdiagramms ermitteln. In Fig. 576 ist das erstere unter der Voraussetzung unendlicher Länge der Schubstange entworfen.

Man berechnet zunächst die Kanalweite a , ermittelt δ und r für das Grundexcenter, ferner die innere und äußere Überdeckung i bzw. e für den Grundschieber in ähnlicher Weise, wie bei der einfachen Schiebersteuerung, und trägt hierauf, entgegengesetzt zur Drehrichtung der Maschine, von der Lotrechten OY aus den Voreilwinkel δ und auf dem neuen Schenkel desselben die Excentricität $OD = r$ ab, verlängert dieselbe nach rückwärts und schlägt über OD bzw. über dessen Verlängerung $OD' = OD$ als Durchmesser die sog. Grundschieberkreise, sodann mit den Halbmessern i und e Kreise um O . Legt man nun ferner die Mittellinie OD_r des Relativschieberkreises durch den Schnittpunkt des e -Kreises mit dem oberen Grundschieberkreis, d. h. in den nach Aufzeichnung des Kurbelkreises erhaltenen Strahl $O1$, macht

$OD_r = r_r = r$ und schlägt über OD_r bzw. dessen Verlängerung $OD_r = OD_r$ als Durchmesser die Relativschieberkreise, so ist durch Ergänzung des Parallelogramms aus den Seiten r und r_r und durch Ziehen der Diagonale das Expansionsexcenter nach Excentrizität r_0 und Voreilwinkel δ_0 festgestellt.

S heißt der positive, S_1 der negative Relativschieberkreis. Diese Kreise schneiden für die einzelnen Kurbelstellungen die Größe der Relativbewegung des Expansionsschiebers gegen den Grundschieber als Sehnenlängen ab, und zwar geben die Sehnen im positiven relativen Schieberkreis an, um welchen Betrag der Expansionsschieber relativ rechts, diejenigen im negativen relativen Schieberkreis, um welchen Betrag der Expansionsschieber relativ links steht.

Zieht man z. B. unter einem beliebigen Winkel ω einen Strahl OP , so findet man, daß hierbei der relative Schieberweg $\xi_r = Op$ ist, d. h. die Mitte des Expansionsschiebers steht um Op rechts von der Mitte des Grundschiebers, oder der Expansionsschieber steht um Op relativ rechts.

Alsdann hat man sich für die Füllungsgrenzen, d. h. für die größte und kleinste Betriebsfüllung, zu entscheiden, mit der die Steuerung arbeiten soll. Die größte Füllung findet ihre Grenze in derjenigen Füllung, welche der Grundschieber allein wirkend geben würde — im Diagramm entsprechend einem Kurbelwinkel $X'O_1$. Die kleinste Füllung wird stets größer als die Null-Füllung sein müssen; sie kann in den meisten Fällen zu etwa 0,05 des Kolbenhubes angenommen werden.

Im Diagramm liefern die zu den Kurbelstellungen für die kleinste und größte Füllung gehörigen Sehnen des positiven bzw. negativen Relativschieberkreises denjenigen Betrag d_{\min} bzw. d_{\max} , um welchen bei der relativen Mittellage beider Schieber die äußeren Kanten 2 (Fig. 577) der Durchlaßkanäle a_1 von denjenigen 2' des Expansionsschiebers überdeckt werden oder nicht. d_{\max} ist hiernach als negative Deckung (für die größte Füllung) zu betrachten.

Für die Ermittlung der Expansionsschieberlänge ist die kleinste Füllung zugrunde zu legen. Diese Länge ergibt sich, wenn die inneren Kanten 3' des Expansionsschiebers jene 3 der Durchlaßkanäle in den äußersten Relativstellungen noch um $\sigma = 5$ bis 10 mm überdecken sollen, zu

$$l = r_r + d_{\min} + a_1 + \sigma.$$

Die Entfernung der abschließenden Kante 2 des Durchlaßkanals von der Mitte beträgt mit dem aus dem Diagramm zu entnehmenden d_{\max} bei ganz zusammengeschraubten Platten

$$L = l - d_{\max} = r_r + a_1 + \sigma + w,$$

wenn

$$w = d_{\min} - d_{\max}$$

den Abstand der inneren Kanten 3' der Expansionsschieberplatten von der Mitte bezeichnet.

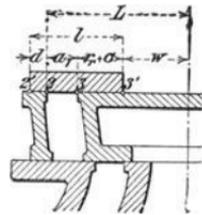


Fig. 577.

Sofern, wie angenommen wurde, die beiden Platten bei der größten Füllung mit ihren inneren Kanten zusammenfallen, ist $d_{\min} - d_{\max}$ auch die Verstellungsgröße s , um welche die Platten durch die Schraube insgesamt verschoben werden müssen.

Die Weite des Durchlaßkanals im Grundschieber wird
 $a_1 = 0,8 a$ bis a
 genommen.

Gibt z. B. in Fig. 576 der Strahl $O 2$ die Kurbelstellung für die größte Füllung an und macht man $b c = a_1$, so erhält man in $O 3$ die Kurbelstellung, bei der das Zuschieben des Durchlaßkanals beginnt, welches in $O 2$ vollendet ist. Die Schraffierung gibt ein Bild des Zuschiebens. Das dieser Füllung entsprechende d_{\max} ist gleich der Sehne $O b$ des negativen Relativschieberkreises.

Aus dem Diagramm läßt sich auch der Betrag ermitteln, um welchen der Expansionsschieber aus der Lage für die größte Füllung verstellt werden muß, um eine beliebig gewählte Füllung zu erhalten. Diese Ermittlung ist für eine Anzahl von Füllungen durchzuführen, wenn die Skala auf der Fig. 573 ersichtlichen Stellvorrichtung angebracht werden soll.

Bei der Meyer-Steuerung mit großer Schraube kann die Verstellung der Expansionsschieberplatten durch den Regulator erfolgen. Die Schraube ist als besonderes Gußstück auf der glatten Expansionsschieberstange befestigt und mit einem Links- und Rechtsgewinde von großer Ganghöhe versehen, derart, daß nur etwa eine halbe Drehung der Schraube für die ganze Verstellung nötig ist. Das Muttergewinde ist unmittelbar an den Expansionsschiebern ausgeführt, und zwar nur für einen kleinen Teil des ganzen Umfanges.

Der Regulator bewegt in diesem Falle gewöhnlich eine Zahnstange, die in ein auf der Schieberstange angebrachtes Zahnrad eingreift. Für den erforderlichen Drehungswinkel γ der Schraube gilt

$$\frac{\gamma}{360} = \frac{s}{h},$$

worin s die Verstellungsgröße (Gesamtverschiebung der Platten durch die Schraube), h die Schraubenganghöhe bedeutet.

Bezeichnet d den mittleren Gewindedurchmesser der Schraube, so kann

$$h \leq \frac{1}{7} d \pi$$

genommen werden.

Für genauere Ermittlungen sollte auch bei der Meyer-Steuerung die Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge nicht unterlassen werden.

3. Rider-Steuerung.

Die Rider-Steuerung stimmt in den Grundlagen mit der Meyer-Steuerung überein und stellt sich nur als eine konstruktive Abänderung derselben dar. Fig. 578 veranschaulicht die einfachste Bauart der Rider-Steuerung mit dem zugehörigen Schieberkasten¹⁾. Die Durch-

¹⁾ Zu einer liegenden Dampfmaschine 220/500 der Maschinenfabrik Germania in Chemnitz gehörig.

laßkanäle des Verteilungsschiebers münden in dessen Grundfläche in der gewöhnlichen Weise aus, während sie im cylindrisch ausgeführten Rücken desselben in einem Winkel zusammenlaufen. Die steuernden

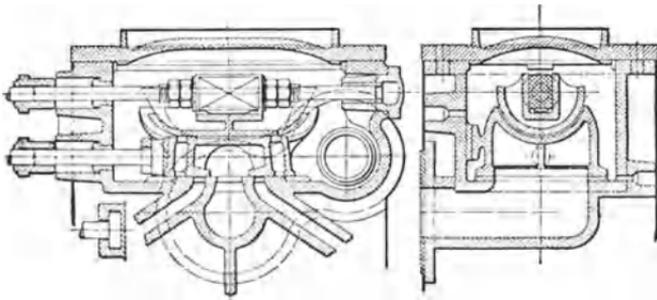


Fig. 578.

Kanten des, gleichwie der Grundschieberrücken, einen Teil eines Cylinders bildenden (offenen) Expansionschiebers sind Schraubenlinien, die in der Ebene schräge Gerade darstellen, so daß für den Expansionschieber eine Trapezform entsteht.

Fig. 579 zeigt die Abwicklung des oberen Spiegels vom Grundschieber, Fig. 580 diejenige der einen Hälfte des Expansionschiebers. Die Füllungsänderung wird durch eine Drehung der Expansionschieberstange und des auf ihr

befestigten Expansionschiebers herbeigeführt. Damit wird der Abstand der Schieberkanten von den Kanalkanten geändert, also dasselbe erzielt, was bei der Meyer-Steuerung durch Drehung der mit Links- und Rechtsgewinde versehenen Schieberstange erreicht wird.

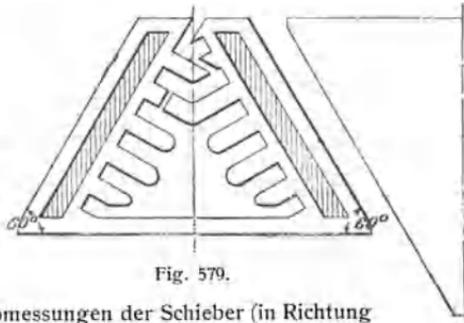


Fig. 579.

Häufig findet, um keine zu großen Längenabmessungen der Schieber (in Richtung der Schieberstangen) zu erhalten, eine Teilung der beiden schrägen Einlaßkanäle in je zwei, drei und mehr Öffnungen statt, wobei dann der abgewickelte Expansionschieber ebenfalls aus zwei, drei oder aus mehreren miteinander verbundenen Trapezen besteht, die im aufgerollten Zustande einen geschlossenen Cylinder bilden, der vom Verteilungsschieber umgeben ist.

Fig. 581 zeigt eine derartige entlastete Rider-Steuerung mit zugehörigem Schieberkasten¹⁾. Es sind hier noch, um die zu den

¹⁾ Zu einer liegenden Dampfmaschine 400/800 der Maschinenfabrik Germania in Chemnitz gehörig.

Enden des Dampfcylinders führenden Kanäle möglichst kurz zu erhalten, Grund- und Expansionsschieber *a* bzw. *b* in zwei getrennten

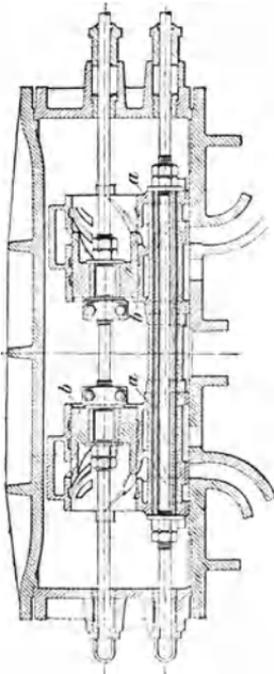
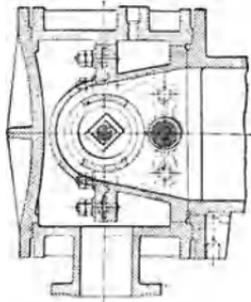


Fig. 581.

Teilen ausgeführt. Jeder Grundschieber ist wieder aus zwei Teilen hergestellt, die je mit einem schrägen Einlaßkanal versehen sind. Der schräge Kanal des Oberteils jedes Grundschiebers verläuft entgegengesetzt zu dem des Unterteils und steht mit diesem durch zwei seitliche Kanäle in Verbindung.

Der Expansionsschieber *b* hat in der Abwicklung, wie Fig. 582 zeigt, die Form von zwei Trapezen, die im aufgerollten Zustande einander diametral gegenüber liegen; hierdurch wird eine nahezu vollständige Entlastung dieses Schiebers erreicht, so lange er sich dampf-

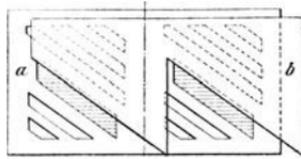


Fig. 582.

dicht in dem Grundschieber bewegt. Die Abwicklung des oberen Spiegels vom Grundschieber *a* ist in Fig. 582 ebenfalls dargestellt. (Mit $r = 40$ und $r_0 = 32$ mm ergibt sich bei dieser Steuerung eine Vor-Einströmung von 1,5, eine Vor-Auströmung von 5,0 und eine Kompression von 7,5% des Kolbenhubes; die äußere und innere Überdeckung betragen 10 bzw. 2 mm.)

Eine Teilung des Grundschiebers läßt sich vermeiden, wenn die Einlaßkanäle behufs Erleichterung der Bearbeitung ihrer Kanten, wie Fig. 583 ersichtlich, in einer dampfdicht eingesetzten Büchse des Grundschiebers angeordnet werden. Die Büchse besitzt im vorliegenden Falle an jeder Seite drei schräge Öffnungen für den Dampfeinlaß — entsprechend drei aneinander hängenden Trapezen des abgewinkelten Expansionsschiebers —, die durch seitliche Erweiterungen des Grundschiebers miteinander in Verbindung stehen.

Um eine Entlastung des Grundschiebers herbeizuführen, wendet die Sächsische Maschinenfabrik in Chemnitz an ihren stehenden Dampfmaschinen mit Rider-Steuerung eine sog. Entlastungs-

kammer an. Diese wird, wie Fig. 584 zeigt, gegen den im Schieberkasten stehenden Dampf durch die geteilte Stahlmembran a_1 ab-

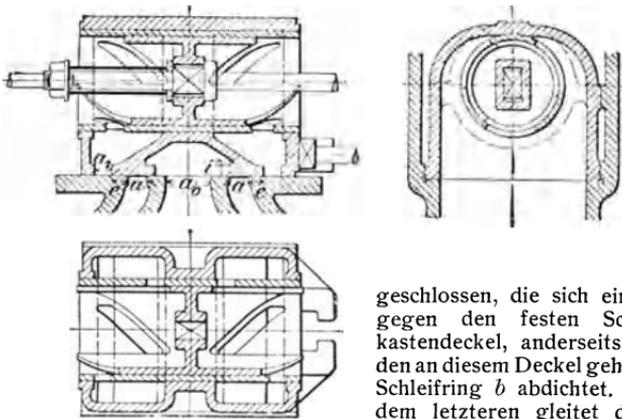


Fig. 583.

mäßiger Kompression wird von der Tellerfeder d aufgenommen, die von außen gegen den Schleifring nachgestellt werden kann. Bemerkenswert ist noch die in Fig. 584 angedeutete Einrichtung zum Schmieren des Schieberspiegels.

Häufiger wird der Verteilungsschieber zum Zwecke seiner Entlastung, gleichwie der Expansionschieber, als Kolbenschieber ausgebildet. Auf Tafel VI ist eine derartige Rider-Kolbenschiebersteuerung zum Regeln der Dampfverteilung des Hochdruckzylinders einer stehenden

Verbundmaschine der Maschinenbau-A.-G. Nürnberg in Nürnberg ersichtlich. Beide dampfdicht ineinander geführte Schieber sind aus Tiegelguß gefertigt. Der innere Expansionschieber ist über die schraubenförmigen Steuerkanten hinaus verlängert, so daß diese jetzt als die Begrenzung von Spalten auftreten - die trapezförmige Form des abgewickelten

geschlossen, die sich einerseits gegen den festen Schieberkastendeckel, andererseits gegen den an diesem Deckel gehaltenen Schleifring b abdichtet. Unter dem letzteren gleitet der mit eingesetzter Büchse versehene Grundschieber. Jedes Abdrücken desselben infolge über-

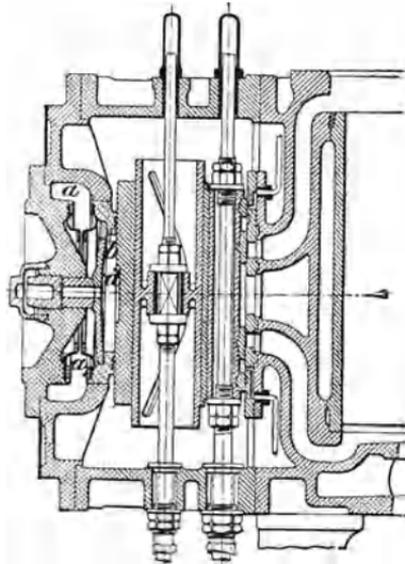


Fig. 584.

Schiebers also verloren geht. Das Gewicht des Grundschiebers ist durch eine Entlastungsvorrichtung aufgehoben.

Bei der Rider-Kolbenschiebersteuerung der Maschinenbau-A.-G. vorm. Starke & Hoffmann in Hirschberg i. Schl. wird nicht, wie gewöhnlich, der innere Expansionsschieber, sondern der diesen umgebende Grundschieber vom Regulator verstellt. Hiermit sollen, da die Schieber während des Betriebes selten längere Zeit auf gleichen Stellen hin und her gehen, Riefenbildungen auf den Gleitflächen derselben vermieden werden, — die Schieber infolgedessen dauernd dicht laufen.

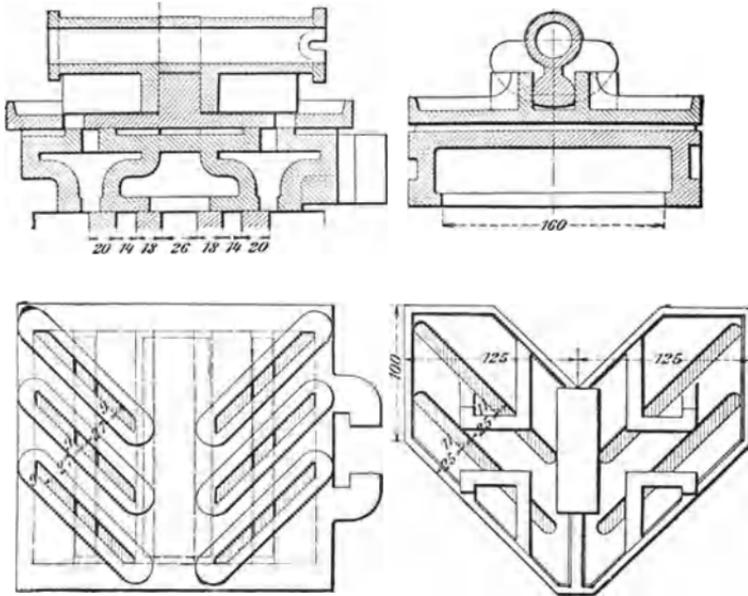


Fig. 585.

Die Stopfbüchsen der Schieberstangen sind nur gegen den Abdampf abzudichten, wenn Rider-Kolbenschiebersteuerungen mit innerer Einströmung an Verteilungs- und Expansionsschieber ausgeführt werden. In derartigen Fällen sind Grund- und Expansionsexcenter, gegenüber solchen Steuerungen mit äußerer Einströmung, diametral entgegengesetzt zu befestigen, um eine richtige Dampfverteilung zu erhalten. Es ist auch darauf zu achten, daß die im Rücken des Verteilungsschiebers in der Mitte anzuordnenden Öffnungen für den zu strömenden Frischdampf bei allen Stellungen des Schiebers den erforderlichen Querschnitt f besitzen.

Zuweilen wird bei der gewöhnlichen Rider-Steuerung nicht nur die Lauffläche des Grundschiebers, sondern auch diejenige des Expansionsschiebers und der letztere selbst als Ebene ausgebildet. Eine solche

Rider-Flachschiebersteuerung der Maschinenbau-A.-G. vorm. Ph. Swiderski in Leipzig-Plagwitz zeigt Fig. 585.

Die geradlinige Verschiebung des Expansionsschiebers geschieht dadurch, daß entweder die Schieberstange mit einem Zahnradsegment versehen wird, welches in eine Zahnstange auf dem Schieberrücken eingreift, oder dadurch, daß nur ein Zahn von größeren Abmessungen ausgebildet wird, der in eine entsprechende Lücke am Schieber eingreift.

Fig. 585 zeigt die letztgenannte Anordnung und läßt erkennen, wie dieser Zahn in zwei Teilen beiderseits von einer Platte ausgeführt ist, die, von zwei Rippen des Schiebers schließend umfaßt, die hin und her gehende Bewegung in der Stangenrichtung auf diesen übertragen.

Zur Bestimmung der Abmessungen eines einfachen Riderschiebers können dieselben Schieberdiagramme wie bei der Meyer-Steuerung benutzt werden.

Denkt man sich einen offenen Expansionsschieber der in Fig. 578 ersichtlichen Bauart mit seinem Spiegel in die Ebene abgewickelt, so entspricht in der Fig. 586 angegebenen relativen Mittellage beider Schieber die punktiert angegebene Lage des Expansionsschiebers mit einer Deckung von d_{\min} der kleinsten, die ausgezogene Lage mit einer (negativen) Deckung von d_{\max} der größten Füllung. Die größte Querverschiebung des Expansionsschiebers ist daher

$$u = (d_{\min} - d_{\max}) \operatorname{tg} \alpha.$$

Der Querschnitt der Durchlaßkanäle ergibt sich aus

$$f = a b = a_1 b_1.$$

Man nehme, wie bei der Meyer-Steuerung,

$$a_1 = 0,8 a \text{ bis } a$$

und dabei die Kanalbreite

$$b_1 = b,$$

oder auch $a_1 = a$ und dabei

$$b_1 = 0,86 \text{ bis } b.$$

Mit Rücksicht darauf, daß der Expansionsschieber in seinen äußersten Querlagen die Kanalkanten behufs dampfdichten Abschlusses noch um eine Größe σ überdecken muß, ergibt sich die Breite desselben

$$B = u + b_1 + 2\sigma = (d_{\min} - d_{\max}) \operatorname{tg} \alpha + b_1 + 2\sigma.$$

Die kleinste Länge des Expansionsschiebers — in der Linie m n gemessen — beträgt

$$l = r_r + \sigma' + a_1 + d_{\max},$$

worin für die Sicherheitsdeckung $\sigma' \sim 10 \text{ mm}$ zu nehmen ist. Hiermit folgt für die größte Länge des Expansionsschiebers

$$L = l + 2(u + b_1 + \sigma) \operatorname{cotg} \alpha = l + 2[(d_{\min} - d_{\max}) \operatorname{tg} \alpha + b_1 + \sigma] \operatorname{cotg} \alpha.$$

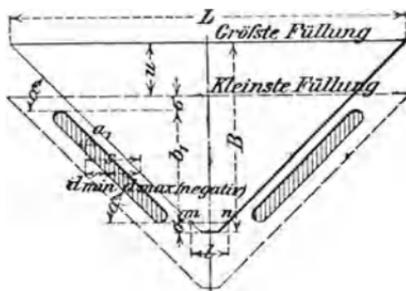


Fig. 586.

Die Steigung der Durchlaßkanäle und der Kanten des Expansionschiebers kann so gewählt werden, daß der Winkel

$$\alpha = 30^\circ \text{ bis } 70^\circ$$

beträgt. Je kleiner der Winkel α ist, um so kleiner wird die Breite, und um so größer die Länge des Expansionschiebers. Wickelt man den Spiegel des Expansionschiebers um einen Cylinder vom Halbmesser ρ (Fig. 587), so stellt die Größe $b_1 + 2\sigma$ den zum Winkel β gehörigen Bogen dar. Es ist

$$b_1 + 2\sigma = \beta \rho,$$

worin β die Bogenlänge für den Halbmesser 1 bezeichnet. Mit Rücksicht auf dampfdichten Abschluß des Expansionschiebers ist

$$\beta \sim \frac{2}{3} \pi$$

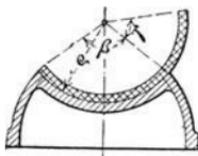


Fig. 587.

zu nehmen.

Die Strecke $u = (d_{\min} - d_{\max}) \operatorname{tg} \alpha$ stellt den zum Winkel γ gehörigen Bogen dar. Der Winkel γ gibt die größte Drehbewegung des Expansionschiebers an; er darf höchstens 60° betragen, doch wird dieser Wert in den meisten Ausführungen nicht erreicht.

Sofern mit Rücksicht auf nicht zu große Werte für den Drehungswinkel γ der Neigungswinkel α der Durchlaßkanäle verhältnismäßig klein gewählt wird, erhalten bei gegebener Kanalbreite b_1 Grund- und Expansionschieber zuweilen ganz bedeutende Längen. In solchen Fällen teilt man die Kanäle α , b_1 in mehrere gleich große, z. B. n Teile von der Breite $b_0 = b_1 : n$, und verschiebt dieselben gegenseitig derart, daß sie gleich weit von einer zur Schieberstangenrichtung lotrecht stehenden Geraden abstehen. Man erhält dann, indem nun auch die steuernden Kanten des Expansionschiebers in mehrere gegeneinander versetzte Teile zerfallen, einen mehrfach trapezförmigen Schieber, dessen Breite (in die Ebene abgewickelt)

$$B = n(b_0 + \sigma + u)$$

beträgt.

Bei geschlossenem Expansionschieber (Rider-Kolbenschieber) findet sich dessen Halbmesser ρ aus

$$2\pi\rho = n(b_0 + \sigma + u).$$

Fig. 582 (S. 642) zeigt die Abwicklung eines zweifach, Fig. 588 diejenige eines dreifach trapezförmigen Rider-Kolbenschiebers.

Die Breite B des Expansionschiebers wird bei der einfachen Aneinanderfügung mehrerer Trapeze verhältnismäßig groß bezw. erhält

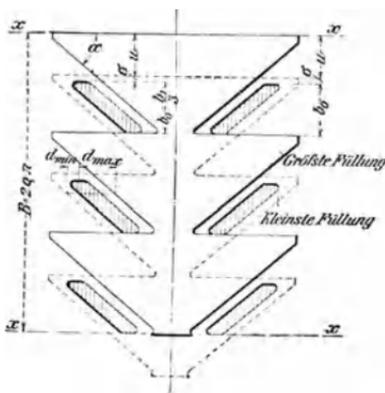


Fig. 588.

bei gegebener Breite (im aufgewickelten Zustande bei gegebenem Halbmesser ρ) b_1 einen kleinen Wert, wohingegen a_1 und die übrigen Steuerungsabmessungen sehr groß ausfallen, da zwischen den einzelnen Kanälen immer der unbenutzte Abstand $\sigma + u$ auftritt. Eine wesentliche Raumsparnis läßt sich erzielen, wenn der Schieber an Stelle der wagerechten Begrenzungslinien unter dem Winkel α geneigte Kanten erhält. Dann entstehen auch in dem Schieber selbst schräge Schlitz, durch welche der Dampf hindurchtritt. Läßt man diese Schlitz als rings umschlossene Spalten eines Rotationskörpers erscheinen, so entsteht der Rider-Kolbenschieber mit Spalten, der häufig angewandt wird. Fig. 589 zeigt die Abwicklung eines solchen Schiebers mit je drei

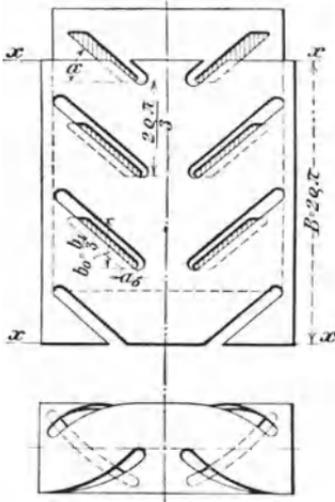


Fig. 589.

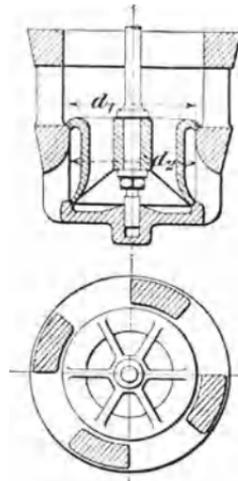


Fig. 590.

Spalten an den Enden sowie diejenige seines Spiegels und ferner eine Ansicht des Schiebers im aufgewickelten Zustande (s. auch Tafel VI).

c) Ventilsteuerungen.

1. Allgemeines.

Zur Steuerung der Dampfmaschinen finden als „Doppelsitzventile“ ausgeführte, gußeiserne Ventilformen der Fig. 590 ersichtlichen Bauart am häufigsten Anwendung. Damit eine nicht ganz vollständige Entlastung des Ventils eintritt, erhält in der Regel die obere Dichtungsfläche desselben einen etwas größeren Durchmesser als die untere. Dies ist zumeist auch erforderlich, um das Ventil in den zugehörigen gußeisernen Sitz einbauen zu können.

Die den größten Teil des Eröffnungswiderstandes bildende Kraft zum Anheben des Ventils berechnet sich aus der Ringfläche $\frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2)$

durch Multiplikation derselben mit dem Unterschiede des Dampfdruckes über und unter dem Ventil sowie aus der das Schließen des Ventiles anstrengenden Federkraft. Damit letztere möglichst klein ausfallen kann, erhalten die unteren Dichtungsflächen der nach Angabe von Lentz gebauten Ventile einen größeren Durchmesser als die oberen. Ein derartiges Ventil wird, um es einbauen zu können, mit dem äußeren Sitz *D* (Fig. 591) zusammengewossen und gleichzeitig mit diesem bearbeitet; hier-

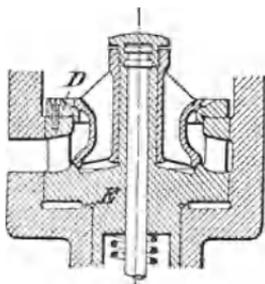


Fig. 591.

auf wird der nur durch Rippen oder dergl. mit dem Ventil verbundene Sitz abgestochen, so daß er nun einen Ring bildet, der sich am Ventil hin und her schieben läßt. Dieser Ring mit daranhängendem Ventil wird dann auf den Hauptsitz *E*, in dem er sich centriert, aufgepaßt und mittels Schrauben befestigt.

Die Abmessungen für Ventil und Sitz sind unter Zugrundelegung einer Durchschnittsgeschwindigkeit des gesättigten oder überhitzten Dampfes von höchstens 40 bzw. 60 m/sek im Einlaß zu berechnen; das Auslaßventil erhält gewöhnlich einen größeren Durchmesser als das Einlaßventil (vergl. S. 625). Bezeichnet

$d = \frac{d_1 + d_2}{2}$ den mittleren Durchmesser des Ventils, so kann der freie Durchgangsquerschnitt, je nach der Größe des Ventils, etwa

$$f = 0,65 \frac{d^2 \pi}{4} \text{ bis } 0,85 \frac{d^2 \pi}{4}$$

genommen werden.

Die Breite der Sitzflächen bewegt sich, je nach der Größe des Ventils, zwischen den Grenzen 2 und 7 mm. Der Hub des Ventils folgt aus

$$h = \frac{0,5 f}{d \pi - b},$$

worin *b* die gesamte Breite der versperrenden Rippen am Sitz bedeutet.

Auch die Abmessungen der Dampfwege über und unter dem Ventil sind derart zu wählen, daß sie dem hindurchtretenden Dampfe einen Querschnitt $\geq f$ bieten.

Die Führung des Ventils am zugehörigen Sitz geschieht entweder mit Rippen oder mittels eines cylindrischen Teiles, zuweilen auch durch beides gleichzeitig; seine Verbindung mit der Spindel hat in geeigneter Weise zu erfolgen.

Bei Anbringung der Ventile an einem Cylinder — es sind stets vier getrennte Ventile erforderlich — ist auf genügende Zugänglichkeit derselben, ferner auf die Entwässerung des Cylinders durch die unteren Auslaßventile Rücksicht zu nehmen.

Die Bewegung der Ventile wird in den meisten Fällen durch Excenter hervorgebracht, die entweder — wie bei den Schiebersteuerungen — unmittelbar auf der Schwungradwelle (bei Fördermaschinen häufig ausgeführt) oder aber auf einer besonderen Steuerwelle befestigt werden, die bei liegenden Maschinen mittels Kegelräder im Verhältnis 1:1, bei stehenden Maschinen zumeist noch unter Einschaltung einer stehenden Welle mit beiderseitigem Zahnradantrieb

von der Schwungradwelle aus ihre Bewegung ableitet. Die Steuerwelle dient vielfach auch zum Antrieb des Regulators.

Die zur Übertragung der Excenterbewegung auf die Ventile dienenden Teile bilden entweder eine Ausklinksteuerung oder eine zwangsläufige Präzisionssteuerung.

Erstere überläßt das Ventil nach erfolgter Ausklinkung einem freifallenden Schluß, wodurch hauptsächlich eine rasche Schlußbewegung zur Erzielung scharf ausgeprägter Dampfdiagramme herbeigeführt wird. Da jedoch mit wachsender Beschleunigung die Aufsatzgeschwindigkeit unerwünscht hoch ansteigen würde, wodurch geräuschvolle und das Material gefährdende Stöße und Schläge beim Aufsetzen hervorgerufen werden, ist noch ein verzögerndes Mittel einzuschalten, als welches Luft- oder Flüssigkeitspuffer gebräuchlich geworden sind (vergl. nachstehend beschriebene auslösende Ventilsteuerungen von Sulzer bezw. von Collmann).

Werden solche Puffer nicht angewandt, so ist der Bereich der auslösenden Steuerung (Abschnappsteuerung) nur auf die niedrigen Umlaufzahlen beschränkt, während die Puffer bei etwas höheren Umlaufzahlen unerlässlich werden. (Über Nachteile und Unzuträglichkeiten bei Anwendung von Luft- oder Flüssigkeitspuffern an auslösenden Ventilsteuerungen u. s. w. ist auf eine bezügliche Abhandlung des Verfassers in Dinglers polytechnischem Journal 1904, S. 97, zu verweisen.)

Bei der zwangsläufigen Ventilsteuerung erfolgt sowohl die Öffnungs- wie auch die Schlußbewegung des Ventiles durch ständige aktive Tätigkeit des Steuermechanismus (kettenschlüssige Steuerung), oder es erfolgt der Schluß des feder- oder gewichtbelasteten Ventiles nur unter passiver Tätigkeit desselben (kraftschlüssige Steuerung).

In beiden Fällen steht dem Übergang zu höheren Umlaufzahlen ein im Wesen der Steuerung liegender Hinderungsgrund nicht entgegen; es muß jedoch auch mit Rücksicht darauf, daß zuweilen Wasseransammlungen in den Cylindern auftreten, die schädliche Wasserschläge mit sich bringen können, der kraftschlüssigen zwangsläufigen Ventilsteuerung gegenüber der kettenschlüssigen insofern ein Vorzug zuerkannt werden, als die Einlaßventile jener Steuerung eine Art Sicherheitsventilwirkung besitzen, indem das Ventil sich öffnen muß, wenn der Druck des eingeschlossenen Wassers die Federbelastung überwiegt.

Wegen dieser und auch anderer Vorzüge wird eine kraftschlüssige, zwangsläufige Ventilsteuerung einfacher Bauart, wenn noch die Spindelabdichtungen derselben, wie es jetzt häufig geschieht, ohne Anwendung von Stopfbüchsen erfolgt — vergl. Verbundmaschine mit Lentz-Steuerung von Gebr. Meer in M.-Gladbach (S. 684) — den neuzeitlichen Bestrebungen im Dampfmaschinenbau am besten Genüge leisten.

Hinsichtlich der Dampf- und Erhebungsdiagramme (s. nachstehend) steht die zwangsläufige Ventilsteuerung im allgemeinen in der Mitte zwischen der Schieber- und der auslösenden Ventilsteuerung, weil die Eröffnung und der Schluß des Ventiles gegenüber jener rascher erfolgen, während gegenüber dieser der zwangsläufige Schluß weniger rasch vor sich geht.

Was die Befestigung der Excenter bei den Ventilsteuerungen anbelangt, so hat dies derart zu geschehen, daß sie bei der Totpunkt-

lage der Kurbel ihre Mittellagen bereits um den Voreilwinkel δ überschritten haben. Es müssen ferner die entsprechenden Excenter für beide Cylinderseiten diametral entgegengesetzt aufgekeilt sein.

Um bei gegebener Dampfverteilung die hierzu erforderlichen Steuerungsabmessungen zu ermitteln, können die früher besprochenen Schieberdiagramme benutzt werden. Einlaß- und Auslaßüberdeckungen e und i treten jedoch hier nicht am Abschlußorgan, sondern in der äußeren Steuerung auf. Es ist ferner darauf Rücksicht zu nehmen, daß fast stets eine Übersetzung der Excenterbewegung durch den Übertragungsmechanismus stattfindet, so daß sich die Excenterausschläge in einem bestimmten Verhältnis verändert auf das Ventil übertragen. In der Regel lassen sich aus dem festzustellenden größten Hub des Einlaß- und Auslaßventils sowie aus den Überdeckungen e bzw. i unter Zugrundelegung eines Gesamtübersetzungsverhältnisses die an der Schwungrad- oder Steuerwelle auftretenden Excentricitäten ermitteln und damit die auf die Excenterbewegung bezogenen Schieberdiagramme aufzeichnen. Die Schnelligkeit der Eröffnung und des Abschlusses des Ventils lassen sich aus diesen Diagrammen jedoch nicht ersehen; hierzu dienen Ventilerhebungsdiagramme, die auf dem Grundsatz der Schieberellipse (s. d.) beruhen, indem die Abscissen durch die Kolbenwege, die Ordinaten durch die Erhebungen des Ventils gebildet werden.

Möglichst günstige Bewegungsverhältnisse des Ventils lassen sich bei den zwangläufigen Präzisionssteuerungen mittels sog. Wälzungshebel erzielen. Dieselben bestehen bei der Fig. 597 (S. 656) ersichtlichen zwangläufigen Ventilsteuerung von Collmann für jedes Einlaßventil aus zwei in festen Drehpunkten gelagerten Hebeln m und m' , die sich in einer sehr schwach gekrümmten Kurve und einer geraden Linie berühren. Das Ventil wird beim Zusammentreffen der Hebel erst langsam angehoben, dann schnell geöffnet; ebenso wird es sehr rasch geschlossen und im letzten Augenblicke der Abwärtsbewegung langsam auf seinen Sitz geführt. Die gleiche Wirkungsweise ist für das Ausströmventil an jedem Cylinderende durch Anwendung von Gegenhebeln n und n' erzielt, die mittels einer am zugehörigen Excenter angreifenden Stange ebenfalls zwangläufig gesteuert werden.

Häufig wird die eine der Wälzungsflächen unbeweglich angeordnet, während die andere einem Hebel angehört, der sowohl mit der antreibenden Stange als auch mit der Ventilspindel verbunden ist, und zwar mit der letzteren ebenfalls durch ein festes Gelenk ohne seitliche Beweglichkeit; ein festliegender Drehpunkt am Cylinder ist in solchen Fällen nicht vorhanden (s. Fig. 599, S. 658). Auch hier findet zunächst eine Berührung beider Flächen in der Nähe der Spindel statt, so daß die Ventilerhebung unter Einwirkung einer großen Übersetzung ins Langsamere erfolgt, worauf dann durch Verlegung des Berührungspunktes nach außen die Hubgeschwindigkeit des Ventils sich schnell auf den endgültigen Betrag vergrößert — ein Vorgang, der sich mit entsprechender Umkehr bei der Schlußbewegung wiederholt.

Genauere Vorschriften über die geometrische Gestaltung und Lage der Wälzungskurven ergeben sich unter der Annahme eines einfachen Abrollens der Berührungsflächen beider Hebel, was mit Rücksicht auf möglichst geringen Verschleiß erwünscht ist.

Für den Entwurf einer Steuerung, bei der nur die Dampfverteilung gegeben ist, empfiehlt sich, die noch unbekanntes Triebwerkabmessungen zunächst probeweise anzunehmen und dann für gewisse Regulatorstellungen die Bahnen der Gelenkpunkte — das sog. Steuerschema — aufzuzeichnen, aus dem die betreffende Füllung und die Bewegung des Ventiles hervorgeht. Man wird die Abmessungen zweckmäßig so wählen, daß auch bei kleinen Füllungen das Ventil sich genügend erhebt, um dem Dampf den erforderlichen Durchtrittsquerschnitt freizugeben, und zu dem Zweck das vorgenannte Ventilerhebungsdiagramm mit der Ellipse der Kolbengeschwindigkeiten (s. Fig. 246 auf S. 268) aufzeichnen. Die Abmessungen sind ferner so zu wählen, daß die Vor-Einströmung bei den verschiedenen Füllungen möglichst unveränderlich bleibt und der größte

Ventilwiderstand (im Augenblick der Eröffnung des Ventils) keine Rückwirkung auf den Regulator hervorbringt. Bei der Annahme der zur Totlage der Kurbel gehörigen Excenterstellung ist zu beachten, daß sich damit auch die Auslaßsteuerung in geeigneter Weise bewirken läßt, vorausgesetzt, daß Ein- und Auslaß von einem gemeinsamen Excenter aus angetrieben werden. Als Beispiele für die Untersuchung am Steuerschema können die nachstehend beschriebenen Ventilsteuern von Sulzer und Collmann dienen.

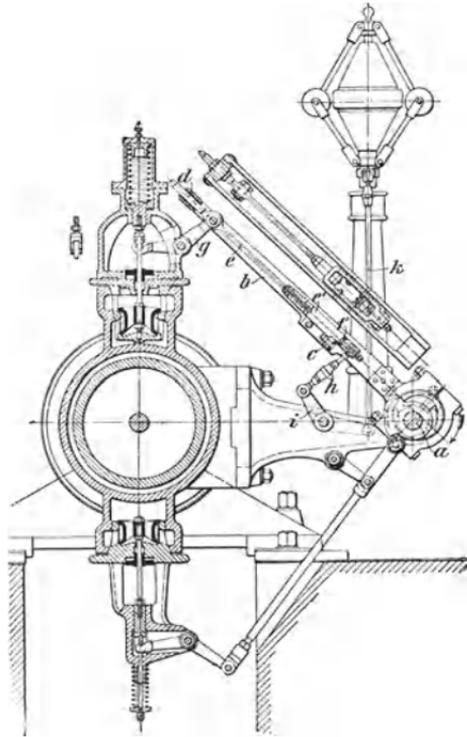


Fig. 592.

2. Auslösende Sulzer-Steuerungen mit Luftpuffern.

a) Alte Sulzer-Steuerung.

Zur Bewegung der oberen Einlaß- und unteren Auslaßventile dienen auf der Steuerwelle *a* (Fig. 592) befestigte Excenter bzw. unrunde Scheiben. Die aus zwei Flachschielen *b* gebildete Stange eines jeden Excenters ist mit einem (treibenden) Anschlag *c* versehen und wird mit ihren Enden an den beiden Zapfen einer Hülse *d* angelenkt, die sich bei der Bewegung der Excenterstange auf einer Spindel *e* verschiebt.

Letztere trägt in ihrer bügelartigen Verlängerung e' ebenfalls einen (getriebenen) Anschlag f und wird auf ihrem oberen Teile von einem an der Ventilspindel angreifenden Winkelhebel g erfaßt, während am unteren Ende eine Schwinde h angreift, die mittels Winkelhebels i und

Stange k mit dem Regulator in Verbindung steht. Bei der Drehung des Excenters, im Sinne des Fig. 592 ersichtlichen Pfeiles, trifft der treibende mit dem getriebenen Anschlag zusammen, wodurch das betreffende Einlaßventil geöffnet wird. Da die Steuerkante am treibenden Anschlag eine ellipsenähnliche Kurve beschreibt, verschieben sich die Anschlagflächen so lange übereinander, bis die Ausklinkung erfolgt und das Einlaßventil unter Mitwirkung eines Luftpuffers durch Federkraft geschlossen wird. Die Größe der im Augenblicke des Zusammentreffens miteinander in Berührung kommenden Anschlagflächen ist von der Stellung des Regulators bzw. des von diesem eingestellten getriebenen Anschlages abhängig, so daß die Ausklinkung und damit die Expansion früher oder später eintritt.

Fig. 593 zeigt das Steuerungsschema für zwei verschiedene Regulatorstellungen — entsprechend 0,12 und 0,8 Füllung — im Augenblicke der Vor-

Einströmung, d. h. des Zusammentreffens von treibendem und getriebenem Anschlag. Es ist die ellipsenähnliche Kurve der Kante am treibenden sowie die Bahn der Kante am getriebenen

Anschlag eingezeichnet. Letztere

ergibt sich als Kreisbogen mit dem Halbmesser ge , wenn df gleich und parallel ge ist, also genaue Parallelführung von fe stattfindet, andernfalls weicht sie nur unbedeutend hiervon ab. Die Ausklinkung erfolgt in dem Augenblicke, wo beide Kanten in den hervorgehobenen Schnittpunkten ihrer Bahnen angelangt sind.

β) Neuere Sulzer-Steuerung.

Bei der alten Sulzer-Steuerung treffen die beiden Anschlagflächen zusammen, wenn die Excenterkurbel in Nähe der Mittellage steht,

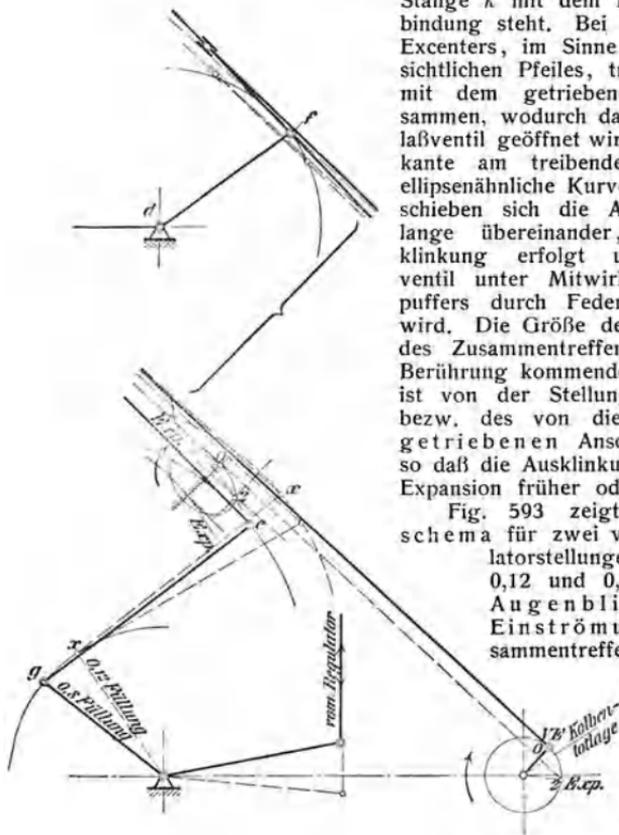


Fig. 593.

sonach ihre Geschwindigkeit und damit auch diejenige des treibenden Anschlages eine verhältnismäßig große ist. Demgegenüber ist die neuere Steuerung mit besonderer Rücksichtnahme auf die Erzielung geringer Geschwindigkeit beim Zusammentreffen der beiden Anschlagflächen entworfen, um den hierbei auftretenden Stoß möglichst herabzuziehen oder andererseits größere Umdrehungszahlen zu ermöglichen. Die frühere oder spätere Ausklinkung der beiden Anschläge erfolgt hier durch Verstellung des treibenden Anschlages seitens des Regulators.

Wie Fig. 594 erkennen läßt, werden Einlaß- und Auslaßventil an jedem Cylinderende von einem gemeinsamen Excenter der Steuerwelle aus bewegt. Die kurze (gegabelte) Stange *a* desselben wird ungefähr in der Mitte durch zwei Schienen auf einem Kreisbogen um die

Welle *b* geführt, während ihr äußeres Ende mit einem Winkelhebel verbunden ist, dessen unteres Ende durch eine Stange *d* mit einem auf der Welle *b* festgekeilten Hebel *e* zusammenhängt. Auf derselben Welle ist ferner ein zweiter Hebel *f* befestigt, der durch die nach dem Regulator führende Stange *g* ge-

hoben oder gesenkt werden kann. Inmitten der Excenterstange greift noch eine nach oben geführte Stange *h* an, deren anderes Ende einen Winkelhebel trägt, dessen lotrechter Schenkel den treibenden Anschlag bildet und diesem sowie zwei um einen Festpunkt frei drehbaren Lenkern *i* eine auf- und niedergehende Bewegung erteilt. Der wagerechte Schenkel des vorgenannten Winkelhebels ist durch eine Stange *k* mit dem am äußeren Ende der Excenterstange angreifenden Winkelhebel *c* verbunden, so daß der treibende Anschlag eine entsprechende Bewegung ausführt. Hierbei trifft er auf den zwischen den Lenkern liegenden Ventilhebel *l* mit harter Gleitfläche (getriebener Anschlag) und drückt denselben nieder, wobei das Einlaßventil geöffnet wird, während gleichzeitig eine Verschiebung des treibenden Anschlages über den getriebenen erfolgt, bis wieder die Ausklinkung eintritt und

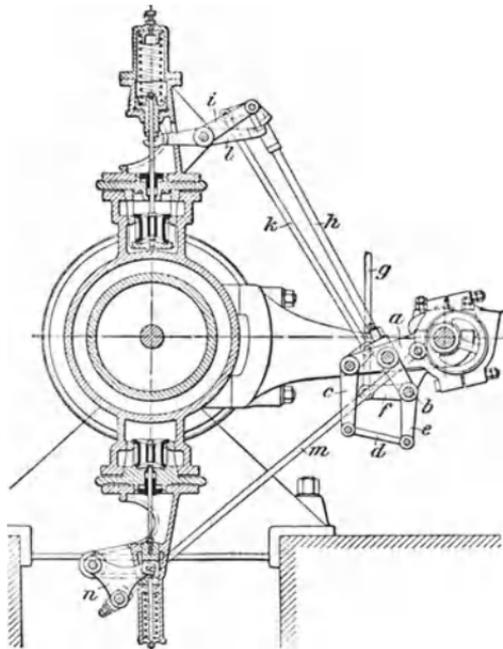


Fig. 594.

das Ventil durch eine vordem zusammengedrückte Feder rasch auf seinen Sitz zurückgelangt. Durch den Regulator wird eine derartige

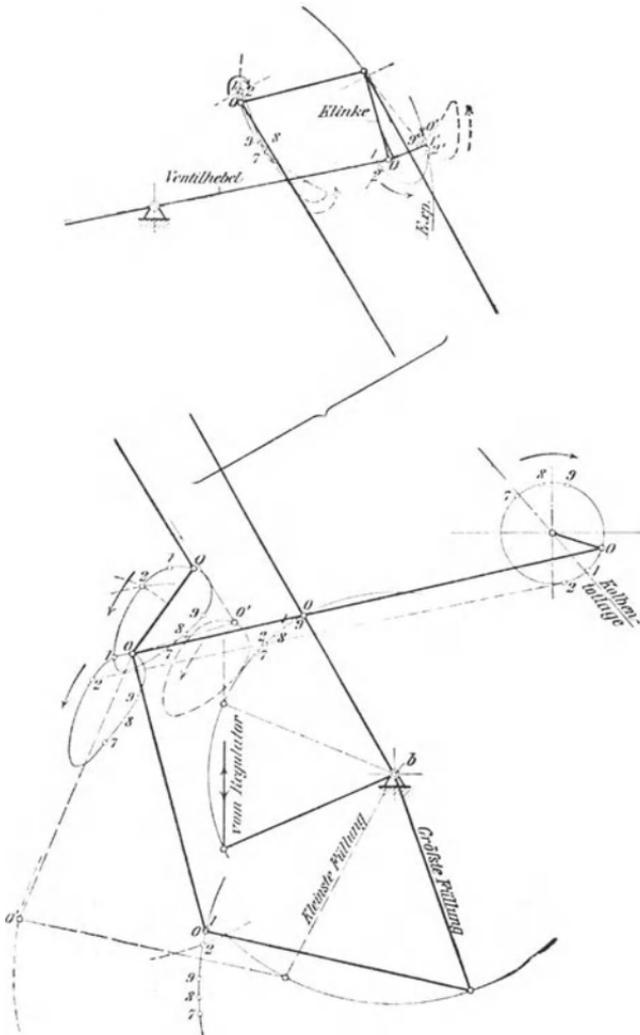


Fig. 595.

Verstellung des treibenden Anschlages bewirkt, daß derselbe längere oder kürzere Zeit mit dem getriebenen Anschlag in Berührung bleibt, wodurch Füllungsänderungen erreicht werden.

Der Antrieb des Ausströmventils geschieht ebenfalls von der Excenterstange aus mittels der Stange *m*, die den Winkelhebel *n* bewegt.

In Fig. 595 ist das Schema für diese Steuerung mit den Kurven von Gelenkpunkten und Klinkenkante für die kleinste und größte Füllung gegeben.

Zufolge des herzförmigen Verlaufes der Kurve, welche der Klinkenendpunkt beschreibt, kann das Hinüberschieben der Klinke über das entsprechend der Ventilschlußlage in Ruhe befindliche Ende des Ventilhebels fast parallel mit dessen Anschlagfläche und sehr nahe über derselben herbeigeführt und eine verhältnismäßig kleine Geschwindigkeit des Zusammentreffens bewirkt werden.

3. Auslösende Collmann-Steuerung mit Flüssigkeitspuffern.

Bei der in Fig. 596 dargestellten Steuerung endet die Stange *s* des zu jedem Einlaßventil gehörigen Excenters der Steuerwelle in einer

Gabel, die mit dem Führungshebel *v* durch einen Bolzen *b* gelenkig verbunden ist, um den sich auch die Klinke *k* dreht; diese hebt bei ihrer Abwärtsbewegung mittels des Doppelhebels *e* das Einlaßventil so lange, bis ihr unteres Ende mit dem auf einer vom Regulator oder dergl. eingestellten Stange *p* sitzenden Daumen *d* in Berührung kommt, worauf das Auslösen der Klinke und damit die durch Federdruck veranlaßte Abwärtsbewegung der Ventilspindel unter Mitwirkung eines Flüssigkeitspuffers erfolgt. Derselbe besteht aus einem mit der Ventilspindel verbundenen

Kolben *t*, der sich in einem mit Öl gefüllten Cylinder bewegt, und dessen Umfang mit einer Reihe von Löchern versehen ist, die der Flüssigkeit einen je nach der Lage des Kolbens veränderlichen Durchströmquerschnitt bieten. Bei der Aufwärtsbewegung des Ventiles mitsamt dem Kataraktkolben *t* gelangen die Löcher des letzteren über die betreffende Cylinderkante, und bei der durch Federdruck veranlaßten Abwärtsbewegung des Ventiles strömt das in dem

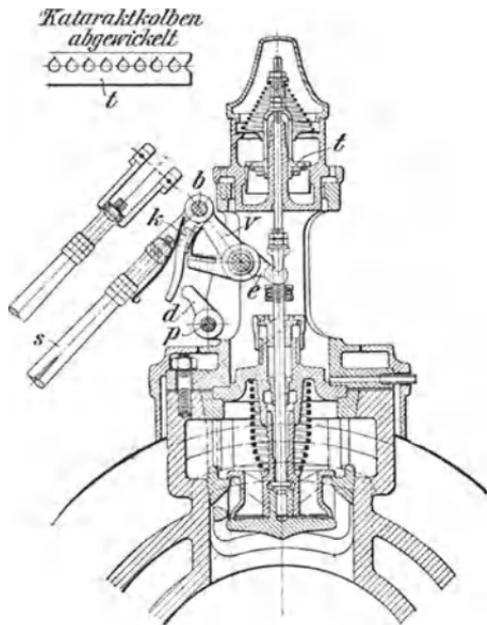


Fig. 596.

Raume unter dem Kolben eingeschlossene Öl ohne besonderen Widerstand durch diese Löcher. Das Ventil fällt infolgedessen rasch herunter, bis die Cylinderkante nur noch die Spitzen der Löcher frei läßt, womit ein sanftes Setzen des Ventiles herbeigeführt wird. Die sich berührenden

Flächen der Klinke k und des Hebels e sind leicht auswechselbar aus Stahl hergestellt. Das Einschnappen der Klinke erfolgt geräuschlos mittels einer gegenüberliegenden Feder.

Eine Collmann-Steuerung der vorbeschriebenen Bauart dient zur Bewegung der Einlaßventile des Hochdruck- und Niederdruckcylinders der in Fig. 619 bis 621 (S. 677 u. ff.) dargestellten liegenden Verbunddampfmaschine von 1200 PS_i der Maschinenfabrik L. Lány in Budapest.

Die Auslaßventile werden bei dieser Maschine von besonderen Excentern gesteuert.

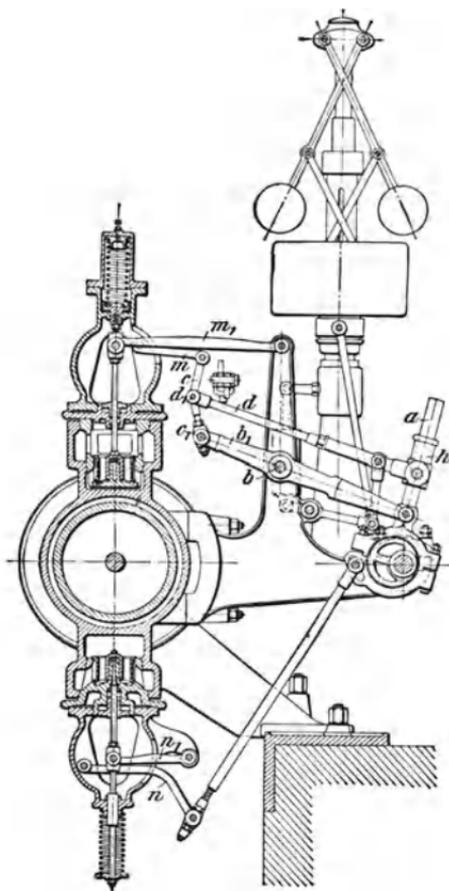


Fig. 597.

durch alle höher liegenden Punkte dieser Stange eiförmige Kurven beschreiben, deren Höhe (in Richtung der Excenterstange gemessen) für alle gleich, deren Breite aber um so größer ist, je weiter sie von dem geführten Punkte entfernt sind. Infolgedessen wird das Knie d_1 durch die Stange d , deren anderes Ende über eine auf der Excenterstange mittels eines Gestänges vom Regulator eingestellte Hülse h greift, mehr oder weniger durchgedrückt und die auf und ab

4. Zwangläufige Collmann-Steuerung.

Einlaß- und Auslaßventil an jedem Cylinderende werden von einem gemeinsamen Excenter der Steuerwelle bewegt, dessen kurze nach oben gerichtete Stange a (Fig. 597) durch einen um den Zapfen b drehbaren Hebel b_1 mit dem unteren Gelenke c_1 eines Kniehebels c_1 und durch eine Gelenkstange d mit dem Knie d_1 desselben verbunden ist. Der Hebel b_1 , welcher dem unteren Gelenke c_1 des Kniehebels eine auf und ab schwingende konstante Bewegung erteilt, führt den Angriffspunkt der Excenterstange auf einem Kreisbogen, wo-

gehende Bewegung des oberen Gelenkes c des Kniehebels zu einer veränderlichen gemacht. Dieses obere Gelenk überträgt seine Bewegung unter Einschaltung zweier Wälzungshebel m, m_1 (vergl. S. 650) auf die Ventilspindel. Die gleiche Wirkungsweise ist für das Ausströmventil durch Anordnung ähnlicher Wälzungshebel n, n_1 erzielt.

Fig. 598 gibt das Schema der Steuerung mit den Bahnen der Gelenke für drei Regulatorstellungen — entsprechend 0,03, 0,15 und 0,50 Füllung — im Augenblicke der Vor-Einströmung. Letztere ist bei der

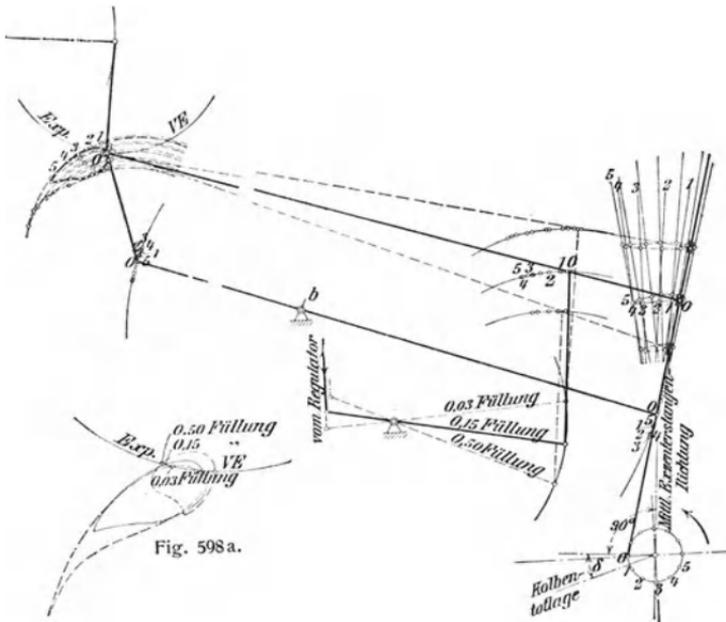


Fig. 598a.

Fig. 598.

Collmann-Steuerung nicht konstant. Sollte es der Fall sein, so müßte der zur Führung der Hülse h (Fig. 597) dienende Teil der verlängerten Excenterstange nach einem Kreisbogen gekrümmt werden, der die Länge der Stange d zum Halbmesser und die Lage des Kniegelenkpunktes d_1 bei Beginn der Vor-Einströmung zum Mittelpunkt hat.

In Fig. 598a sind die Bahnen des Gelenkpunktes d_1 (Fig. 597) für die drei genannten Regulatorstellungen nochmals in größerem Maßstabe dargestellt.

5. Zwangläufige Widman-Steuerung.

Bei der in Fig. 599 am Hochdruckcylinder einer liegenden Verbundmaschine von 450 bzw. 700 mm Cylinderdurchmesser und 900 mm Hub der Maschinenfabrik Germania in Chemnitz dargestellten Steuerung ist der Bügel des zur Bewegung des Einlaß- und Auslaß-

ventils jeder Cylinderseite dienenden Excenters der Steuerwelle durch einen kurzen Lenker ab (doppelt) mit einem zweiarmigen Hebel bcd gelenkig verbunden, dessen anderes Ende d durch die Zugstange de und den Hebel ef auf die Spindel des Einlaßventils wirkt. Als Stützpunkt des Hebels bcd dient der Bolzen c des auf der Regulatorwelle r festgekeilten Hebels rc . Je nach der Einstellung der Welle r durch den Regulator erhält der Hebel rc und damit auch der Lenker ab eine andere Neigung, so daß auch die Größe und die Dauer der Ventil-

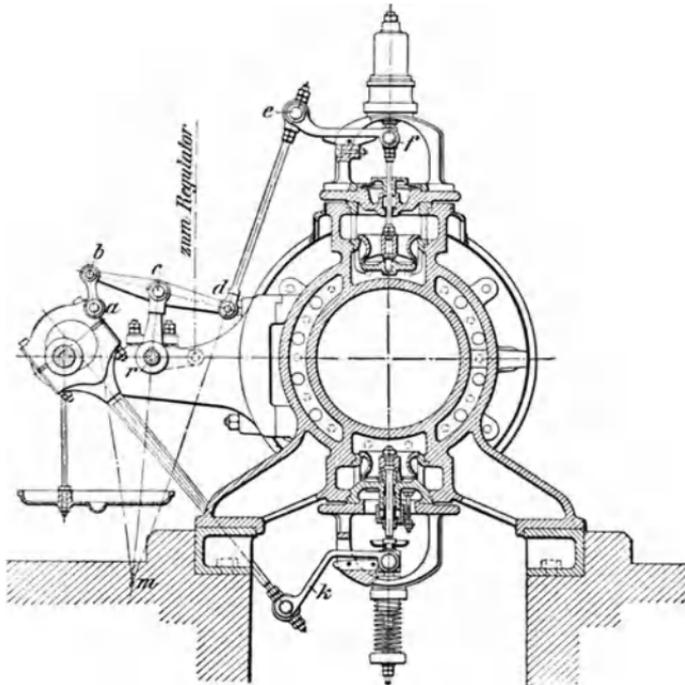


Fig. 599.

eröffnung eine veränderliche wird. Um konstante Vor-Einströmung bei den verschiedenen Füllungen zu erhalten, ist die Welle r in den Mittelpunkt des Kreises gelegt, der angenähert die Bahn des Punktes c ersetzt; letztere wird erhalten, wenn man das Excenter und den Einlaßventilhebel in die dem Beginn der Vor-Einströmung entsprechende Stellung bringt und den Punkt b die zu den verschiedenen Füllungen gehörigen Lagen einnehmen läßt. Da sich in dieser Stellung die drei Mittellinien ab , rc und de stets (oder nahezu) in einem Punkte m schneiden, wird in derselben keine Rückwirkung auf den Regulator hervorgebracht.

Zur Bewegung des Auslaßventils ist die Excenterstange mit dem zweiarmigen Hebel k unmittelbar verbunden.

6. Zwangsläufige Lentz-Steuerung.

Die unter D.R.P. Nr. 107813 geschützte Steuerung ist wegen der großen Einfachheit der konstruktiven Durchbildung und der erheblichen Verminderung der bewegten Massen für beträchtliche Umlaufzahlen geeignet.

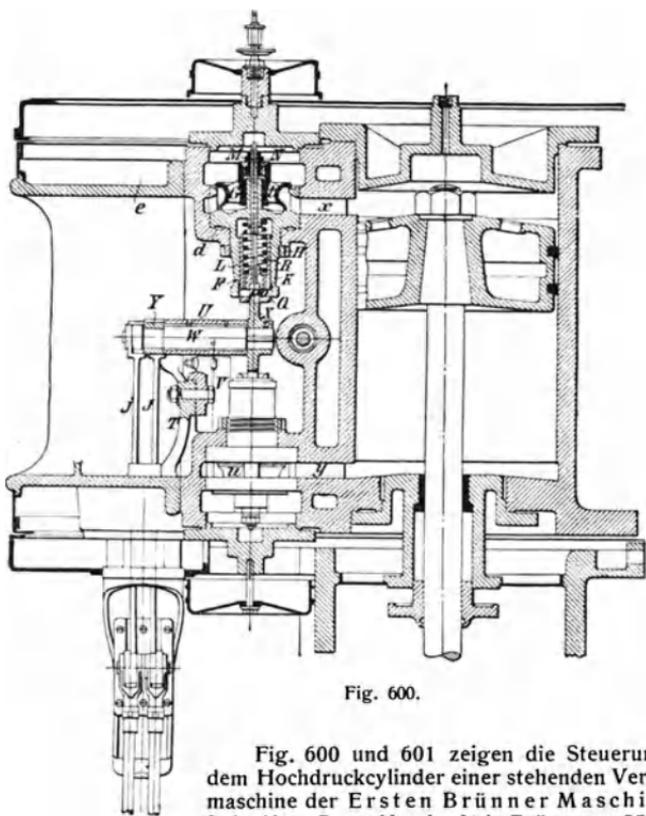


Fig. 600.

Fig. 600 und 601 zeigen die Steuerung an dem Hochdruckcylinder einer stehenden Verbundmaschine der Ersten Brüner Maschinenfabriks-Gesellschaft in Brünn von 350 PS_e.

Die beiden rückwärts und übereinander liegenden Einlaßventile t und u sind Doppelsitzventile gewöhnlicher Bauart, deren Kasten b und b' durch die Kanäle v und w mit dem Einlaßkanal g und durch die Dampfkanäle x und y mit dem Cylinder in Verbindung stehen. Die beiden vorn und ebenfalls übereinander liegenden Auslaßventile sind Doppelsitzventile, deren äußere Durchmesser kleiner als die inneren gehalten sind, womit, da jetzt der Dampfüberdruck die Ventile sicher schließt, starke Federn vermieden werden (vergl. Fig. 591, S. 648).

Die zu den Auslaßventilen gehörigen Kasten c und c' stehen ebenfalls durch die Kanäle x und y mit dem Cylinder und durch die

Kanäle h und i mit dem Überströmrohr k in Verbindung. Die Ventilsitze E mit Ring D sind genau eingepaßt und durch Einschleifen und Anziehen der Mutter H nach außen noch besonders abgedichtet.

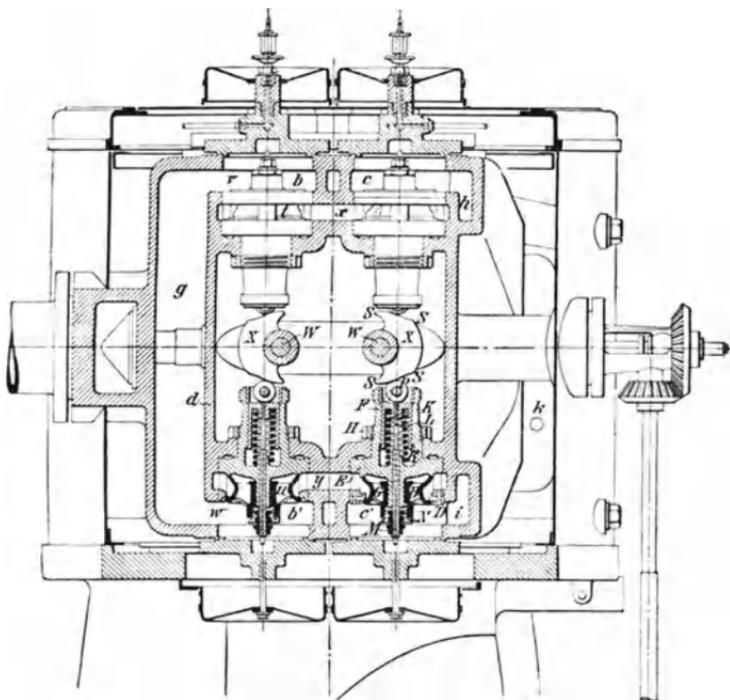


Fig. 601.

Zur Führung des Ventiles trägt jeder Sitz einen mit Rillen versehenen Zapfen G sowie eine durchbohrte Verlängerung F , in welche der mit Rillen bedeckte, die Rolle tragende Kolben K eingeschliffen ist. In K ist die Ventilschindel L eingeschraubt, die mit ihrem verstärkten, Rillen tragenden Teile in die Bohrung des Zapfens G eingepaßt und am anderen Ende mit einem Gewinde versehen ist, über welches die mit ihren zwei Bunden in die zweiteilige Mutter N eingreifende Mutter M ge-

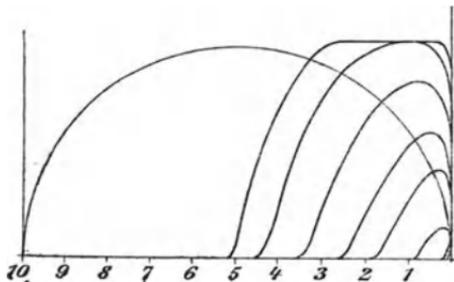


Fig. 602.

schraubt ist. Durch Drehen der letzteren läßt sich der Kolben *K* und damit die mittels des Zapfens *O* in ihm befestigte Rolle *P* höher oder tiefer stellen. Um die Rolle *P* stets in derselben Ebene zu erhalten, greift der verlängerte Zapfen *O* jederseits in einen Schlitz *Q* des Ventilsitzes ein. Die zwischen dem Kolben *K* und dem Ventilsitz liegende Schraubenfeder *R* drückt die Rolle stets an die Gleitfläche *SS* der Scheibe *X*.

An dem im Kasten *e* eingegossenen Stege *T* sind zwei Lagerhalter *V* verschraubt, die je ein in der Höhenlage verstellbares Lager *U* tragen. In diesen Lagern führen sich die an ihren Enden mit je einem Gleitschuh *X* und einem Hebel *Y* versehenen Wellen *W*. An *Y* greifen die von einem mittels Achsenregler verstellbaren Einlaßexcenter einerseits und von einem festen Auslaßexcenter andererseits durch Stangen und Kreuzköpfe bewegten Schubstangen *j* bzw. *J* an, wodurch den Gleitschuhen *X* eine schwingende Bewegung erteilt bzw. den Ventilen ein schneller, sanfter und zwangläufiger Schluß ermöglicht wird.

Die Maschine läuft bei noch vollständig geräuschlosem Gange der Steuerung mit 320 Uml/min, — eine Leistung, die bei anderen Ventilmaschinen noch nicht annähernd erreicht worden ist.

Eine von Gebr. Meer in M.-Gladbach in Düsseldorf 1902 ausstellte stehende Verbundmaschine mit Lentz-Steuerung an beiden Cylindern ist in Fig. 622 bis 625 (S. 683 bis 685) dargestellt. Die Maschine hat Cylinder von 450 bzw. 725 mm Durchmesser und 450 mm Hub; sie leistet mit 200 Uml/min normal 400 PS_i.

Fig. 602 zeigt die Erhebungs- und Falldiagramme der zum Hochdruckcylinder dieser Maschine gehörigen Einlaßventile; in Anbetracht der vollständig zwangläufigen Bewegung der Lentz-Steuerung können sie als äußerst günstig bezeichnet werden.

Was den Kraftbedarf der in Fig. 603 im Schema dargestellten Lentz-Steuerung anbelangt, der sich bei der Einfachheit dieser Steuerung leicht er-

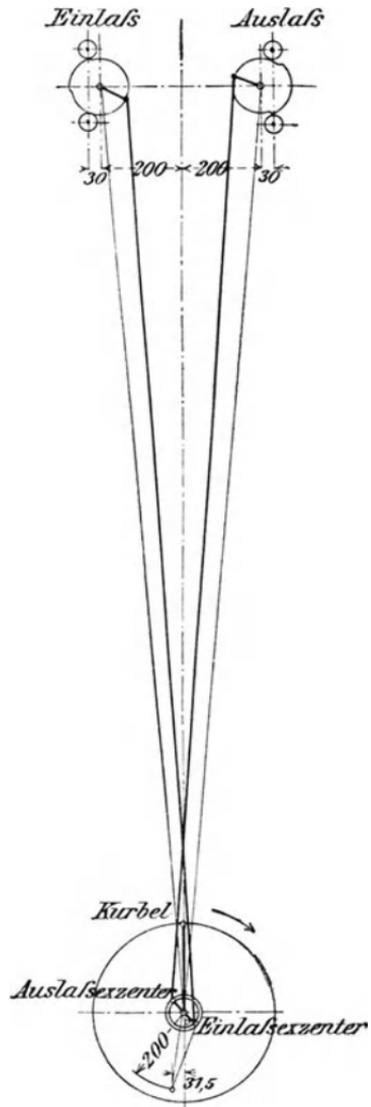


Fig. 603.

mitteln läßt, so ist er so gering, daß er auf den Regulator — als solcher kommt bei den Lentz-Maschinen ein mit Trägheitsring versehener Flachregler zur Verwendung (vergl. S. 684 u. ff.) — keinen nennenswerten oder gar störenden Einfluß ausüben kann.

Dies geht aus der auf Tafel V gebrachten Darstellung hervor; dieselbe ist für die normale Füllung des Hochdruckzylinders der bereits genannten, in Fig. 622 bis 625 ersichtlichen stehenden Verbundmaschine, Bauart Lentz, von 25%, für 200 Uml/min und für eine Einströmspannung des Arbeitsdampfes von 10 kg/qcm Überdruck durchgeführt worden.

Fig. 1 a und 1 b (Tafel V) geben den Gleitschuh mit Rollen und das Excenter in vergrößertem Maßstabe wieder.

Der stark ausgezogene Excenterkreis (Fig. 1 b) entspricht der Normalfüllung von 25%, die durch einen starken Strich hervorgehobene Excenterlage der augenblicklichen Stellung des mit den Rollen der Ventilspindeln während der Arbeitsperioden in beständiger Berührung stehenden Gleitschuhes.

Die beiden Einlaßventile bleiben für 25% Füllung während einer $\sim \frac{1}{5}$ Umdrehung der Kurbelwelle andauernden Zeit, d. h. $\frac{60}{5 \cdot 200} = 0,06$ sk geöffnet, wovon auf das Heben jedes Ventiles 0,03 sk und auf das Schließen ebenfalls 0,03 sk entfallen.

Die an den Rollen der Ventilspindeln wirkenden Kräfte sind:

1. das Gewicht des Ventiles und der daran befindlichen Teile $G = 4,5$ kg,
beim oberen Ventil das Schließen anstrebend,
beim unteren Ventil das Öffnen anstrebend;
2. der dem Unterschiede der Spindelquerschnitte entsprechende Dampfdruck

$$P = \frac{\pi}{4} (1,6^2 - 1,2^2) 10 = 8,7 \text{ kg,}$$

bei beiden Ventilen das Schließen anstrebend;

3. die das Schließen der Ventile anstrebende Federkraft;
4. die Beschleunigungsdrücke der bewegten Ventil- und Federmassen, im ersten Teil des Hubes das Schließen, dann bis zur Erreichung des vollen Hubes das Öffnen des Ventiles anstrebend.

Die unter 4 genannten Kräfte lassen sich am besten auf zeichnerischem Wege ermitteln.

Man erhält hierbei in

- Fig. 2 die Ventilwege als $f(t)$,
 „ 3 „ Ventilgeschwindigkeiten als $f'(t)$,
 „ 4 „ Ventilbeschleunigungen als $f''(t)$.

Aus dem Diagramm der Ventilbeschleunigung ergibt sich durch die Multiplikation der jeweiligen Beschleunigung mit Ventilmasse + reduzierte Masse der Feder das in Fig. 4 durch eine strichpunktierte Linie gegebene Diagramm der Beschleunigungsdrücke. Für die Zwangläufigkeit der Steuerung ist es notwendig, daß die Rolle während der Arbeitsperioden in beständiger Berührung mit dem Gleitschuh bleibt. Es muß daher die Summe sämtlicher unter 1 bis 4 genannten Kräfte in jeder

Lage des Ventiles dessen Schluß, d. h. das Andrücken der Rolle an den Gleitschuh, anstreben.

Da die unter 1, 2 und 4 genannten Kräfte bekannt sind, erübrigt noch die Ermittlung der Federspannung. Zu dem Zwecke sind sämtliche unter 1, 2 und 4 gegebenen Kräfte als Funktionen der Ventilwege (Hübe) aufzutragen, und es zeigen demnach

- Fig. 5 a und 5 b die Massendruckdiagramme,
 „ 6 a „ 6 b „ Diagramme der Dampfdrücke auf die Spindel,
 „ 7 a „ 7 b „ die Diagramme der Ventildrücke.

Durch algebraische Addition der Ordinaten in Fig. 5 a, 6 a, 7 a bzw. 5 b, 6 b, 7 b ergeben sich schließlich in Fig. 8 a und 8 b die resultierenden Diagramme, an welche dann in passender Weise eine schräge Gerade — das Diagramm der Federspannung — derart gelegt wird, daß für alle Lagen des Ventiles ein auf Schluß desselben wirkender Druck vorhanden ist.

Die Ordinaten der in Fig. 8 a und 8 b dargestellten Diagramme geben auch diejenigen Kräfte an, welche, in Richtung der Ventilspindel wirkend, in der Rolle herrschen. Durch jedesmalige Zerlegung dieser lotrechten Kräfte in eine zur Führung und in eine zur Berührungsfläche des Gleitschuhes mit der Rolle senkrechte Komponente gelangt man zu den in den Diagrammen 9 a und 9 b eingetragenen Normaldrücken auf die Führung und zu den ein Drehmoment an dem Gleitschuh erzeugenden Kräften, welche die Excenterstange jeweils mit den in den Diagrammen Fig. 10 a und 10 b eingetragenen Zug- und Druckkräften belasten.

In Ansehung der reichlich bemessenen Gleitflächen und der geringen Werte, welche die in Fig. 9 a und 9 b eingetragenen Normaldrücke haben, ist ein bedeutender Reibungswiderstand bzw. eine erhebliche Abnutzung infolge der Reibung in den Führungen als ausgeschlossen zu betrachten.

(In den vorstehenden Ermittlungen ist derjenige Dampfdruck, der im Augenblicke des Anhebens das Ventil belastet, ferner diejenige Kraft, mit der kurz vor bzw. beim Eintritte der Expansion der strömende Dampf das Ventil zu schließen sucht, nicht berücksichtigt worden. Der Grund hierfür war, daß die erwähnten Kräfte auf den Kraftbedarf der Steuerung, d. h. auf die Form der in Fig. 10 a und 10 b dargestellten Diagramme, einen verschwindend kleinen — praktisch genommen gar keinen — Einfluß besitzen.)

d) Kulissensteuerungen ¹⁾.

Dieselben kommen bei Fördermaschinen (über 1000 mm Hub), Hebemaschinen, Lokomotiven und Schiffsmaschinen in Anwendung.

Zum Förderbetriebe sowie zum Betriebe für Winden, Aufzüge u. s. w. dienende ortsfeste und fahrbare Dampfmaschinen (Lokomobilen) erhalten zumeist Stephenson'sche Kulissensteuerung der Fig. 604 im Schema dargestellten Bauart.

Auf der Welle O sind zwei Excenter befestigt, deren Mitten bei der Totlage $O K_0$ der Kurbel den Punkten E_0 für den Vorwärtsgang

¹⁾ Vergl. G. Zeuner: „Die Schiebersteuerungen“, Leipzig 1888, A. Felix.

und E_r für den Rückwärtsgang entsprechen, und welche somit für die betreffende Bewegungsrichtung der Kurbel den gleichen Voreilwinkel δ besitzen. Die Excenterstangen sind mit den äußeren Enden einer verschiebbaren Kulisse gelenkig verbunden, deren Krümmungshalbmesser gleich der Länge l der Excenterstangen ist. In der Kulisse gleitet ein mit der Schieberstange verbundener Stein, der, je nachdem die Kulisse gehoben oder gesenkt wird — zufolge seiner jeweiligen Lage hinsichtlich der letzteren — die Schieberbewegung derart beeinflusst, daß die Kurbelwelle entweder nach der einen oder nach der anderen Richtung umläuft, wobei für beide Drehrichtungen zugleich eine Veränderlichkeit der Expansion erzielt wird.

Es ist allgemein die durch eine Kulisse bei beliebiger Lage des Gleitstückes hervorgebrachte Schieberbewegung dieselbe, welche durch

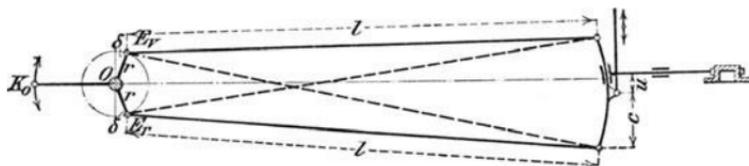


Fig. 604.

ein einfaches (ideelles) Excenter hervorgebracht würde, dessen Excentrizität r_i und Voreilwinkel δ_i sich bei der Stephensonschen Kulissensteuerung für jede Lage des Gleitstückes aus den Gleichungen

$$r_i \sin \delta_i = r \left(\sin \delta \pm \frac{c^2 - u^2}{c l} \cos \delta \right),$$

$$r_i \cos \delta_i = \pm \frac{u r}{c} \cos \delta$$

bestimmen lassen, worin das obere Zeichen für offene, das untere für gekreuzte Excenterstangen (in Fig. 604 punktiert angegeben) gilt und ferner

c die halbe Kulissenlänge,

u die jeweilige Entfernung des Gleitstückes von Mitte Kulisse bezeichnet.

Der einem beliebigen Kurbelwinkel ω entsprechende Schieberweg ist hiernach

$$\xi = r \left(\sin \delta \pm \frac{c^2 - u^2}{c l} \cos \delta \right) \cos \omega \pm \frac{u r}{c} \cos \delta \sin \omega.$$

Die Schieberwege lassen sich, wie bei der einfachen Schiebersteuerung, als Sehnen eines Kreises darstellen, dessen Mittelpunktkoordinaten

$$x = \frac{r}{2} \left(\sin \delta \pm \frac{c^2 - u^2}{c l} \cos \delta \right) \dots \dots \dots \mathbf{102}$$

und

$$y = \frac{r u}{2 c} \cos \delta \dots \dots \dots \mathbf{103}$$

sind.

Die vorstehenden Ausdrücke für x und y sind aber von u abhängig und daher entspricht jeder Kulissenstellung ein besonderer Schieber-

kreis. Die Mitten aller dieser Kreise liegen in einer bestimmten Kurve — der sog. Centralkurve —, die bei der Stephenson'schen Kulissensteuerung eine Parabel bildet; dieselbe kehrt bei offenen Stangen ihre konkave, bei gekreuzten Stangen ihre konvexe Seite gegen die Welle O hin.

In Fig. 605 ist das Zeunersche Schieberdiagramm einer Stephenson'schen Kulissensteuerung mit offenen Stangen (für unendliche Schubstangenlänge) aufgezeichnet.

Die Mittelpunkte der Schieberkreise O bis IV erhält man aus den Gl. 102 und 103, wenn in dieselben nacheinander für u die Werte 0 , $1/4 c$, $1/2 c$, $3/4 c$ und c eingesetzt werden.

Zieht man noch von dem Mittelpunkte des Kurbelkreises aus mit den Halbmessern i und e (innere und äußere Überdeckung) Kreise, so geben deren Schnittpunkte mit den Kreisen O bis IV die entscheidenden Schieberstellungen für die Dampfverteilung an, die sich z. B. für $u = 1/2 c$ in der Fig. 605 angegebenen Weise gestaltet. Man sieht, daß die Kompression und die Auströpfung des Dampfes vor dem Kolben sowie die Einströmung des

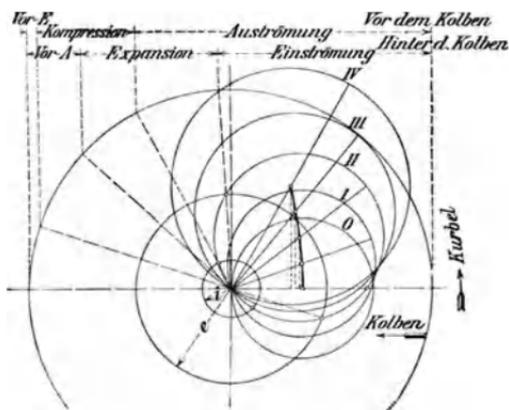


Fig. 605.

deselben hinter dem Kolben um so früher beginnt, je stärker man expandiert, d. h. je näher das Gleitstück in der Kulisse dem toten Punkte derselben liegt. (Unter Berücksichtigung der endlichen Schubstangenlänge fallen die Verhältnisse bei der Dampfverteilung für den Hin- und Rückgang des Kolbens verschieden aus.)

Besonderes Gewicht wird bei Kulissensteuerungen auf die Größe des linearen Voreilens gelegt; dasselbe wächst bei offenen Stangen, je stärker man expandiert (s. Fig. 605), während bei gekreuzten Stangen das Umgekehrte der Fall ist. Die Veränderlichkeit des Voreilens wird nach Gl. 102 um so kleiner, je kleiner die Kulisse und je länger die Excenterstange ist. Durch unsymmetrische Stellung der Kurbel zu den Excentern läßt sich das lineare Voreilen z. B. für den Vorwärtsgang einer Dampfmaschine näherungsweise unveränderlich machen, jedoch mit entsprechender Verschlechterung für den Rückwärtsgang derselben. Sofern an Vorwärts- und Rückwärtsgang gleiche Ansprüche gestellt werden, sind die Voreilwinkel beider Excenter gleich groß zu machen.

Die Aufhängung der Kulisse geschieht gewöhnlich im Mittelpunkte derselben, da dieser den geringsten seitlichen Ausschlag macht; damit letzterer von der geraden Linie nur wenig abweicht und ein Springen (Würgen) des Gleitstückes in der Kulisse zufolge ihrer auf und ab

steigenden Bewegung möglichst vermieden wird, sind tunlichst lange Hängestangen anzuwenden.

Bei der Umsteuerung von Gooch ist, wie Fig. 606 ersichtlich, die Kulisse fest aufgehängt, und es wird die Schieberschubstange mit dem Gleitstein verschoben. Der Krümmungshalbmesser der Kulisse ist gleich der Länge l_1 der Schieberschubstange.

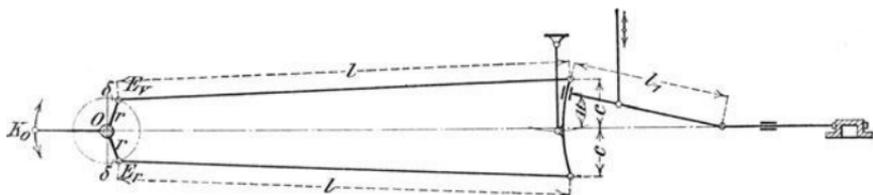


Fig. 606.

Die Mittelpunktkoordinaten der Schieberkreise bestimmen sich aus

$$x = r \left(\sin \delta \pm \frac{c}{l} \cos \delta \right)$$

und

$$y = \frac{r u}{2c} \left(\cos \delta \mp \frac{c}{l} \sin \delta \right),$$

worin das obere Zeichen für offene, das untere für gekreuzte Stangen gilt.

Die Centrankurve ist, da die Abscissen für die Mittelpunkte der Schieberkreise von der Größe u unabhängig sind, eine Gerade; das lineare Voreilen ist daher unveränderlich.

Der Schieberweg für einen beliebigen Winkel ω ist

$$\xi = r \left(\sin \delta \pm \frac{c}{l} \cos \delta \right) \cos \omega \pm \frac{u r}{c} \left(\cos \delta \mp \frac{c}{l} \sin \delta \right) \sin \omega.$$

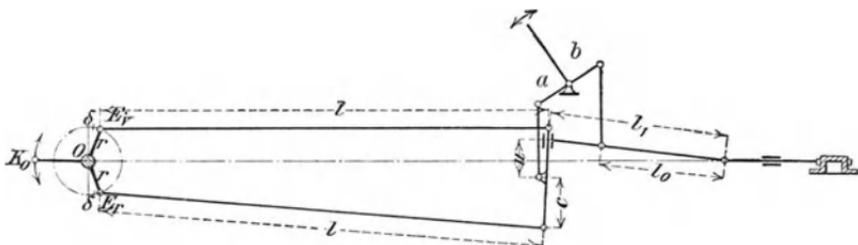


Fig. 607.

Die Umsteuerung von Allan (Fig. 607) hat eine gerade Kulisse. Schieberschubstange und Kulisse werden durch einen Doppelhebel (Hebellängen b bzw. a) gleichzeitig gegeneinander verstellt.

Die Mittelpunktkoordinaten der Schieberkreise bestimmen sich aus

$$x = \frac{r}{2} \left(\sin \delta \pm \frac{n c^2 - u^2}{n c l} \cos \delta \right)$$

und

$$y = \frac{r u}{2c} \left[\cos \delta \mp \frac{c(n-1)}{n l} \sin \delta \right],$$

worin wieder das obere Zeichen für offene, das untere für gekreuzte Stangen gilt. Es muß ferner sein

$$\frac{b}{a} = \frac{l_0}{l} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}} \right)$$

und

$$n = 1 + \frac{l_1}{l_0} \frac{b}{a}.$$

Die Centrankurve ist eine Parabel, die bei offenen Stangen ihre konkave, bei gekreuzten Stangen ihre konvexe Seite gegen den Anfangspunkt des Koordinatensystems hin kehrt. Die Veränderlichkeit des linearen Voreilens ist kleiner als bei der Stephensonschen Kulisse.

Der Schieberweg für einen beliebigen Kurbelwinkel ω ist

$$\xi = r \left(\sin \delta \pm \frac{n c^2 - u^2}{n c l} \cos \delta \right) \cos \omega \pm \frac{u r}{c} \left(\cos \delta \mp \frac{c(n-1)}{n l} \sin \delta \right) \sin \omega.$$

E. Kondensation ¹⁾.

Je nachdem der zu kondensierende Dampf mit dem Kühlwasser unmittelbar in Berührung gebracht wird, oder aber durch Metallwände von ihm getrennt bleibt, unterscheidet man Mischkondensation und Oberflächenkondensation.

a) Mischkondensation.

Bei genügender Verteilung des Kühlwassers im Kondensatorraume beträgt die Mischungstemperatur t_k in diesem gewöhnlich nicht unter 30°, häufig — um wärmeres Speisewasser zu erhalten — 35° bis 40°. Die Temperatur t_k hängt von der Menge und der Temperatur des Kühlwassers ab.

Bezeichnet λ_k die Wärmemenge, welche 1 kg Dampf der Kondensation zuführt, m die für 1 kg Dampf erforderliche Kühlwassermenge (in kg) von der Temperatur t_w — die der Flüssigkeitswärme des Kühlwassers entsprechende Temperatur t_w s. Tabelle auf S. 668 —, so muß

$$\lambda_k + m t_w = (1 + m) t_k$$

sein; hieraus folgt für die Kühlwassermenge

$$m = \frac{\lambda_k - t_k}{t_k - t_w}.$$

Bei Dampfmaschinen kann mit Rücksicht auf Dampfnässe und Abkühlung in der Leitung zum Kondensator als Mittelwert gesetzt werden

$$\lambda_k - t_k = 570;$$

damit geht obige Gleichung über in

$$m = \frac{570}{t_k - t_w} \dots \dots \dots \mathbf{104}$$

und es folgt hieraus — bei gegebener Kühlwassermenge m — für die Mischungstemperatur

$$t_k = \frac{570}{m} + t_w.$$

¹⁾ Vergl. F. J. Weib: „Die Kondensation“, Berlin 1901, Julius Springer.

Tabelle für Temperaturen des gesättigten Wasserdampfes von 0° bis 120° C. Nach Zeuner.

Temperatur	Druck kg/qcm	Druck mm Q.-S.	Flüssigkeitswärme q	Gesamtwärme λ	Verdampfungswärme			$w = v - v'$ cbm/kg	Spez. Gewicht $\gamma = \frac{1}{v}$ kg/cbm
					gesamte r	innere ρ	äußere APw		
0	0,006	4,60	0	592,67	592,67	562,30	30,36	205,850	0,0049
5	0,009	6,53	5,00	596,94	591,94	561,05	30,90	147,470	0,0068
10	0,012	9,17	10,00	600,87	590,87	559,44	31,43	106,964	0,0094
15	0,017	12,70	15,01	604,51	589,51	557,55	31,96	78,496	0,0127
20	0,024	17,39	20,01	607,73	587,72	555,23	32,49	58,253	0,0172
25	0,032	23,55	25,02	610,73	585,71	552,70	33,01	43,713	0,0229
30	0,043	31,55	30,03	613,43	583,41	549,88	33,53	33,144	0,0302
35	0,057	41,83	35,04	615,86	580,83	546,78	34,04	25,381	0,0394
40	0,075	54,91	40,05	618,09	578,04	543,49	34,55	19,625	0,0510
45	0,097	71,39	45,07	620,06	574,99	539,94	35,05	15,313	0,0653
50	0,125	91,98	50,09	621,89	571,80	536,25	35,55	12,054	0,083
55	0,160	117,48	55,11	623,28	568,17	532,14	36,03	9,562	0,105
60	0,202	148,79	60,14	624,80	564,66	528,15	36,51	7,654	0,131
65	0,254	186,94	65,17	626,33	561,16	524,16	37,00	6,172	0,162
70	0,317	233,08	70,20	627,85	557,65	520,17	37,48	5,014	0,199
75	0,392	288,50	75,24	629,38	554,14	516,18	37,96	4,103	0,244
80	0,482	354,62	80,28	630,90	550,62	512,19	38,43	3,379	0,296
85	0,589	433,00	85,33	632,43	547,10	508,21	38,89	2,801	0,357
90	0,714	525,39	90,38	633,95	543,57	504,24	39,33	2,335	0,428
95	0,862	633,69	95,44	635,48	540,04	500,27	39,76	1,957	0,511
100	1,033	760,00	100,50	637,00	536,50	496,29	40,21	1,650	0,606
105	1,232	906,41	105,57	638,53	532,96	492,33	40,63	1,398	0,715
110	1,462	1075,37	110,64	640,05	529,41	488,36	41,05	1,190	0,839
115	1,726	1269,41	115,72	641,58	525,85	484,40	41,46	1,019	0,981
120	2,028	1491,28	120,81	643,10	522,29	480,44	41,86	0,875	1,141

Aus der in Fig. 608 dargestellten Kurve sind die mittels der Gl. 104 berechneten Werte von m für verschiedene Temperaturunterschiede $t_k - t_w$ zu entnehmen.

(Das Kühlwasser hat bei Entnahme aus Brunnen eine ziemlich gleichmäßige Temperatur t_w — etwa bis 10°, bei Flüssen und Teichen je nach Lage und Jahreszeit bis über 25°, bei Rückkühlung 30° bis über 40°.)

Die Kondensatorspannung p_k setzt sich zusammen aus der der Mischungstemperatur t_k entsprechenden Dampfspannung p_d (s. vorstehende Tabelle) und aus der Spannung p_l der im Kondensator befindlichen verdünnten Luft, d. h. es ist

$$p_k = p_d + p_l$$

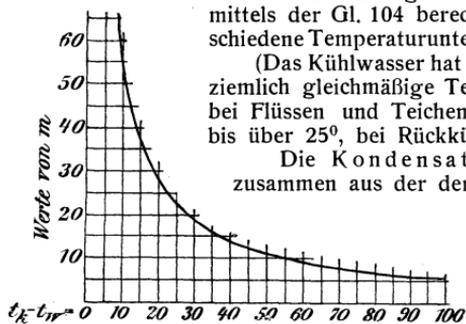


Fig. 608.

Diese Gesamtspannung mit möglichst kleiner Kühlwassermenge, möglichst kleiner Luftpumpe und möglichst geringer Betriebsarbeit so niedrig als möglich zu halten, ist die Aufgabe einer guten Kondensationsanlage.

Bei Kondensatoren mit Parallelstrom, wie sie vorherrschend zur Ausführung kommen, findet eine unmittelbare Mischung des Dampfes mit dem eingespritzten Kühlwasser derart statt, daß beide sich im Kondensator in gleicher Richtung bewegen; die Kondensationserzeugnisse — Luft und erwärmtes Wasser — werden durch eine nasse Luftpumpe gemeinsam abgesaugt. Es ist hier die Kondensatorspannung

$$p_k = p_d + p_l$$

Für die Luftspannung kann unter günstigsten Verhältnissen 20 bis 30 mm Q.-S. gesetzt werden.

Die Regelung der Einspritzwassermenge wird durch einen Hahn oder ein Kegelventil bewirkt. Die Verteilung (Zerstäubung) erfolgt im ersten Falle durch ein Sieb, im zweiten Falle durch das Ventil selbst. Die Geschwindigkeit des Einspritzwassers soll im Rohre 1 bis 2 m/sek, im Ventil 4 bis 5 m/sek betragen.

Der Inhalt des Kondensators kann etwa gleich dem 1,5fachen Inhalte der zugehörigen (einfachwirkenden) Luftpumpe genommen werden.

Bei Kondensatoren mit Gegenstrom bewegen sich Dampf und Wasser im Kondensator entgegengesetzt zueinander.

Bei dem Fig. 609 schematisch dargestellten Weißschen Gegenstromkondensator tritt der Dampf unten bei *A*, das Wasser oben bei *B* ein, und die Luftpumpe saugt ihr Gasgemenge bei *C* ab, d. h. an einer Stelle, wo es wegen des dort eintretenden Wassers am kühlfsten ist. Infolgedessen wird auch die Dampfspannung hier nahezu der Temperatur t_w des Kühlwassers entsprechen. Andererseits ist an der Stelle, wo der Dampf ein- und das erwärmte Wasser austritt, zwar die Dampfspannung der höheren Temperatur entsprechend, aber zugleich die Luftspannung geringer. Die Kondensatorspannung ist daher nur wenig höher als p_d , und man kann kleinere Kühlwassermengen anwenden und bessere Luftleere erzielen. (Die Kühlwassermenge m für 1 kg Dampf ergibt sich bei Gegenstrom etwa nur $1/2$ - bis $2/3$ mal so groß als bei Parallelstrom, — gleiche Luftleere und Temperatur des Kühlwassers in beiden Fällen vorausgesetzt.)

Das Wasser wird bei Gegenstromkondensatoren häufig durch ein sog. barometrisches Fallrohr (s. Fig. 609) abgeführt, dessen Höhe h größer als die dem Atmosphärendruck entsprechende Wassersäulenhöhe zu nehmen ist; zuweilen wird hierzu eine Warmwasserpumpe verwendet. Die Luft wird gewöhnlich durch eine trockene Schieberluftpumpe abgesaugt.

Die Zuführung des Kühlwassers geschieht entweder durch unmittelbares Ansaugen infolge der Luftleere im Kondensator oder durch eine besondere Kaltwasserpumpe, unterstützt durch die Saugwirkung des Kondensators, in den das Druckrohr einmündet.

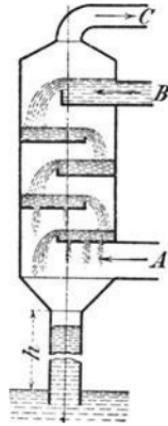


Fig. 609.

Der Kondensatorraum ist zur Verminderung der Fallgeschwindigkeit des Kühlwassers mit wagerechten Zwischenwänden, Überlaufbehältern, Schraubenflächen oder dergl. zu versehen.

b) Oberflächenkondensation.

Hierbei läuft das mittels Kreiselpumpe zugeführte Kühlwasser durch ein vom Dampfe umspültes Rohrsystem des in der Regel geschlossenen Kondensators von cylindrischer Gestalt. Zwischen den ebenen Rohrböden desselben sind dünnwandige Messingrohre von 20 bis 25 mm Durchmesser und 30 bis 35 mm Abstand der Mitten durch Gummiringe abgedichtet.

Für mittlere Verhältnisse sind 0,02 bis 0,03 qm Kühlfläche und 40 bis 50 kg Kühlwasser für 1 kg Dampf in der Stunde erforderlich.

Die Entfernung des erwärmten Wassers und der Luft erfolgt durch eine nasse Luftpumpe gemeinsam oder durch zwei getrennte Pumpen.

Diese Art der Kondensation kommt zumeist nur bei Schiffsmaschinen vor. Das reine warme Niederschlagwasser wird hier zweckmäßig für die Speisung der Dampfkessel verwendet.

c) Luftpumpe.

1. Berechnung der Luftpumpe.

Bezeichnet

W die Kühlwassermenge in kg/min,

D die zu kondensierende Dampfmenge in kg/min,

so ist zunächst, unter Beibehaltung der früheren Bezeichnungen,

$$W = m D = \frac{570}{t_k - t_w} D \quad \dots \quad \mathbf{105}$$

Bezeichnet ferner

L die gesamte in den Kondensator tretende Luftmenge, — bezogen auf atmosphärischen Druck in cbm/min,

V_l die durch die Luftpumpe (unter Berücksichtigung der Wasserausfüllung, der Expansion aus dem schädlichen Raume und sonstiger Verluste) anzuzugende Luftmenge, — bezogen auf die Spannung p_l im Kondensator in cbm/min,

so ist nach dem Mariotteschen Gesetz

$$V_l p_l = L 1 = L$$

und

$$V_l = \frac{L}{p_l} \quad \dots \quad \mathbf{106}$$

Bei Parallelstrom ist $p_l = p_k - p_d$ (mit p_d entsprechend der Kondensatortemperatur t_k).

Bei Gegenstrom ist nach Weiß die Temperatur an der Ansaugestelle um einen Zuschlag α höher zu rechnen als die Kühlwassertemperatur t_w , nämlich $\alpha = 4^0 + 0,1(t_k - t_w)$, und die Dampfspannung dieser Temperatur $t_w + \alpha$ entsprechend zu wählen, so daß für die Luftspannung in diesem Falle

$$p_l = p_k - p_d(t_w + \alpha)$$

in Gl. 106 einzusetzen ist.

Für die Luftmenge L kann unter der Annahme, daß die im Kühlwasser absorbiert enthaltene Luftmenge bei atmosphärischem Druck und 15° Temperatur (nach Bunsen) im Mittel zwei Raumprozent beträgt und ferner (nach Weiß) der Luftzutritt durch die Stopfbüchsen sowie durch Undichtheiten der Rohrleitung zur Kondensation, deren gesamte Länge z (in m) ist, sich durch einen Undichtheitskoeffizienten μ ausdrücken läßt, in beiden Fällen (Parallelstrom und Gegenstrom) genommen werden

$$L = \left(0,02 + \frac{\mu}{m}\right) \frac{W}{1000} \text{ cbm/min,}$$

oder auch

$$L = \frac{1}{1000} (0,02 W + \mu D) \text{ cbm/min}^1) \dots \dots \dots \mathbf{107}$$

Der Undichtheitskoeffizient μ beträgt

für grobe Betriebe (Hüttenwerke und dergl.) $\mu = 1,8 + 0,01 z$,

„ feine „ (Elektrizitätswerke mit

Centralkondensation) $\mu = 1,8 + 0,006 z$;

bei Maschinen mit Einzelkondensation ist $z = 0$.

Bei einer trockenen Luftpumpe ergibt sich, unter Zugrundelegung eines Lieferungsgrades λ ($\sim 0,90$ bis $0,95$), der Durchmesser d derselben bei dem Hube s (beide in m) aus

$$V_l = i \lambda \frac{d^2}{4} s n,$$

worin n die minutliche Umlaufzahl und $i = 1$ oder 2 , je nachdem die Pumpe einfach- oder doppelwirkend ist.

Die Abmessungen u. s. w. einer nassen Luftpumpe sind mit Rücksicht auf das von ihr anzuzugende, aus Luft, Kühlwasser und verdichtetem Dampf bestehende Volumen, somit aus

$$V_l + \frac{W + D}{1000} = i \lambda \frac{d^2}{4} s n \dots \dots \dots \mathbf{108}$$

zu ermitteln. Hierin ist für den Lieferungsgrad $\lambda \sim 0,80$ zu setzen.

Für die mittlere Kolbengeschwindigkeit c kann bei liegenden, doppelwirkenden Luftpumpen (für die also $s n = 30 c$) etwa 2 bis 3 m/sek, vereinzelt bis $6,5$ m/sek genommen werden. Die Wassergeschwindigkeit in den Ventilen soll für c bis 3 m/sek etwa $1,0$ bis $1,5$ m/sek und für $c = 3,0$ bis $6,5$ m/sek etwa $1,5$ bis $2,0$ m/sek betragen.

Bei stehenden, einfachwirkenden Luftpumpen ist $c = 1,0$ bis $1,3$ m/sek zu wählen.

Stöße in der Pumpe können durch richtige Anordnung der Wasserwege und entsprechende Konstruktion der Ventile vermieden werden (vergl. Z. d. V. d. I. 1895, S. 539 und 1269).

Beispiel. Es sind die Abmessungen der doppelwirkenden nassen Luftpumpe einer Dampfmaschine zu ermitteln, deren Abdampfmenge $D = 300$ kg/min beträgt.

¹⁾ Hierbei ist angenommen, daß diese Luftmenge die Temperatur t_k des Kondensators hat, bzw. daß bei dem Anteil der absorbierten Luft wegen Unsicherheit die geringfügige Korrektur $\frac{273 + t_k}{273 + 15}$ überflüssig erscheint.

Das Vakuum im Kondensator soll zu 670 mm Q.-S., entsprechend $p_k = 0,12 \text{ kg/qcm}$, angenommen werden.

Die Kühlwassertemperatur sei $t_w = 12^\circ$. Für eine zur Verfügung stehende Kühlwassermenge $W = 7500 \text{ kg/min}$ ergibt sich nach Gl. 105

$$m = \frac{7500}{300} = 25$$

und damit die Mischungstemperatur nach Gl. 104 zu

$$t_k = \frac{570}{25} + 12 \approx 35^\circ.$$

Der dieser Temperatur entsprechende Dampfdruck beträgt (s. Tabelle auf S. 668)

$$p_d = 0,057 \text{ kg/qcm.}$$

Aus Gl. 107 folgt mit $\mu = 1,8$

$$L = \frac{1}{1000} (0,02 \cdot 7500 + 1,8 \cdot 300) \approx 0,7 \text{ cbm/min}$$

und damit aus Gl. 108 das von der Luftpumpe anzuzugende Volumen

$$\frac{0,7}{0,12 - 0,057} + \frac{7500 + 300}{1000} \approx 9 \text{ cbm/min.}$$

Für eine mittlere Kolbengeschwindigkeit $c = 2,4 \text{ m/sek}$ bzw. $sn = 72$ ergibt sich dann der Durchmesser d der Luftpumpe aus

$$2 \cdot 0,8 \frac{d^2 \pi}{4} 72 = 9$$

zu

$$d = 0,315 \text{ m}$$

und der Hub (für $n = 120 \text{ Uml/min}$) aus

$$c = \frac{n s}{30}$$

zu

$$s = \frac{30 \cdot 2,4}{120} = 0,600 \text{ m.}$$

Der Durchmesser d_0 (in m) der Abdampfleitung zum Kondensator kann nach Weiß für eine minutliche Dampfmenge D in kg genommen werden

$$\text{für kurze Leitungen } d_0 = \frac{D^{0,4}}{15} \text{ und}$$

$$\text{„ lange „ } d_{0(l)} = \left(1 + \frac{l}{600}\right) d_0,$$

wobei l (in m) stets von der Maschine bis zum Kondensator zu rechnen ist.

2. Ausführungen der Luftpumpe.

Liegende Luftpumpen sind meist doppelwirkend, stehende Luftpumpen einfachwirkend. Häufig werden zwei einfachwirkende Luftpumpen miteinander gekuppelt und unter Einschaltung eines Schwinghebels und angreifender Lenkstangen vom Kurbel- oder Kreuzkopfbzapfen oder auch von einer durchgehenden Kolbenstange der Dampfmaschine aus betrieben.

Fig. 610 zeigt eine solche Pumpe, die mittels Schubstange vom Kurbelzapfen aus bewegt wird; sie arbeitet ohne Saugventile in der Weise, daß eine ringförmige Öffnung a in der Lauffläche des Pumpenzylinders bei der Bewegung des hohlen Kolbens während eines Teiles des Nieder- und des Aufganges frei wird und dabei dem Dampf- und Luftgemisch und dem Wasser den Zutritt in den Pumpenraum gestattet.

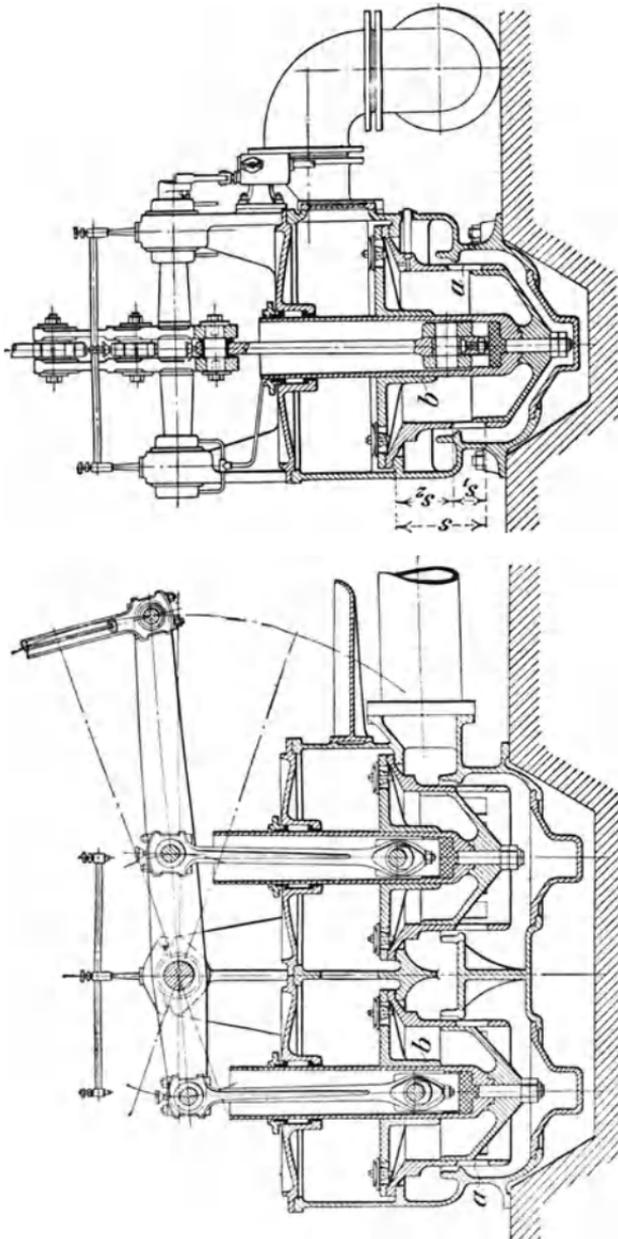


Fig. 610.

Sobald beim Aufgange des Kolbens die Öffnung a geschlossen ist, wird bei der Weiterbewegung desselben durch den Verdränger b zuerst die Luft und darauf ein Teil des eingeschlossenen Wassers durch die mit Kautschukklappen arbeitenden Ventile gedrückt.

Als Hauptvorteile dieser Pumpe sind, außer der billigen Herstellung, die Abwesenheit der Saugventile, der geringere Druck im Kondensatorraume und der zwangläufige Schluß der Saugöffnungen durch die Kolbenoberkante zu betrachten. Allerdings

sind damit — gegenüber anderen einfachwirkenden Luftpumpen mit Saugventilen — die Nachteile verbunden, daß für die Förderung vom Gesamthube $s = s_1 + s_2$ nur ein Teil s_2 wirksam ist — die Kolbengeschwindigkeit daher unter sonst gleichen Umständen im Verhältnis $s : s_2$ größer (um 30 bis 50%) sein muß, ferner der Verdränger b bzw. die Relativbewegung des Wassers im hohlen Kolbenkörper eine hohe Geschwindigkeit desselben im Cylinder und in den Druckventilen bedingt.

Die Fig. 611 ersichtliche stehende Kondensatorluftpumpe nach Dörffel hat 800 mm Durchmesser und 235 mm Hub; sie kennzeichnet sich dadurch, daß der obere Raum des Cylinders zu einer großen Luftkammer a ausgebildet ist und die in derselben eingeschlossene Luft beim Kolbenaufgange als elastisches Kissen wirkt, wodurch Stöße, auch bei

schnellem Gange der Pumpe, vermieden werden. Der mit seiner Stange in einem Stück gegessene, in den Cylinder eingeschlifene Kolben trägt 30 Ventile; außerdem sind 35 Saug- und 45 Druckventile vorhanden.

Stehende Kondensatorluftpumpen mit Tauchkolben befinden sich an der nachstehend beschriebenen liegenden Verbundmaschine der Maschinenfabrik L. Láng in Budapest, sowie an der stehenden Verbundmaschine der Maschinenbau-A.-G. Nürnberg in Nürnberg. (Über die Konstruktion dieser Pumpen s. S. 682 bzw. S. 684.)

Fig. 612 zeigt eine liegende Kondensatorluftpumpe, bei der sich das Wasser über den Saugklappen ansammelt; infolge des hierdurch geschaffenen Überdruckes macht sich der Eröffnungswiderstand dieser

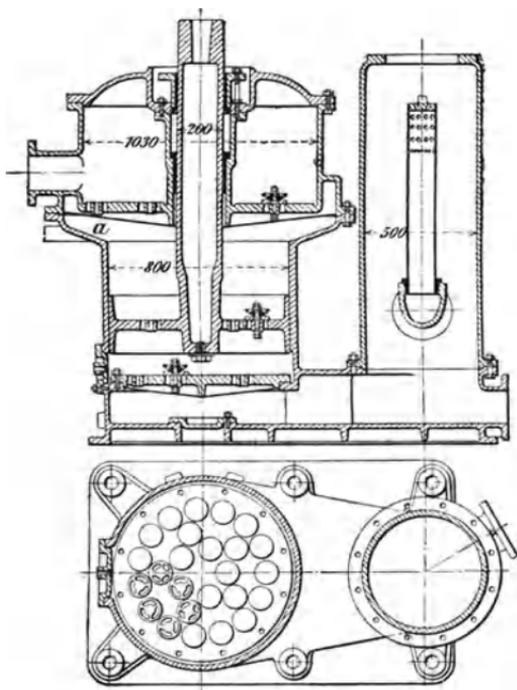


Fig. 611.

Klappen weniger geltend. Der Querschnitt des Saugschlitzes und die Zeitdauer der Eröffnung (mit Rücksicht auf Umlaufzahl) müssen jedoch so gewählt werden, daß das Wasser rechtzeitig eintreten und auch noch Luft abgesaugt werden kann; andernfalls ist eine besondere Luftzuführungsleitung erforderlich.

Eine in der Wirkungsweise der vorbesprochenen ähnliche liegende Kondensatorluftpumpe veranschaulicht Fig. 613. Die Pumpe arbeitet mit einem Tauchkolben, der sich in einem eingeschraubten Metallringe mit Labyrinthdichtung führt und, um einseitige Abnutzungen zu verhüten, so konstruiert ist, daß sein Gewicht demjenigen des von ihm verdrängten Wassers entspricht. Die Kautschukventile sind in besonderen, durch Schraubenstifte am Pumpengehäuse befestigten Platten untergebracht.

Fig. 614 zeigt eine unter Maschinenflur aufgestellte, liegende Kondensatorluftpumpe, deren Antrieb mittels zweiarmigigen Schwinghebels von der verlängerten Kolbenstange des Niederdruckzylinders einer liegenden Verbunddampfmaschine aus erfolgt. Die Abbildung läßt gleichzeitig den Kreuzkopf der durchgehenden Kolbenstange, sowie die am hinteren Cylinderdeckel und ferner auf einer Säule befestigte einseitige Schlittenführung des Kreuzkopfes erkennen.

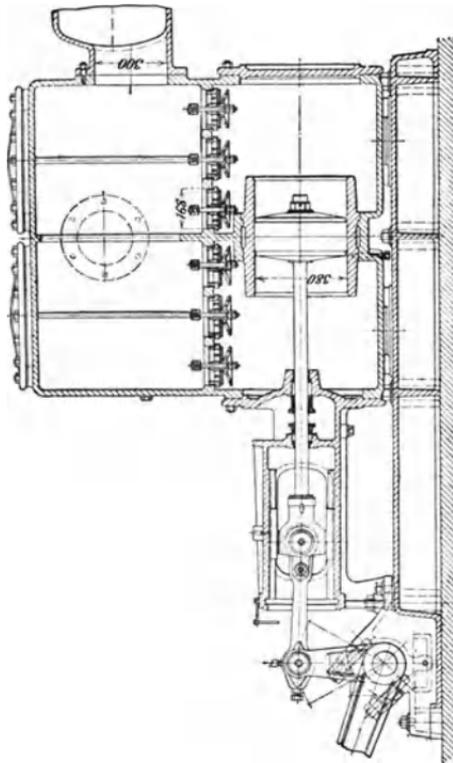
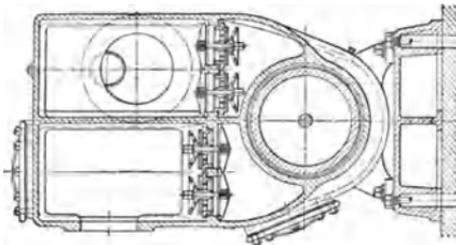


Fig. 612.



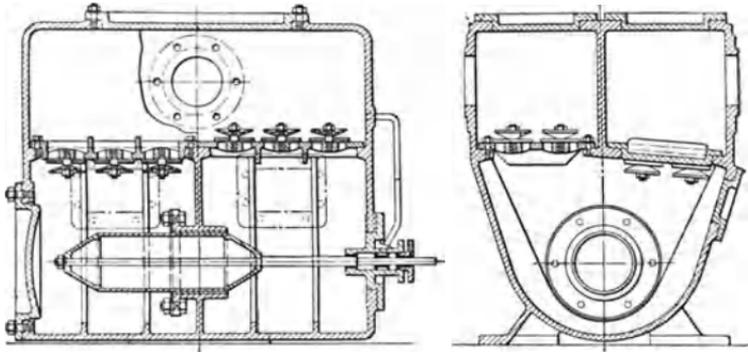


Fig. 613.

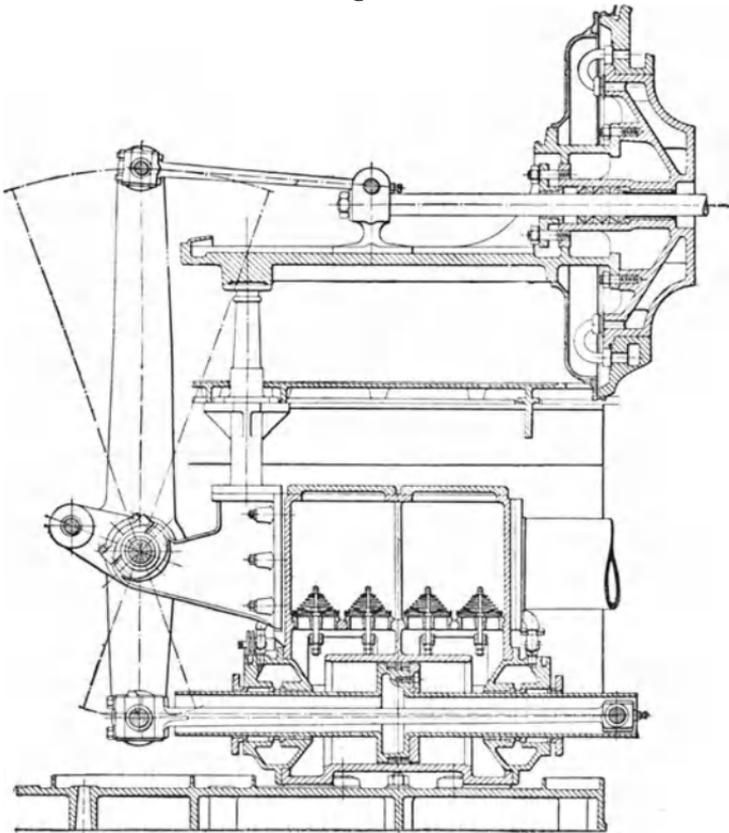


Fig. 614.

F. Anordnungen der Dampfmaschinen.

Eine liegende Eincylinderdampfmaschine mit Außenkurbel und Schiebersteuerung (Bauart Rider) der Maschinenfabrik Germania in Chemnitz zeigen Fig. 615 bis 618. Die Maschine hat nachstehende Hauptabmessungen:

Cylinderdurchmesser	350 mm,
Kolbenhub	500 „
Minutliche Umlaufzahl	150
Schwungrad- {	Durchmesser . . . 2600 mm,
{	Kranzbreite . . . 450 „

Der an die Rundführung mit centrischer Cylinderbefestigung sich anschließende einseitige Balken liegt mit seiner unteren Fläche auf dem Fundament, außerdem werden Führung sowohl wie auch der mit einem Dampfmantel zusammengegossene Cylinder am hinteren Ende je durch einen Fuß gestützt.

Die vordere Cylinderwand ist geschlossen hergestellt und nur mit einer kleinen, der Bohrspindel entsprechenden Öffnung versehen, in welche der Stopfbüchseinsatz zu liegen kommt.

Der Frischdampf strömt von unten in den mit dem Cylinder verschraubten Schieberkasten, aus diesem auch in den Mantel des ersten, sowie in denjenigen des vorderen Cylinderdeckels.

Das mit dem Balken aus einem Stück gegossene Kurbellager hat gußeiserne, mit Weißmetall gefütterte Schalen, von denen die beiden Seitenschalen durch je einen breiten Zugkeil nachstellbar sind. Auch der Kurbelzapfen ist von gußeisernen, mit Weißmetall gefütterten Schalen umgeben.

Andere Einzelteile der Maschine, wie Schieberstangenführungen, Excenterstangen, Schubstange, Kreuzkopf, Regulatorantrieb u. s. w. sind aus den Abbildungen ersichtlich.

Eine liegende Verbundmaschine der Maschinenfabrik L. Láng in Budapest mit auslösender Ventilsteuerung nach Collmann ist in Fig. 619 bis 621 wiedergegeben. Der Hochdruckcylinder hat 725 mm, der Niederdruckcylinder 1150 mm Bohrung; der Kolbenhub beträgt 1000 mm, die normale Umlaufzahl der Maschine 125 in der Minute. Sie leistet bei 9 atm Einströmungsspannung und 14facher Gesamtexpansion 1200 PS_i.

Der Rahmen der Maschine liegt mit seinem bajonettförmig gehaltenen Teile auf dem Fundament; die gebohrte Rundführung wird nach hinten durch einen Fuß gestützt. Mit dem Rahmen ist centrisch ein die Kurbel und Schubstange umhüllender gußeiserner Ölfang verbunden. Die Schubstangenköpfe sind beiderseits geschlossen.

Beide Cylinder sind mit Dampfmänteln zusammengewachsen, die von dem Arbeitsdampf des betreffenden Cylinders geheizt werden. Die Einlaß- und Auslaßventile des Hochdruckcylinders wie auch die Einlaßventile des Niederdruckcylinders sind zweiseitig, die Auslaßventile des letzteren dagegen viersitzig ausgeführt.

Die Steuerung der Einlaßventile beider Cylinder (Fig. 621) ist bereits auf S. 655/56 beschrieben; die dort an Hand der Fig. 596 be-

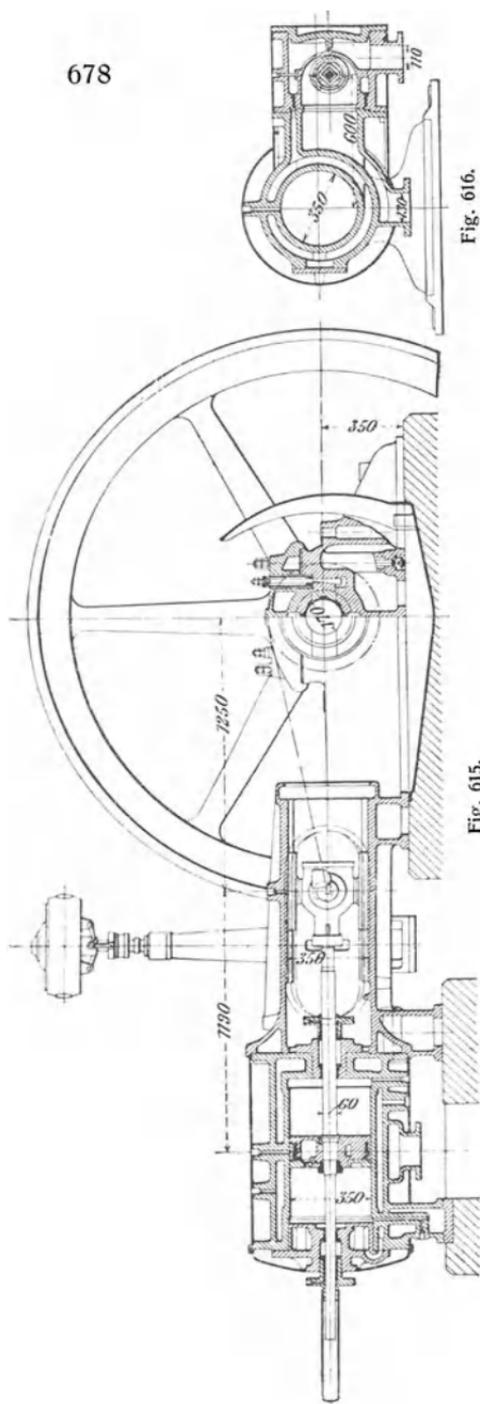


Fig. 615.

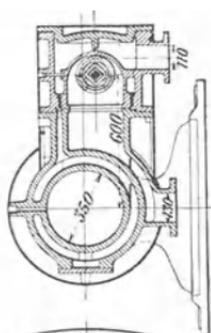


Fig. 616.

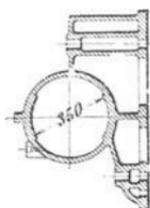


Fig. 618.

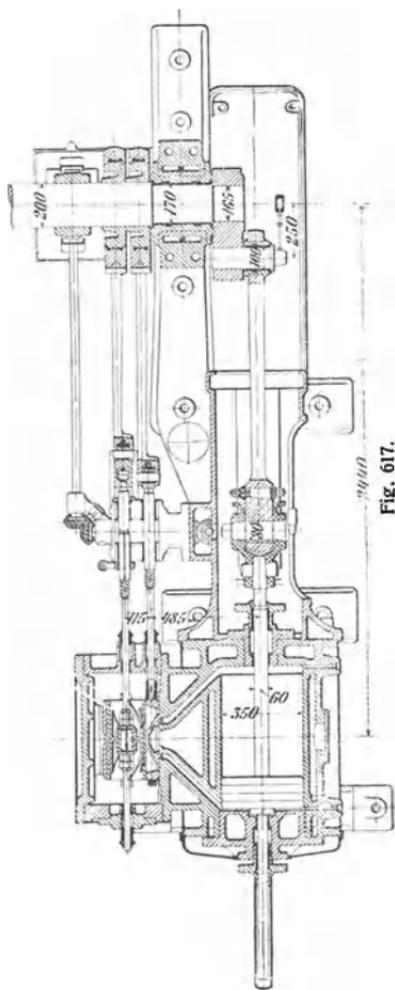
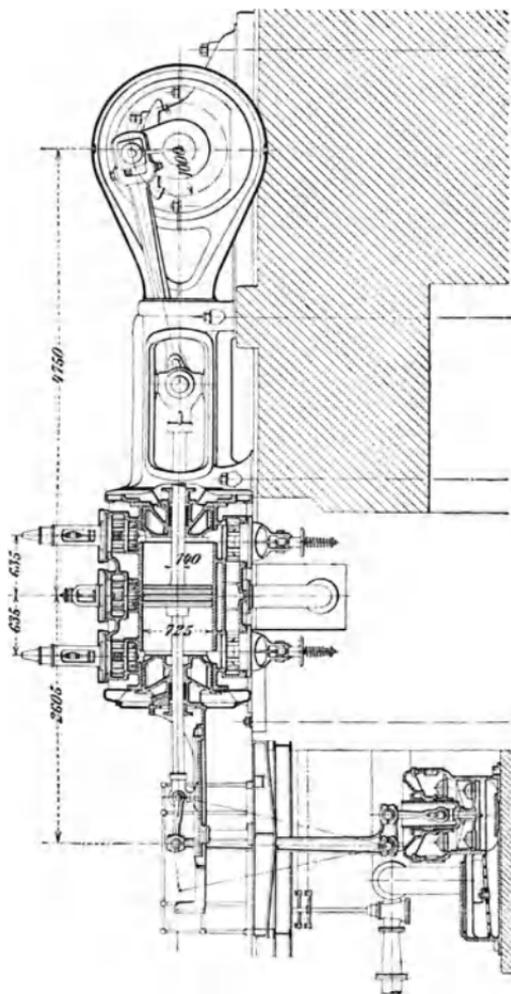


Fig. 617.

sprochenen Einzelteile der Steuerung sind in Fig. 621 mit gleichen Buchstaben bezeichnet.



Die Ausströmventile werden von besonderen Excentern gesteuert; dieselben sind derart auf der durch konische Räder von der Kurbelwelle aus angetriebenen Steuerwelle befestigt, daß sich infolge Verdrehung der Excenterscheibe bzw. Längenveränderung der Excenterstange Kompression und Vorausströmung des Dampfes verändern lassen.

Der Hebel *m* (Fig. 621) jedes Ausströmventiles trägt eine gehärtete Rolle *n*, die auf der unteren Fläche des Daumens *o* rollt. Bei der

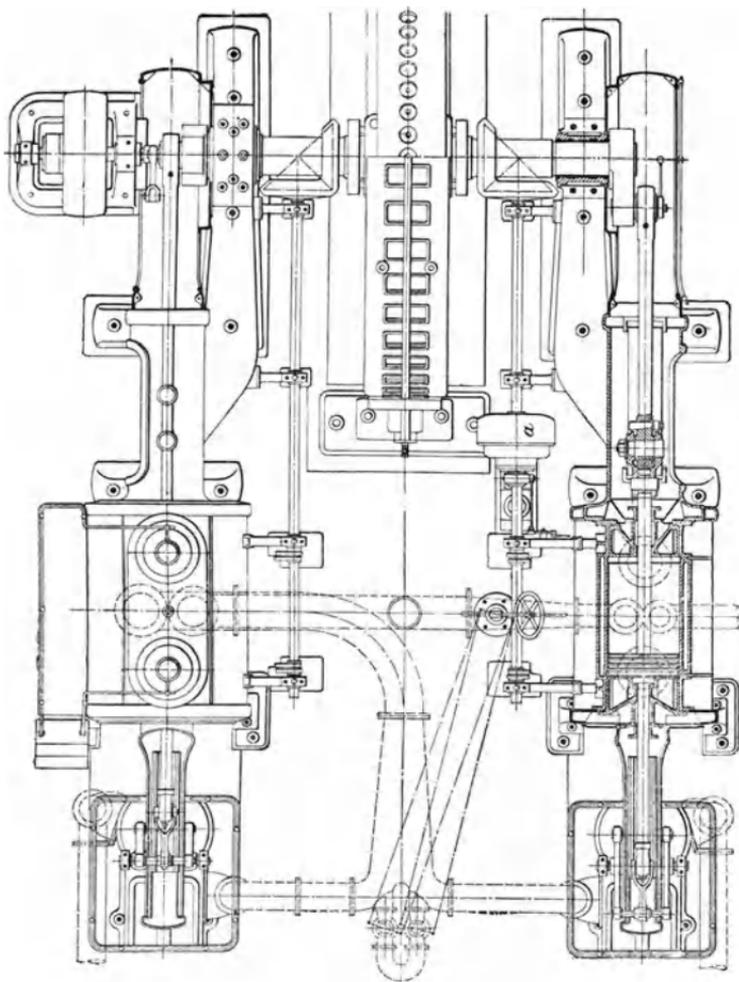


Fig. 620.

tiefsten Lage desselben findet keine Berührung mit der Rolle statt, und das Ventil bleibt geschlossen. Dasselbe beginnt sich zu öffnen, sobald der Daumen nach außen schwingt und mit der Rolle in Berührung kommt; es bleibt dann geöffnet, bis der Daumen in seine Innenlage zurückgelangt ist.

Der unmittelbar auf der zum Hochdruckcylinder gehörigen Steuerwelle befestigte Federregulator *a* (Fig. 620) liegender Bauart ist mit

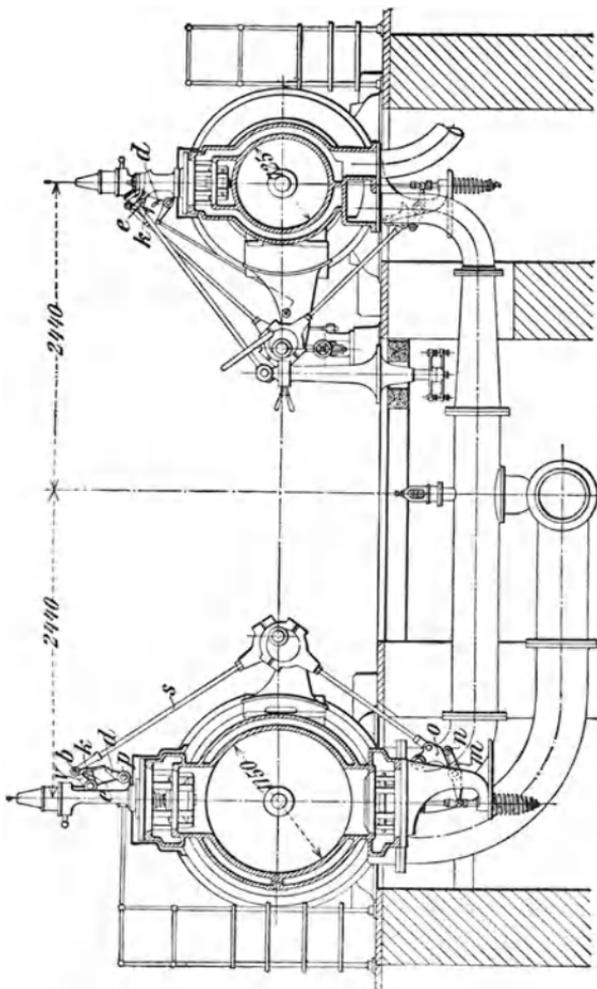


Fig. 621.

Pendeln ausgerüstet, die beim Ausschwingen mittels Schneiden auf eine Schraubenfeder von rechteckigem Querschnitt wirken. Die Bewegungen der Regulatorhülse werden durch Hebel und Verbindungsstange der Stange *p* (Fig. 621) mitgeteilt, auf der die zum Auslösen der Steuerklinken *k* dienenden Daumen *d* befestigt sind.

Unter dem Maschinenraum liegen zwei einfachwirkende, stehende Luftpumpen, die von den durchgehenden Kolbenstangen der Cylinder mittels Lenkstangen und Winkelhebel angetrieben werden. Beide Luftpumpen sind mit leicht zugänglichen Metallventilen ausgerüstet, von denen die Saugventile in einem seitlich angeordneten, mit dem Pumpenkörper aus einem Stück gegossenen Kasten untergebracht sind. Der eingeschliffene Kolben hat gleichfalls aus Metall hergestellte Ventile. Der an die Abdampfleitung des Niederdruckcylinders anschließende Kondensator ist durch eine Zwischenwand in zwei Hälften geteilt; jede mit besonderem Einspritzrohr und Regulierhahn versehene Hälfte steht durch eine Leitung mit einer der beiden Luftpumpen in Verbindung.

Zum Anlassen und Abstellen der Maschine dient ein mittels Handrad und konische Räder bewegtes Doppelsitzventil am Hochdruckcylinder.

Bei stehenden Dampfmaschinen erfolgt die Stützung der Cylinder in der Regel durch einseitige Ständer mit ebenen Gleitbahnen und — auf der Vorderseite der Maschine — durch zumeist schräg stehende, geschmiedete oder gegossene Säulen, die mit der Grundplatte und mit dem entsprechend ausgebauten Cylinderflansch oder einem am Cylinder angegossenen Tragarm verbunden werden. Die Ständer erhalten hierbei runde kragenförmige Anschlußflansche, auf die die Cylinder centrisch aufgesetzt werden, oder aber es werden die letzteren mit einem hinteren kastenförmigen Ansatz unmittelbar (ohne Kragen) auf die Ständer gestellt.

Die erstgenannte Anordnung findet sich bei der auf Tafel VI dargestellten stehenden Kondensations-Verbundmaschine mit Schiebersteuerung der Maschinenbau-A.-G. Nürnberg in Nürnberg. Die Maschine hat Cylinder von 550 bzw. 860 mm Durchmesser und 550 mm Hub; sie leistet mit 125 Uml/min und 10 kg/qcm Spannung des Einströmdampfes 300 bis 450 PS_n.

Die Cylinder sind mit ihren Mänteln in einem Stück gegossen. Der Mantel des Hochdruckcylinders kann mit frischem Dampf geheizt werden, während der Mantel des Niederdruckcylinders vom Aufnehmerdampf durchströmt wird.

Der Hochdruckcylinder wird durch zwei ineinander geführte Kolbenschieber aus Tiegelguß gesteuert, von denen der innere Expansionschieber — ein Rider-Spaltschieber — von einem kräftigen Federregulator verstellt wird, der Veränderungen der Umlaufzahl der Maschine während des Ganges um mindestens $\pm 5\%$ gestattet.

Zur Sicherung des Betriebes bei eintretender gänzlicher Entlastung ist ein Schnellschlußventil vor dem Absperrventil eingeschaltet; dasselbe wird mittels Hebels und Gestänge vom Regulator derart gesteuert, daß der Dampf bei 0,9 des Muffenhubes gedrosselt und bei höchster Stellung des Regulatormuffs vollständig abgesperrt wird. Die Spindel des Schnellschlußventiles hat keine Stopfbüchsen, sondern ist, damit die Bewegungswiderstände möglichst gering ausfallen, dampfdicht in die Führungsbüchse eingeschliffen.

Der Niederdruckcylinder hat Kolbenschiebersteuerung mit gelidertem Schieber und Trick-Kanal für doppelte Einströmung. Die Gewichte des Grundschiebers am Hochdruckcylinder und des Schiebers am Niederdruckcylinder sind durch Entlastungsvorrichtungen aufgehoben. Durch Einschaltung eines Wechsellventils kann die Maschine mit oder ohne Kondensation arbeiten.

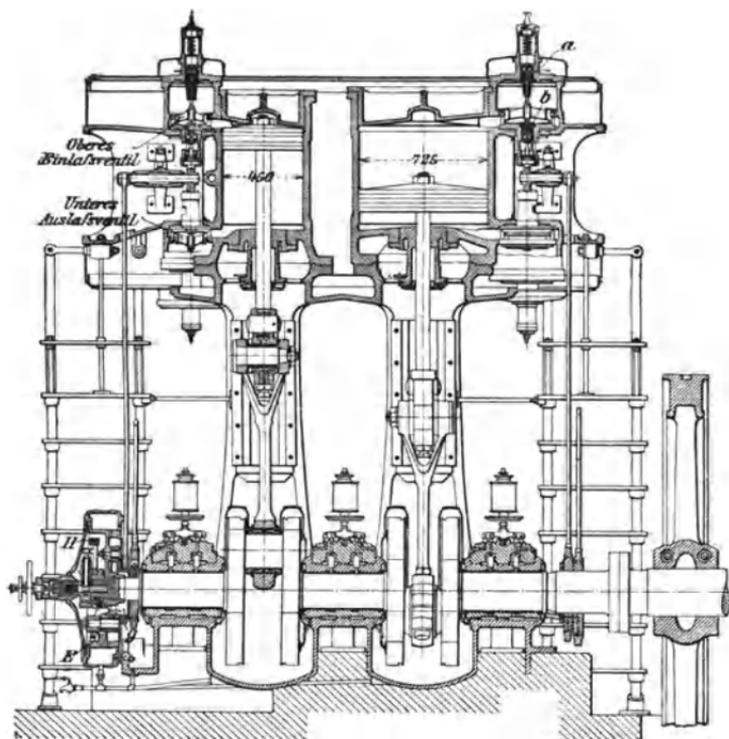
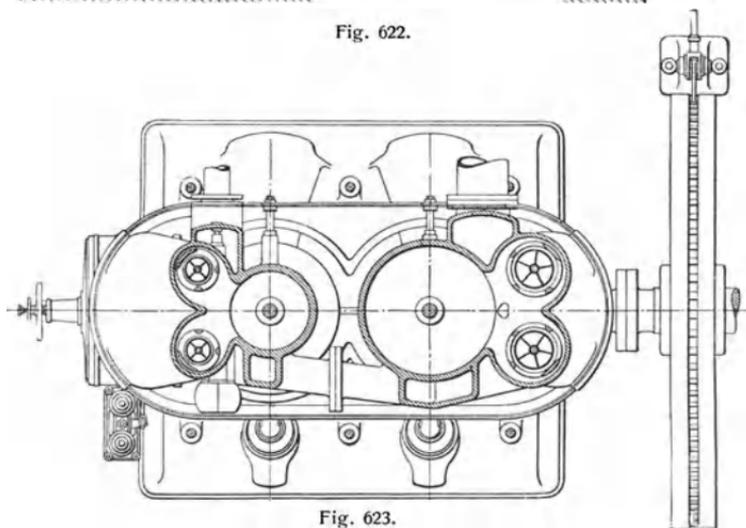


Fig. 622.



Die stehende Luftpumpe ist unter Maschinenflur angeordnet und wird vom Kreuzkopfzapfen des Hochdruckcyinders durch Lenker und Schwinghebel angetrieben; sie wirkt doppelt saugend und einfach drückend.

Zur Schmierung der Cylinder und Schieber dienen zwei Mollerup-Apparate; alle anderen beweglichen Teile der Maschine werden von Centralschmierapparaten aus bedient. Das verbrauchte Öl wird in den Öltrögen an der Grundplatte aufgefangen und von hier einem Sammelgefäß zugeführt.

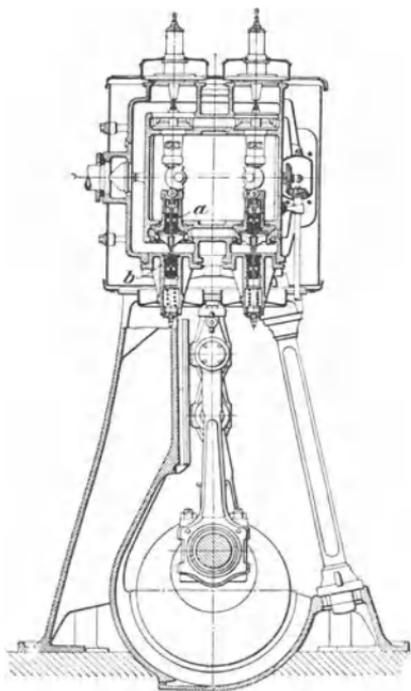


Fig. 624.

Eine stehende Verbunddampfmaschine mit zwangsläufiger Ventilsteuerung nach Lentz lassen Fig. 622 bis 625 erkennen.

Die von Gebr. Meer in M. Gladbach erbaute Maschine hat 450 bzw. 725 Cylinder-Durchmesser und 450 mm Hub; sie leistet mit 200 Uml/min normal 200 PS.

Die Ständer der Maschine sind mit der Grundplatte in einem Stück gegossen; zur Versteifung derselben dienen noch zwei vor den Cylindern angeordnete Säulen.

Eine Eigentümlichkeit der Maschine besteht darin, daß sich an derselben keine einzige nachziehbare Stopfbüchse befindet. Jede mit einer Anzahl von Querrillen versehene Ventilspindel wird in einer oberen und unteren Büchse *a* bzw. *b* (Fig. 622) geführt und abgedichtet, in deren mittlere Aussparungen das vom Ventilraume aus durchdringende Gemisch von Dampf, Wasser und Öl gelangt und von hier je durch ein Röhrchen abgeführt wird.

Damit sich die Spindel überhaupt nicht in der Führung reibt und bei ungleicher Wärmedehnung beider Teile ein Festsetzen der Spindel bzw. ein Hängenbleiben des Ventiles vermieden wird, ist erstere von vornherein nicht straff, sondern leicht in die Führung eingepaßt.

Die Kolbenstangen sind von Dichtungsringen der in Fig. 244 (S. 265) dargestellten Art umgeben; ein Anpressen irgendeiner Packung an die abzudichtende Stange, wodurch Reibung und Abnutzung verursacht werden, findet hierbei nicht statt.

Zur Füllungsänderung im Hochdruckcylinder dient ein auf der Kurbelwelle sitzender, mit Trägheitsring versehener Flachregler — sog. Beharrungsregler. Das Prinzip, nach welchem dieser Regler

arbeitet, besteht darin, daß die bei Belastungsänderungen der Maschine auftretende Trägheit einer die Drehbewegungen der Maschine mitmachenden Ringmasse zur Einstellung der Steuerung auf die entsprechende Füllung benutzt wird.

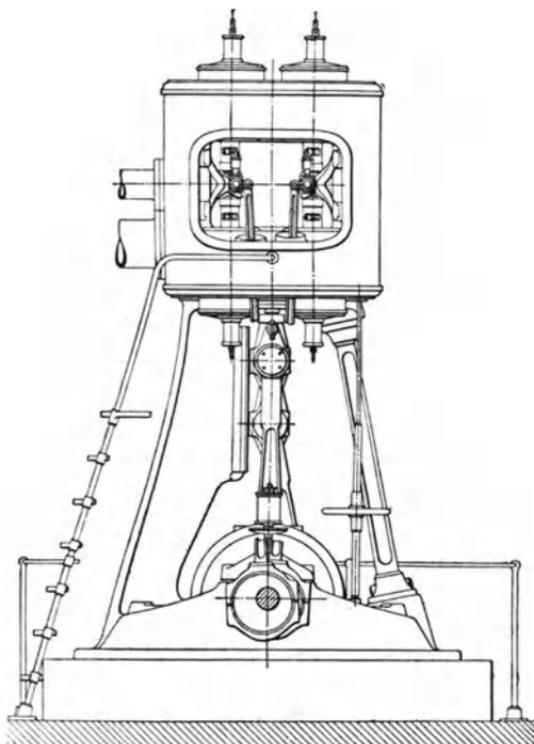


Fig. 625.

Ein Schema des Reglers zeigt Fig. 626. Er besteht aus dem auf der Welle befestigten Pendelträger *A*, an dem mittels Bolzen die Pendelgewichte *C* drehbar befestigt sind. Letztere sind durch Schließen *D* mit dem auf die Welle lose aufgeschobenen Trägheitsring *E* gelenkartig verbunden. Dem durch die Pendelfliehkkräfte entwickelten, eine Verdrehung des Ringes anstrebenden Drehmomente wirkt das durch die Spannung einer kreisförmig gewundenen Biegungsfeder *J* erzeugte statische Moment entgegen. Die Feder *J* ist einerseits an dem Schwungring *E*, andererseits mit dem Pendelträger *A* verbunden.

Die Wirkungsweise dieses Reglers, welche an dem Schema verfolgt werden kann, ist folgende:

Beim Stillstand der Maschine sind die Pendel zusammengeklappt, und der Schwungring befindet sich in seiner Ruhelage.

Beim Anlassen der Maschine wird der Trägheitsring durch die Feder so lange mitgenommen, bis bei zunehmender Drehgeschwindigkeit die Pendel ausfliegen. Die Feder wird nunmehr gespannt, der Beharrungsring, der bereits die Geschwindigkeit der Maschine angenommen hat, zurückgezogen und das mit ihm in der Fig. 622 ersichtlichen Weise verbundene Einlaßexcenter g auf die entsprechende Füllung eingestellt.

Ist die von der Maschine entwickelte Leistung gleich der von ihr abgegebenen, so halten die Pendelfliehkkräfte der Federspannung das Gleichgewicht; der Trägheitsring hängt frei zwischen der Feder und den Pendeln und macht die Drehung der Maschine mit.

Nimmt aber bei einer Mehrbelastung der Maschine die Geschwindigkeit derselben ab, so eilt die Ringmasse infolge ihrer Trägheit vor, veranlaßt — im Vereine mit der tangential wirkenden Massenträgheit der Pendel — ein Zusammenziehen derselben und stellt eine größere Füllung ein. Bei einer Entlastung der Maschine tritt der gleiche Vorgang in umgekehrtem Sinne auf; der Ring bleibt zurück, die Pendel fliegen aus, die Feder wird mehr gespannt und die Füllung verringert.

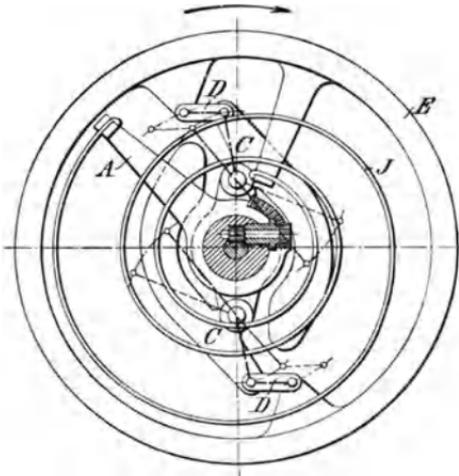


Fig. 626.

Dieser Regler besitzt, da er schon dann, wenn eine Geschwindigkeitsänderung erst angestrebt ist, und nicht erst dann, wenn dieselbe schon vollzogen ist — wie letzteres bei gewöhnlichen Flachreglern der Fall ist —, zu verstellen beginnt, fast gar keine Unempfindlichkeit; da ferner die Regulierung schon in verschwindend kurzer Zeit vollendet ist, so bleibt der Maschine viel zu wenig Zeit, um ihre Massen entsprechend zu beschleunigen, und es ist daher ein Überregulieren vollständig ausgeschlossen.

Bei dem in Fig. 622 ersichtlichen Flachregler ist der Trägheitsring E in einem besonderen, durch einen Deckel geschlossenen Gehäuse untergebracht. Um die Umlaufzahl der Maschine während des Ganges verändern zu können, ist die Feder hier nachstellbar angeordnet und zu dem Zwecke nicht unmittelbar an dem Pendelträger, sondern an einem an dessen Nabe aufgesteckten Arme H befestigt. An demselben befindet sich ein Zahnbogen, in den die Zähne eines mit Kegel- bzw. Stirnrad an den Enden versehenen Bolzens eingreifen, der mittels einer zweiteiligen Büchse in dem Pendelträger gelagert ist. Eine in das genannte Stirnrad eingreifende Zahnstange läßt sich mittels eines Handrades in axialer Richtung der Kurbelwelle verschieben und damit die Feder mehr oder weniger spannen.

Besonderes Interesse bietet auch die Schmierung der Maschine.

Cylinder, Stopfbüchsen, Geradföhrung und Kreuzkopfpapfen werden unter Druck von einer achtstufigen Pumpe aus geschmiert, die, wie Fig. 627 erkennen läßt, einen doppelten, je vierstufigen Tauchkolben aufweist, der vom Auslaßexcenter des Hochdruckcylinders aus hin und her bewegt wird. Das Öl wird den Cylinderkammern durch einen mit 8 Abflußstellen und Hähnen versehenen Verteiler in sichtbaren und regelbaren Tropfen zugeführt.

Die Kurbelwellenlager, Kurbelzapfen und Excenter — mit Ausnahme des Einlaßexcenters für den Hochdruckcylinder — werden von den an den Lagerdeckeln befestigten, mit Verteilern versehenen Schmiervasen aus mit Öl versehen.

Der Regler mitsamt dem Einlaßexcenter für den Hochdruckcylinder ist durchweg mit Central-schmierungen versehen, denen das Öl von einer an der Reglerverschalung befestigten Schmiervase aus durch Rohre und Bohrungen zufließt.

Die Lentz-Ventilsteuerung ist bereits S. 659 u. ff. besprochen worden. (Über den Kraftbedarf dieser Steuerung s. S. 661 u. ff. bezw. Tafel V.)

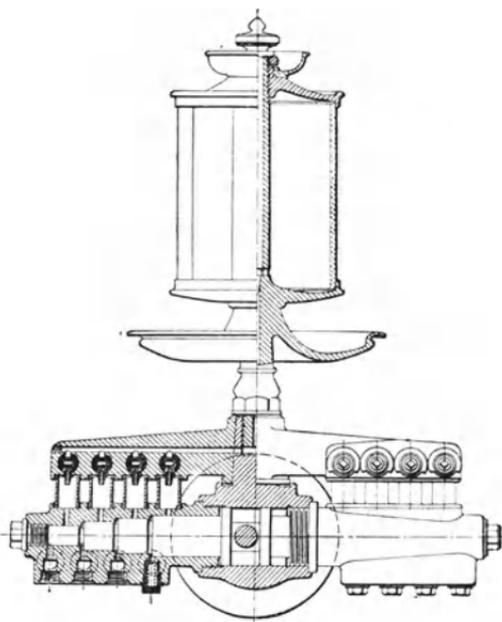


Fig. 627.

G. Abwärmedampfmaschinen¹⁾.

In der gewöhnlichen Dampfmaschine kann die Expansion nur bis zum praktisch erreichbaren Vakuum (80% bis 90%) heruntergetrieben werden. Dabei herrscht im Kondensator eine Temperatur von etwa 60° bis 45°, während das zum Niederschlagen des Dampfes benutzte Kühlwasser in der Regel eine Temperatur von etwa 15° besitzt.

Das Gefälle zwischen Kondensator- und Kühlwassertemperatur (60° auf 15°) ist durch die Dampfmaschine nicht ausnutzbar, wohl aber kann dasselbe durch Flüssigkeiten verwertet werden, die bei niederen Temperaturen sieden, deren Dämpfe somit bei den in Frage kommenden

¹⁾ Vergl. E. Josse: „Mitteilungen aus dem Maschinenlaboratorium der Kgl. technischen Hochschule zu Berlin“; München und Leipzig 1899, R. Oldenbourg.

Temperaturen schon erhebliche Drücke aufweisen. Zu diesen Flüssigkeiten gehört u. a. die schweflige Säure (SO_2); sie ist, da ihre Dampfspannungen bei den in Betracht kommenden Temperaturen innerhalb solcher Grenzen liegen, die konstruktiv leicht zu beherrschen sind, für die Nutzbarmachung der im Abdampf (bei Auspuffmaschinen) oder im Kühlwasser des Kondensators (bei Kondensationsmaschinen) noch zur Verfügung stehenden Wärmemenge besonders geeignet.

Aus den in Fig. 628 dargestellten Kurven sind die bei der Abdampfverwertung in Betracht kommenden Temperaturen und die denselben entsprechenden Kondensatorspannungen und Drücke für gesättigte

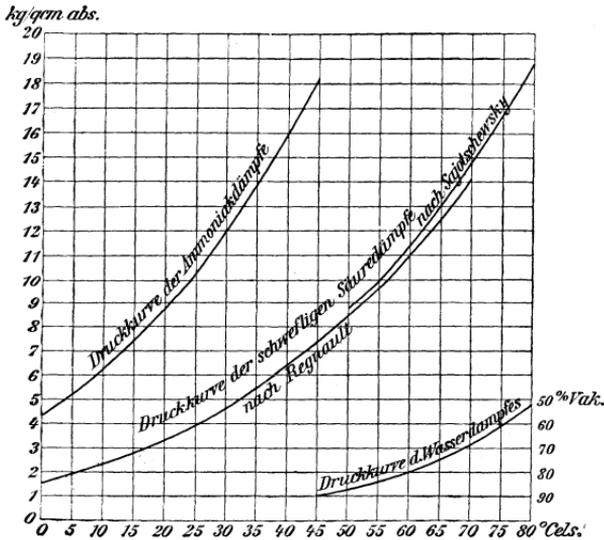


Fig. 628.

Dämpfe der schwefligen Säure und ferner von Ammoniak zu entnehmen. (Die Angaben der Forscher weichen in bezug auf die Dampfspannungen der SO_2 -Dämpfe etwas voneinander ab.)

Bei einem Vakuum im Kondensator von z. B. 80%, also bei einer Temperatur von 60°, haben die SO_2 -Dämpfe einen Druck von 11 kg/qcm (absolut), bei der Kühlwassertemperatur von 15° einen solchen von 2,87 kg/qcm (abs.). Sie können deshalb in einem Cylinder, indem sie von 11 auf 2,87 kg/qcm expandieren, Arbeit verrichten. Die zur Erzeugung der Kaltdämpfe im Kondensator gewöhnlicher Dampfmaschinen zur Verfügung stehende Wärmemenge ist erheblich, da in der Maschine selbst im wesentlichen nur die der geleisteten Arbeit äquivalente Wärme, abgesehen von Strahlungsverlusten, verschwindet. Bei dem geringen thermischen Wirkungsgrade der Dampfmaschine (vergl. S. 602 u. ff.) ist die im Kondensator abzuführende Wärmemenge daher nur wenig kleiner wie die der Maschine im Frischdampf zugeführte.

Im Anschluß an eine Kondensationsdampfmaschine ergibt sich der Arbeitsvorgang der Abwärmemaschine an Hand des in Fig. 629 dargestellten Schemas.

A ist eine Dampfmaschine, deren Abdampf in einem Oberflächenkondensator B niedergeschlagen wird. Die Kondensation erfolgt jedoch nicht durch Kühlwasser, sondern beispielsweise durch schweflige Säure unter gleichzeitiger Verdampfung derselben.

Die so entwickelten SO_2 -Dämpfe leisten in einem besonderen Arbeitszylinder C mechanische Arbeit, indem sie auf einen Druck

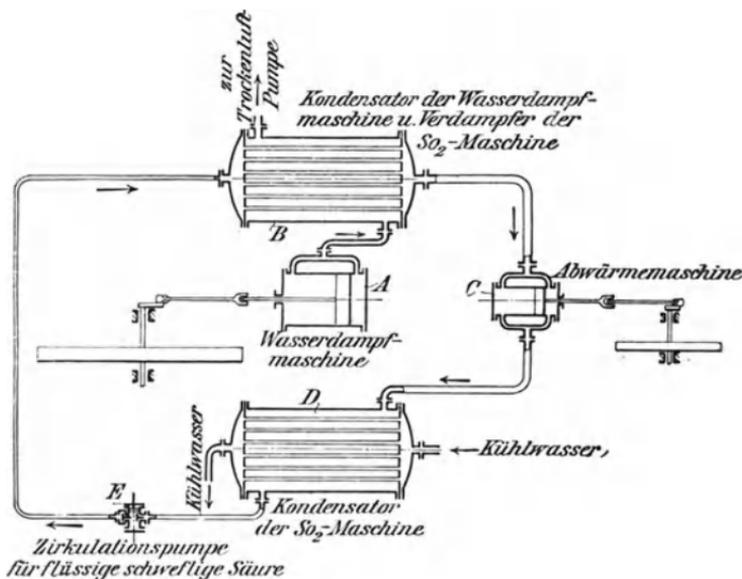


Fig. 629.

herunter expandieren, der etwa der Temperatur des Kühlwassers entspricht. Unter diesem Gegendruck werden die Dämpfe in einen zweiten Oberflächenkondensator befördert und dort durch Kühlwasser wieder verflüssigt.

Die flüssige schweflige Säure wird dann aus dem Kondensator durch eine kleine Pumpe E in den Verdampfer zurückgebracht und beginnt ihren Kreislauf von neuem. Es findet somit, abgesehen von Verlusten durch etwaige Undichtigkeiten, kein Verbrauch des Arbeitsmittels statt.

Für praktische Ausführungen wird man zweckmäßig den Kalt dampfzylinder mit der Dampfmaschine unmittelbar kuppeln, so daß er auf dieselbe Kurbelwelle wie die letztere arbeitet, oder aber es wird die Kalt dampfmaschine als für sich bestehende selbständige Maschinenanlage ausgeführt, die den Abdampf von einer oder von mehreren Dampfmaschinen ausnutzt.

Im ersteren Falle dürfte es sich empfehlen, die mit der Abwärmemaschine zu vereinigende Dampfmaschine als Zweifach-Verbundmaschine auszuführen und als dritten Cylinder den Abwärmecylinder hinzuzufügen.

Allerdings müssen bei einem solchen Zusammenbau die Raumverhältnisse der Dampfzylinder etwas anders wie sonst üblich gewählt werden.

Dadurch, daß man eine höhere Dampf-Kondensatorspannung zugrunde legen wird (etwa $0,3 \text{ atm} = 70\%$ Vakuum), fällt der Niederdruckzylinder dem Raume nach erheblich (etwa 30%) kleiner aus wie bei gewöhnlichen Maschinen; auch der hinzukommende Kaltdampfzylinder kann infolge des hohen mittleren Druckes des SO_2 -Diagrammes (etwa $3,5 \text{ kg/qcm}$) einen verhältnismäßig kleinen Durchmesser erhalten.

Derartige größere, mit hoch überhitztem Dampf betriebene Maschinen von etwa 1200 bis 2000 PS_n , würden nach den jetzt vorliegenden Erfahrungen etwa 3 bis $3,3 \text{ kg}$ Dampf für 1 PS_i/std gebrauchen.

Versuche, die von Prof. Josse an einer im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule zu Berlin für Lichtbetrieb dienenden Dreifach-Verbundmaschine von 150 PS_n nach Anfügen eines Kaltdampfzylinders mit überhitztem Dampf von etwa 300^0 angestellt wurden, ergaben als günstigsten Dampfverbrauch der Dampfmaschine allein 5 kg für 1 PS_i/std . Die Abwärmemaschine leistete hierbei noch $34,2\%$ der Dampfmaschinenarbeit. Der Dampfverbrauch der vereinigten Maschine von 218 PS_i Gesamtleistung verringerte sich infolge der hinzugekommenen Leistung des Abwärmecylinders auf $3,74 \text{ kg}$ für 1 PS_i/std .

Während in diesem Falle der SO_2 -Cylinder mit der Dampfmaschine zu einem einheitlichen Maschinensatz gekuppelt ist, besteht die 175 PS -Abwärmedampfmaschine der Centrale der Berliner Elektrizitätswerke in der Markgrafenstraße als selbständige Maschine für sich. Sie hat 450 mm Cylinderdurchmesser, 500 mm Hub und leistet bei 130 Uml/min normal 150 PS_n . Zum Antriebe dient der Abdampf einer der dort aufgestellten von der Kerkhoveschen stehenden Verbundmaschinen von 360 PS .

H. Der Indikator und seine Anwendung.

a) Bauart und Wirkungsweise des Indikators.

Um einen Einblick in die Arbeitsweise einer Dampfmaschine zu erhalten, bezw. um die Leistung (indizierte) derselben bestimmen zu können, bedient man sich des Indikators. Derselbe gibt über die in den Cylindern (bezw. dem Cylinder) der Maschine herrschenden Dampfdrücke für alle Stellungen der Arbeitskolben Aufschluß, indem er die ersten sowie die letzteren mittels Schreibstiftes auf dem Papierstreifen eines von irgendwelchem hin und her gehenden Teile (Kolbenstange, Kreuzkopf u. s. w.) der Maschine aus durch Schnurzug in Drehbewegung versetzten Cylinders (Papiercylinders) zur Darstellung bringt. Hierzu sind Rollen-Hubverminderer erforderlich, die zumeist am Indikator selbst angebracht werden. Der Schreibstift ist an dem einen Ende einer Geradführungsvorrichtung befestigt, die mittels Lenkstange von der Kolbenstange des Indikatorcylinders — bei senkrechter Stellung derselben — auf-, bezw. abwärts bewegt wird. Je nachdem sich die

Spannungen in dem betreffenden Cylinder der Dampfmaschine ändern, nimmt der mit demselben durch eine Rohrleitung mit eingeschaltetem Dreiwegehahn in Verbindung stehende Indikator Kolben, indem er eine über ihm liegende Feder mehr oder weniger zusammendrückt, entsprechende Stellungen ein, die mittels des Schreibstiftes auf den Papiercylinder übertragen werden.

Fig. 630 zeigt den von der Firma H. Mahak in Hamburg in den Handel gebrachten Crosby-Indikator, der auch bei hohen Umdrehungszahlen der Maschine noch brauchbare Diagramme liefert.

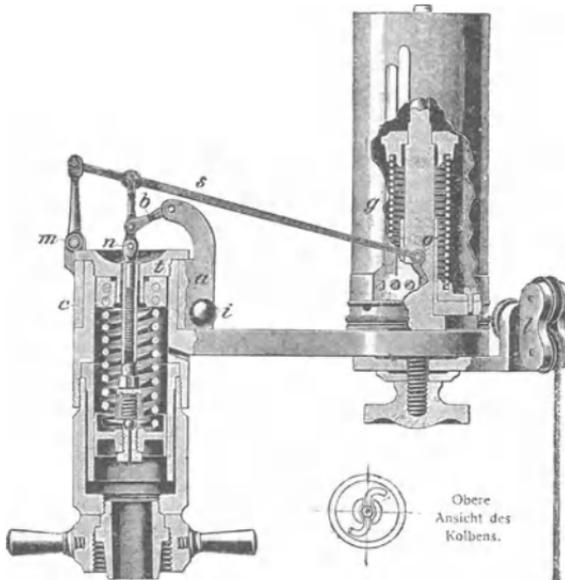


Fig. 630.

In dem zum Zwecke der Reinigung leicht herausnehmbaren, vom Dampf umspülten Cylinder bewegt sich ein dünnwandiger Kolben aus gehärtetem Werkzeugstahl, dessen Nabe die sog. Pfannenschraube aufnimmt, zwischen der und dem pfannenartig geformten Ende der Kolbenstange eine an der untersten Windung der doppelgängigen Kolbenfeder sitzende kleine Kugel gelagert ist. Durch diese Kugelgelenkverbindung zwischen Feder und Kolben soll jede etwa eintretende Achsenabweichung unschädlich gemacht und durch die centrale Druckaufnahme dem Kolben ein von jedem Seitendrucke freies Spiel gesichert werden.

Zur Aufnahme des Federkopfes dient ein Gewindezapfen des in den Indikatorcylinder eingeschraubten Deckels *t*, dessen centrale Bohrung — zur dauernd sicheren Führung der Kolbenstange — noch mit einer Stahlbüchse versehen ist.

Die aus Stahl hergestellte hohle Kolbenstange kann mittels eines über ihr unteres Sechskant geschobenen Hohlschlüssels bequem auf die geschlitzte Kolbennabe geschraubt werden, deren obere Kante sich dabei fest in eine entsprechende Rille der Kolbenstange einlegt.

Die Übertragung der Bewegung der Kolbenstange auf das Schreibzeug geschieht durch eine in die erstere behufs beliebiger Höhenlage der atmosphärischen Linie auf dem Papierstreifen mehr oder weniger tief eingeschaubte Spindel, deren oberes Ende n durch eine Lenkstange, an der auch das kurze, anderseits am Arme a der mittels eingeschraubten Griffes i drehbaren Hülse c sitzende Glied b angreift, mit dem Schreibhebel s gelenkig verbunden ist.

Die Geradföhrung des Schreibstiftes ist eine abgeleitete Storchschnabelübertragung, bei der die Punkte m , n und o stets in einer geraden Linie liegen, womit sich eine genaue Proportionalität zwischen Kolben- und Schreibstiftweg ergibt. Das Übertragungsverhältnis ist 1:6.

Der mit ein oder zwei Schnurrillen versehenen Papiertrommel g wird durch eine kurze nachstellbare Schraubenfeder eine der Kolbenbewegung proportionale Drehbewegung erteilt.

Die Schnurleitrollen l lassen sich nicht nur mit ihrem Arm verstellen, sondern auch um eine wagerechte Achse beliebig verdrehen, so daß die Schnur in jeder gewünschten Richtung geföhrt werden kann.

Der von Schäffer & Budenberg in Magdeburg-Buckau gebaute Thompson-Indikator (neuestes Modell, 1900) eignet sich ebenfalls zur Verwendung für Dampfmaschinen mit hohen Umdrehungszahlen.

Um die Papiertrommel des Indikators während des Betriebes ohne Aushängung eines in die Verbindungsschnur mit dem Kreuzkopf u. s. w. eingeschalteten Hakens anhalten zu können, werden Sperrvorrichtungen angeordnet. Besser ist die ohne jedes Gesperre arbeitende Anhaltevorrichtung von Maihak, bei der durch entsprechende Stellung eines auf der feststehenden Spindel des Papiercylinders sitzenden Knopfes mittels zwischengeschalteter Reibkupplung eine Verbindung oder ein Lösen der Trommel mit den in fortwährender Drehbewegung befindlichen Schnurrillen herbeigeföhrt wird, die in diesem Falle ohne sonstige Verbindung mit der Papiertrommel stehen.

Für fortlaufende Diagramme werden besondere Papiertrommeln verwendet, die ein selbsttätiges Vorrücken des Papierstreifens bei bewegter Trommel ermöglichen bzw. nach Auslösen einer Sperrklinke — was während des Ganges geschehen kann — wie gewöhnliche Trommeln arbeiten.

Mittels elektrischer Anrückvorrichtung läßt sich bei mehreren Indikatoren, wie sie zur genauen Untersuchung von Verbund- bzw. Mehrfach-Expansionsmaschinen nötig sind, ein gleichzeitiges Anrücken sämtlicher Schreibstifte an die Papiercylinder durch eine einzige Person bequem und sicher erreichen.

Die Indikatoren mit inneren Kolbenfedern sind störenden Einflüssen durch die jeweiligen Temperaturen des Arbeitsdampfes ausgesetzt, die sich bei hohen Dampfdrücken und bei Anwendung hoch überhitzten Dampfes besonders bemerkbar machen.

Um die Federn den Wärmeeinflüssen möglichst vollständig entziehen und dieselben auf möglichst gleicher Temperatur halten zu

können, werden sie außerhalb des Indikatorcyinders angeordnet, so daß ihre Temperatur nahezu derjenigen des sie umgebenden Luftraumes entspricht. Damit fallen sowohl für die Prüfung wie für die Benutzung alle Schwierigkeiten fort, die sich bei Indikatoren mit innerer Feder geltend machen, soweit der Temperatureinfluß hierbei in Frage kommt.

Fig. 631 zeigt einen Indikator mit außen und daher kühl liegender Feder nach der Ausführung von Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover. Der Federträger t stützt sich auf eine hohle Stahlsäule s ,

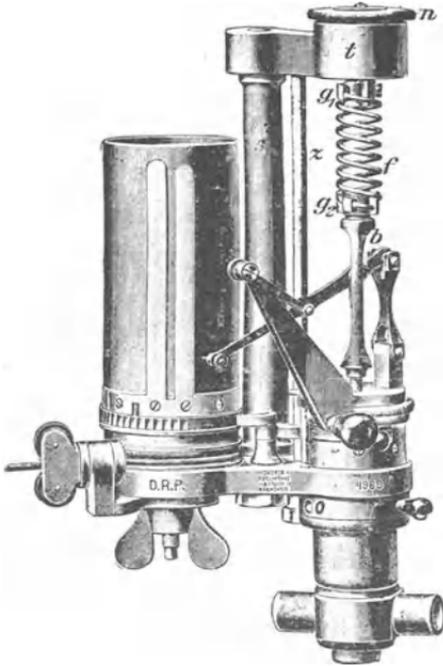


Fig. 631.

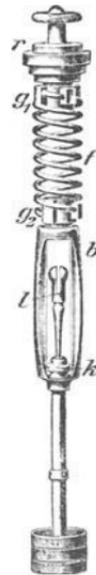


Fig. 631 a.

wobei das Kippmoment durch eine kräftig angezogene Zugstange z aufgehoben wird. Der Schraubenkopf r (Fig. 631 a) wird nach Entfernung der Druckmutter n mit der bei g_1 aufgeschraubten Feder f in den Träger t von oben eingesteckt, sodann auf das Gewinde g_2 am Bügel b der Kolbenstange k aufgeschraubt und hierauf die Druckmutter n fest angezogen.

Der geschlitzte Teil b der Kolbenstange nimmt die mit Kugeln geschlossene Lenkstange l des Schreibhebels auf.

Das Schreibzeug und die sonstige Anordnung dieses Indikators entsprechen den von Dreyer, Rosenkranz & Droop angefertigten Indikatoren mit inneren Kolbenfedern.

Auch der vorgenannte Thompson-Indikator der Firma Schäffer & Budenberg kann mit freiliegender Kolbenfeder geliefert werden.

Während die Schraubenfedern der vorbesprochenen Indikatoren auf Druck beansprucht sind, werden dieselben bei den neueren Indikatoren von Maihak und Stauß auf Zug beansprucht, womit eine erhebliche Verminderung der Kolbenreibung verbunden ist.

b) Indikatorversuche.

Um brauchbare Diagramme zu erhalten, ist an jedem Cylinderende je ein Indikator durch geeignete Verbindungsstücke (Knierohre, Hähne, Verschraubungen) mit dem Inneren des Dampfzylinders in Verbindung zu bringen. Nur in seltenen Fällen empfiehlt es sich, beide Cylinderseiten mit einem einzigen Indikator zu indizieren, der dann auf einen durch Bogenrohre mit den Cylinderenden verbundenen Dreiweghahn gesetzt wird. Man erhält im letzteren Falle die Diagramme rechts und links vom Kolben auf demselben Papierstreifen.

Nach Anbringung des mit einer kleinen Ausblaseöffnung versehenen Indikatorhahnes wird derselbe während des Ganges der Maschine zunächst so gestellt, daß alles Kondensationswasser aus den Verbindungsrohren entweichen kann, und nachdem sodann die dem Kesseldrucke entsprechende Feder in den Indikatorcylinder eingesetzt ist, dieser mit dem zugehörigen Hahn verschraubt.

Die Schnurverbindung des Indikators mit dem Rollen-Hubverminderer bezw. mit dem Kreuzkopf u. s. w. der Maschine ist in der Weise zu regeln, daß die Papiertrommel bei ihrer Drehbewegung auf keiner Seite anstößt. Die hierzu notwendige Verlängerung oder Verkürzung der Indikatorschnur, die aus besonders geeignetem Material hergestellt sein muß, wird durch kleine Holzplättchen mit drei oder vier Löchern, durch besondere Schnurspannerhaken oder dergl. bewirkt.

Der Papierstreifen ist derart auf die Trommel zu bringen, daß er überall glatt an denselben anliegt. Nach Einhängen der Schnur oder dergl. wird dann bei geschlossenem Indikatorhahn durch sanftes Aufdrücken des Schreibstiftes auf den Papierstreifen die atmosphärische Linie gezogen; hierauf wird der Hahn geöffnet, und da jetzt eine Verbindung des Indikatorzylinders mit dem zu untersuchenden Dampfzylinder hergestellt ist, durch abermaliges leichtes Andrücken des Schreibstiftes an den Papierstreifen das Diagramm genommen.

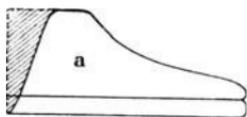
Nach Abstellen des Schreibstiftes wird der Hahn wieder geschlossen, darauf die Indikatorschnur ausgehakt oder dergl. (s. vorstehend), und nachdem der Diagrammstreifen von der nunmehr feststehenden Trommel entfernt ist, diese mit einem neuen Papierstreifen versehen.

Es empfiehlt sich bei Untersuchungen von Dampfmaschinen, eine größere Anzahl von Diagrammen unter allen möglichen Betriebsverhältnissen zu nehmen, um daraus für die Beurteilung der Maschine brauchbare Ergebnisse zu erhalten.

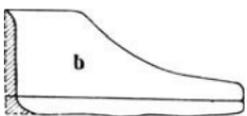
Der Verlauf der einzelnen Linien des Dampfdiagramms gibt über die Arbeitsweise der betreffenden Maschine genauen Aufschluß. Man erkennt aus dem Diagramm mittels des Federmaßstabes die Höhe der Einströmungs- und Ausströmungsspannung des Dampfes, den Beginn der Expansion, der Kompression, der Vor-Ein- und Vor-Ausströmung des Dampfes u. dergl. (vergl. S. 615 u. ff.).

Die nachstehenden Abbildungen (*a* bis *m*) geben eine übersichtliche Zusammenstellung fehlerhafter Diagramme. Die schraffierten Flächen derselben entsprechen den jedesmaligen Arbeitsverlusten der Maschine.

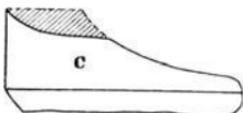
Zusammenstellung fehlerhafter Diagramme¹⁾.



Die Einströmung des Dampfes erfolgt zu spät.



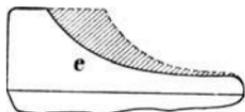
Die Einströmung des Dampfes erfolgt zu früh.



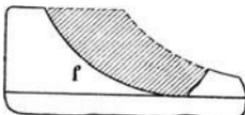
Der einströmende Dampf ist gedrosselt.



Die Füllungen auf beiden Cylinderseiten sind verschieden.



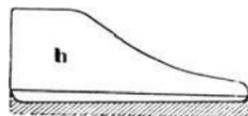
Der Schieber ist undicht.



Kurz vor Beendigung des Kolbenhubes strömt nochmals Dampf in den Cylinder.

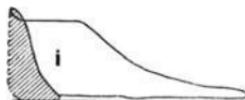


Die Ausströmung des Dampfes erfolgt zu spät.

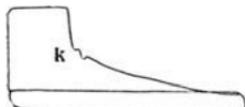


Die Gegendrucklinie liegt zu hoch.

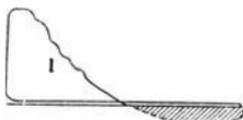
¹⁾ Vergl. P. H. Rosenkranz, „Der Indikator und seine Diagramme“, 6. Aufl. Berlin 1901, R. Gärtner.



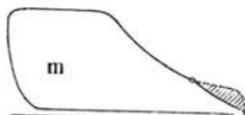
Die Kompression ist zu hoch.



Der Indikator Kolben hat sich oben festgeklemmt.



Der Indikator Kolben geht mit Reibung sprunghaft, oder es ist Wasser in der Leitung. Die Expansion ist zu weit getrieben.



Die Ausströmung des Dampfes erfolgt zu früh.

J. Dampfturbinen.

Die Dampfturbinen entbehren des Kolben- und Kurbelgetriebes gewöhnlicher Dampfmaschinen mit ihren hin und her gehenden bzw. rotierenden Massen; es sind Motoren von verhältnismäßig einfacher Bauart, die durch den gespannten Dampf — nach Art der Wasserturbinen — in rasche Umdrehung versetzt werden und nur einen geringen Aufstellungsraum erfordern. Wegen ihres ruhigen, stoßfreien und sehr gleichförmigen Ganges eignen sie sich besonders zum unmittelbaren Antriebe von Dynamomaschinen, wegen der großen Umdrehungszahl auch zum unmittelbaren Antriebe von Kreiselpumpen und Gebläsen.

In Deutschland sind bisher hauptsächlich die von de Laval in Stockholm und von Parsons in Gateshead erfundenen Dampfturbinen zur Ausführung gekommen.

Bei der Laval turbine wird der ganze Dampfdruck in einer einzigen Turbine — einstufige Dampfturbine — ausgenutzt, so daß sich für Umfangsgeschwindigkeit und Umdrehungszahl des zugehörigen Laufrades sehr hohe Zahlenwerte ergeben; bei der Parsonsturbine ist eine größere Anzahl von Einzelturbinen in einer gemeinsamen Kammer hintereinander gelagert — mehrstufige Dampfturbine —, wodurch der Dampfdruck in eine gleiche Anzahl von Unterstufen geteilt und so die Geschwindigkeit des Dampfes — infolgedessen auch die Umdrehungszahl der Turbinenwelle — wesentlich kleiner ausfällt als bei der Laval turbine. Letztere ist eine Axialturbine mit nur teilweiser Beaufschlagung; sie eignet sich vorzugsweise für kleinere Kräfte — etwa bis zu 300 PS_n —, während die als Vollturbine konstruierte Parsonsturbine bereits für Einzelleistungen bis zu 10 000 PS_n geliefert ist.

a) Dampfturbine von de Laval.

1. Allgemeine Einrichtung der Lavalturbine.

Die Fig. 632 und 633 ersichtliche Turbine der Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk bei Köln a. Rh., ist mit zwei auf der Abbildung nicht angegebenen Dynamos unmittelbar gekuppelt. Der Dampf wird, nachdem er einen Reiniger *a* und das von einem Achsenregulator eingestellte Drosselventil *b* durchströmt hat, dem auf einer biegsamen Welle *d* sitzenden Laufrade durch eine Anzahl (4 bis 12, je nach der Größe der Turbine) im Kreise angeordneter regelbarer Düsen (Fig. 634) zugeführt, die aus dem ringförmigen Kanal *c* gespeist werden. Zuzufolge der Konstruktion der kegelförmigen, am Ende cylindrisch erweiterten Düsen tritt der Dampf aus diesen, je nach seiner Spannung und je nachdem, ob Auspuff oder Kondensation vorgesehen, mit einer Geschwindigkeit

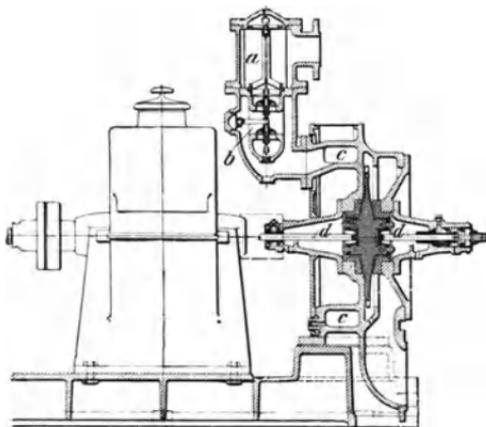


Fig. 632.

von 600 bis 1200 m/sek, entsprechend einer Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades von 300 bis 350 m/sek, so daß die Turbinenwelle, je nach der Größe des Motors, etwa 10 000 bis 30 000 minutliche Umdrehungen macht. Stirnräderübersetzungen bewirken eine 10- bis 13fache Übersetzung der Geschwindigkeit der Turbinenwelle ins langsame, so daß die zwei seitlich von der Turbinenachse angeordneten Vorgelegewellen d_1 bzw. d_2 (Fig. 633), auf denen die Kupplungen (unter Umständen Riemenscheiben) zur Bewegungsübertragung sitzen, etwa 750 bis 3000 minutliche Umdrehungen ausführen. Zur Führung der Vorgelegewellen dienen im vorliegenden Falle je zwei lange, mit Ringschmierung versehene Lager, deren aus Rotguß gefertigte Schalen mit Weißmetall gefüttert sind. In gleicher Weise erfolgt die Führung der Turbinenwelle *d* außerhalb des

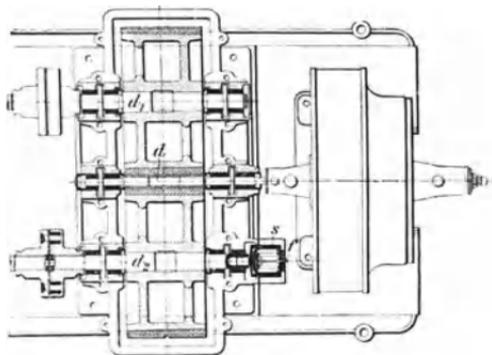


Fig. 633.

Turbinengehäuses durch zwei lange Lager mit Ringschmierung, während innerhalb desselben noch ein Kugellager und ein freischwebendes Dichtungslager angeordnet sind.

Am Ende der Vorgelegewelle d_2 sitzt der äußerst gedrängt gebaute Regulator, dessen aus zwei halben Hohlcylindern gebildete

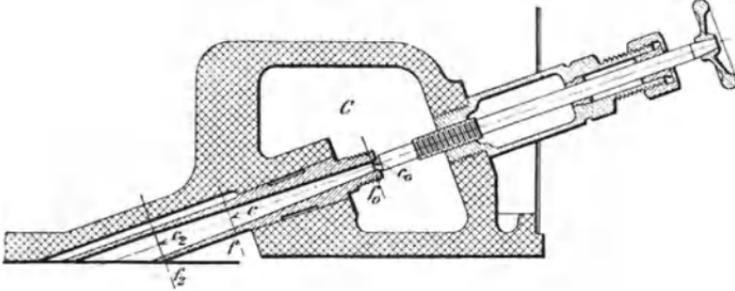


Fig. 634.

Schwungmassen s , je nach der Geschwindigkeit des Motors, einen federbelasteten Druckstift f mehr oder weniger verschieben, durch den dann mittels Hebelgestänges das bereits erwähnte entlastete Drosselventil b beeinflusst wird.

Das mit der zweiteiligen Turbinenwelle d in der Fig. 632 ersichtlichen Weise verbundene Laufrad ist aus zähem Stahl gefertigt. (Bei größeren Rädern — von 75 PS_n aufwärts — geht die Welle durch und ist mittels eines kleinen Bolzens mit einer in die Laufradnabe eingeschliffenen, gegen Verdrehung gesicherten Stahlbüchse verbunden.)

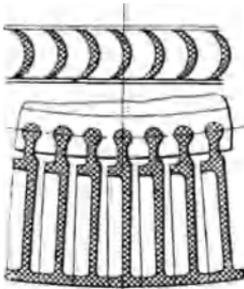


Fig. 635.

Die als Einzelstücke aus gepreßtem Flußstahl gefertigten und auf Kaliber gefrästen Schaufeln (Fig. 635) sind auswechselbar in das Rad eingesetzt und in diesem nur leicht verstemmt; ihre an den äußeren Enden sitzenden Verstärkungen bilden einen Ring, der ein Entweichen des Arbeitsdampfes über die Schaufeln verhindert.

Fig. 636 zeigt die perspektivische Ansicht des Laufrades einer Lavalturbine mit 4 Düsen und die Wirkung des durch die letzteren strömenden Dampfes auf die Turbinenschaufeln.

Die Turbinenwelle d (Fig. 632 und 633), deren Durchmesser bei Maschinen bis zu 10 PS_n an der schwächsten Stelle 5 mm, bei solchen von 300 PS_n nur 30 mm beträgt, setzt zufolge ihrer leichten Durchbiegung dem Einstellen in die Hauptachse der freien Drehung nur wenig Widerstand entgegen, so daß große Lagerpressungen vermieden werden. Für Leistungen bis einschließlich 30 PS_n haben die Lavalturbinen nur ein Vorgelege, während alle größeren Typen mit zwei Vorgelegen ausgerüstet sind.

2. Die strömende Bewegung des Dampfes.

Die Geschwindigkeit c (in m/sek), mit welcher der Dampf durch irgendeinen Querschnitt f (in qm) der Düse (Fig. 634) geht, sowie das Gewicht G des durch dieselbe strömenden Dampfes (in kg/sek), sind nach den von Zeuner hierüber aufgestellten Formeln zu berechnen¹⁾. Dieselben beruhen auf der Annahme einer reibungslosen adiabatischen Strömung und voller Ausfüllung des Düsenquerschnittes durch den Dampfstrahl.

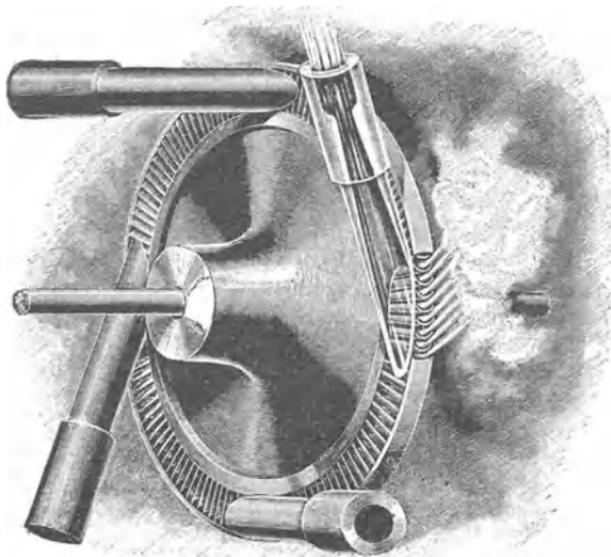


Fig. 636.

Es ist, sobald der Druck p (in kg/qcm) in einem beliebigen Querschnitte f der Düse bekannt ist und p_1 (in kg/qcm) den Druck in dem Raume bezeichnet, aus dem der Dampf vom spezifischen Volumen v_1 ausströmt

$$c = \sqrt{2g \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right]} \mathbf{109}$$

worin für gesättigten (trockenen Dampf) $n = 1,135$ gesetzt werden kann (vergl. S. 597).

Für das Volumen des durch die Düse in der Sekunde strömenden Dampfes besteht die Beziehung

$$G v = f c,$$

wenn v das spezifische Volumen dieses Dampfes (in cbm/kg) bedeutet.

¹⁾ Vergl. Zeuner, „Vorlesungen über Theorie der Turbine“, Leipzig 1899, S. 267 u. f.

Dasselbe ergibt sich für adiabatische Strömung aus der Beziehung

$$p v^n = p_1 v_1^n = \text{konst.}$$

zu

$$v = \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{1}{n}} v_1,$$

so daß folgt

$$G = \frac{f}{v_1} \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} c.$$

Setzt man in diese Gleichung den Wert von c aus Gl. 109 ein, dann erhält man

$$G = f \sqrt{2g \frac{n}{n-1} \frac{p_1}{v_1} \left[\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{2}{n}} - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{n+1}{n}} \right]} \dots \quad \mathbf{110}$$

Durch diese Gleichung ist der Zusammenhang zwischen dem Querschnitte f und dem Dampfdrucke p in demselben gegeben.

Für den kleinsten Querschnitt f_0 der Düse (in qm) erhält man aus Gl. 110 mit einem bestimmten Höchstwerte von p , das ist also p_0 ,

$$G = f_0 \sqrt{2g \frac{n}{n-1} \frac{p_1}{v_1} \frac{n-1}{n+1} \left(\frac{2}{n+1}\right)^{\frac{2}{n-1}}} \dots \quad \mathbf{111}$$

und aus Gl. 109 die Durchflußgeschwindigkeit

$$c_0 = \sqrt{2g \frac{n}{n+1} p_1 v_1} \dots \dots \dots \quad \mathbf{112}$$

Aus vorstehenden Gleichungen folgt mit $n = 1,135$

$$\frac{G}{f_0} = 199 \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \text{ und } c_0 = 323 \sqrt{p_1 v_1} \dots \dots \quad \mathbf{113}$$

Ist x der spezifische Dampfgehalt des Wasserdampfes im Anfangszustande (vergl. S. 594), so kann für $x \geq 0,5$ die Beziehung zwischen Druck und Volumen genügend genau durch die Gleichung

$$p_1 v_1^{1,0646} = 1,7617$$

ausgedrückt werden¹⁾.

Damit ergeben sich nach Einsetzung des berechneten Wertes von v_1 in die Gleichungen 113 die für den praktischen Gebrauch besser geeigneten Gleichungen

$$\frac{G}{f_0} = 152,59 p_1^{0,9696} \text{ und } c_0 = 421,4 p_1^{0,0303} \dots \dots \quad \mathbf{114}$$

Für überhitzten Dampf ist $n = 1,3$ in die obigen Formeln einzusetzen.

Das spezifische Volumen v_1 des überhitzten Dampfes vom Drucke p_1 bestimmt man aus Gl. 90 (S. 597)

$$v_1 = \frac{RT - C p_1^n}{p_1}$$

¹⁾ Vergl. Zeuner, „Technische Thermodynamik“, II. Bd., 3. Aufl., Leipzig 1890.

Die in neuester Zeit an Dampfturbinen mit Verteilungsdüsen angestellten Versuche haben die Übereinstimmung der wirklichen Ausflußmenge des Dampfes mit der in Vorstehendem ermittelten theoretischen Ausflußmenge ergeben¹⁾.

Bezeichnet F_0 (in qcm) die Summe der Düsenquerschnitte an den engsten Stellen, dann ist nach Gl. 113 — für gesättigten Dampf — die in der Stunde durch die Düsen strömende Dampfmenge (in kg)

$$S = \frac{199 \cdot 3600}{10\,000} F_0 \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} = 71,64 F_0 \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}$$

Für überhitzten Dampf wird

$$S = 75,906 F_0 \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}$$

Setzt man in Gl. 114 für die Geschwindigkeit c_0 verschiedene Werte von p_1 ein, so ersieht man, daß c_0 mit dem Drucke p_1 nur langsam zunimmt, so daß man hierfür den konstanten Mittelwert $c_0 \approx 450$ m/sec annehmen kann.

Um eine möglichst vorteilhafte Ausnutzung der Dampfarbeit zu erhalten, läßt man die Düse in einem solchen Querschnitte enden, daß der damit erreichte Druck p_2 dem im Turbinenraume herrschenden Drucke (etwa 1 kg/qcm oder 0,2 kg/qcm, je nachdem die Turbine mit Auspuff oder mit Kondensation arbeitet) entspricht. Aus den Gleichungen 109 und 112 ergibt sich dann mit den gegebenen Drücken p_2 (anstatt p in Gl. 109 zu setzen), p_1 und ferner p_0 das Verhältnis der beiden Geschwindigkeiten $\frac{c_2}{c_0}$ und aus den Gleichungen 110 und 111 (in Gl. 110 ist wieder für p der Wert p_2 zu setzen) durch Gleichstellung derselben das Querschnittsverhältnis $\frac{f_2}{f_0}$ bzw. die konische Form der Düse. (Der Kegelwinkel der Düse beträgt zumeist 10° bis 12° .)

Die Form der Lavaldüse kann auch mit Hilfe eines Wärmediagramms auf zeichnerischem Wege ermittelt werden (s. Stodola, „Die Dampfturbinen“, Berlin 1903, Julius Springer).

3. Der Energieumsatz in der Laval turbine.

Die theoretische Leistung (in mkg) des mit der Geschwindigkeit c_1 und unter einem Winkel von etwa 17° bis 20° gegen die Radenebene ankommenden Dampfstrahles ist, wenn λ_1 die Dampfwärme (in WE) des Anfangszustandes, λ_2 diejenige der adiabatischen Expansion auf den Kondensatordruck und $A = \frac{1}{424}$ das mechanische Wärmeäquivalent bedeuten, für 1 kg Dampf

$$I_0 = \frac{c_1^2}{2g} = \frac{\lambda_1 - \lambda_2'}{A}$$

¹⁾ Vergl. Musil-Ewing, „Grundlagen der Theorie und des Baues von Wärmekraftmaschinen“, Leipzig 1902, B. G. Teubner.

Bezeichnet L_i die mit Rücksicht auf Dampfreibung u. s. w. und einen gegebenen Druck im Turbinenraum auf das Laufrad übertragene Dampfarbeit, so ist

$$L_i = \eta_i L_0,$$

worin η_i der Wirkungsgrad der Dampfarbeit heißt.

Bezeichnen ferner L_n die mit Rücksicht auf schädliche Widerstände — Radreibung, Lagerreibung, Zahnradvorgelege — von der Turbine abgegebene (effektive) Arbeit und η den zugehörigen (mechanischen) Wirkungsgrad, so ist

$$L_n = \eta L_i = \eta_i \eta L_0.$$

Die effektive Leistung der Turbine in PS beträgt für eine Dampfmenge G (in kg/sek)

$$N_n = \frac{G L_n}{75}.$$

Aus dieser Gleichung berechnet sich der Dampfverbrauch (in kg) für 1 PS_n/std

$$3600 \frac{G}{N_n} = \frac{270\,000}{L_n}.$$

Das Verhältnis

$$\frac{L_n}{L_0} = \eta_i \eta = \eta_n$$

wird „der thermodynamische Wirkungsgrad, bezogen auf die effektive Leistung“, genannt.

Die Größe $L_0 = \frac{\lambda_1 - \lambda_2'}{A}$ läßt sich mit Hilfe eines Wärmediagrammes bestimmen.

Rateau und Mollier haben empirische Formeln aufgestellt, aus denen man L_0 berechnen kann, und zwar ersterer für gesättigten Dampf

$$K = 0,85 + \frac{6,95 - 0,92 \log p_1}{\log \frac{p_1}{p_2}},$$

letzterer für gesättigten Dampf

$$K = \frac{6,87 - 0,9 \log p_2}{\log \frac{p_1}{p_2}}$$

und für überhitzten Dampf

$$K' = \frac{K}{1 + 0,000\,755 \left[(T' - T) - T \ln \frac{T'}{T} \right] K}$$

Hierin bedeutet

K bzw. K' den Dampfverbrauch der vollkommenen Turbine für 1 PS/std,

p_1 den Anfangsdruck in kg/qcm,

p_2 den Enddruck in kg/qcm,

T die absolute Sättigungstemperatur,

T' „ „ Überhitzungstemperatur.

Nun kann gesetzt werden

$$1 \text{ PS/std} = 270\,000 \text{ mkg} = 637 \text{ WE},$$

so daß die Leistung von 1 kg Dampf beträgt

$$L_0 = \frac{270\,000}{K} \text{ mkg},$$

oder die nutzbar umgewandelte Wärmemenge

$$\lambda_1 - \lambda_2' = A L_0 = \frac{637}{K} \text{ WE (vgl. Stodola, „Die$$

Dampfturbinen“, Berlin 1903, Julius Springer).

Die Schaufelform der Lavalturbine ist, wie bei den Wasserturbinen, mit Rücksicht auf stoßfreien Eintritt des mit der Geschwindigkeit c_1 (Fig. 637) und unter einem Winkel α von etwa 17° bis 20° gegen die Radebene ankommenden Dampfstrahles zu wählen.

Bezeichnet nach Fig. 637

- w_1, w_2 die relative Geschwindigkeit beim Eintritt bzw. Austritt in m/sek,
- c_2 die absolute Austrittsgeschwindigkeit in m/sek,
- u die Umfangsgeschwindigkeit des Rades im mittleren Radumfang in m/sek,
- $\beta = \gamma$ den Ein- bzw. Austrittswinkel der Schaufel,

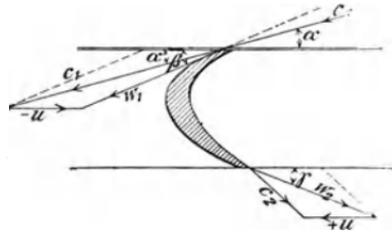


Fig. 637.

so ist (ohne Rücksicht auf Reibungswiderstände)

$$w_1 = w_2^1).$$

Für stoßfreien Eintritt folgt aus den beiden Geschwindigkeitsdreiecken (Fig. 637)

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta} \quad \text{und} \quad \frac{w_1}{c_1} = \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \quad \dots \quad \mathbf{115}$$

Bezeichnet M die sekundliche Dampfmasse, so ist

$$L_i = M \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} \quad \dots \quad \mathbf{116}$$

Es ergibt sich ferner aus Fig. 637

$$c_1^2 = u^2 + w_1^2 + 2u w_1 \cos \beta \quad \text{und} \quad (\text{für } w_1 = w_2 \text{ und } \gamma = \beta)$$

$$c_2^2 = u^2 + w_1^2 + 2u w_1 \cos \beta.$$

Setzt man diese Werte in Gl. 116 ein, so folgt

$$L_i = 2 M u w_1 \cos \beta,$$

und unter Einführung des Wertes w_1 aus Gl. 115, sowie durch Substitution der Dampfmasse durch das Dampfgewicht $G = Mg$

$$L_i = 2 \frac{G}{g} u c_1 \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \cos \beta = G \frac{c_1^2}{2g} 4 \frac{u}{c_1} \sin \alpha \cotg \beta = \eta_i L_0,$$

wenn

$$\eta_i = 4 \frac{u}{c_1} \sin \alpha \cotg \beta$$

den „Wirkungsgrad der Dampfarbeit“ bedeutet.

Hierbei ist angenommen, daß die Reibung des Rades und der Düse selbst nicht in Betracht fällt²⁾.

1) Wegen der Reibung ist $w_2 < w_1$ und zwar

$$w_2 = \psi w_1,$$

worin nach Stodola bis auf weiteres $\psi = 0,9$ bis $0,7$ zu schätzen ist — entsprechend einem Energieverlust in der Schaufel von $(1 - \psi^2)$, d. h. 20 bis 50%.

2) Genaue Messungen zur Ermittlung des Leerlaufwiderstandes einer 30pferdigen Lavalturbine des Maschinenlaboratoriums der technischen Hochschule in Dresden sind von E. Lewicki jun. angestellt worden (s. Z. d. V. d. I. 1901, S. 1717).

Über den Dampfverbrauch (in kg für 1 PS_n/std) der von der Maschinenbauanstalt Humboldt in Kalk gebauten Lavalturbinen gibt die nachstehende Tabelle Aufschluß.

Dampfverbrauch der de Lavalschen Dampfturbinen für 1 PS_n/std.

Leistung in PS _n	Durchmesser des mm Schaufelrades	Dampfdruck in kg/qcm (abs.)										Leistung in PS _n		
		6		7		8		9		10			11	
		Auspuff	Konden- sation	Auspuff	Konden- sation	Auspuff	Konden- sation	Auspuff	Konden- sation	Auspuff	Konden- sation		Auspuff	Konden- sation
3	100	29,0	.	27,3	.	26,0	.	25,0	.	24,2	.	23,7	.	3
5	100	29,0	17,7	27,3	17,3	26,0	17,0	25,0	16,7	24,2	16,4	23,7	16,2	5
10	150	27,0	15,0	26,0	14,6	25,0	14,3	24,0	14,0	23,0	13,8	22,0	13,6	10
15	150	25,0	14,5	23,8	14,2	22,8	13,9	21,8	13,6	20,9	13,3	20,1	13,1	15
20	225	25,5	12,6	23,8	12,2	22,5	11,9	21,5	11,7	20,5	11,5	19,7	11,3	20
30	225	22,8	12,0	21,3	11,6	20,3	11,4	19,5	11,2	18,7	11,0	18,1	10,8	30
50	300	22	11,5	20,5	11,2	19,5	10,9	18,7	10,7	18,2	10,5	17,7	10,4	50
75	300	21	11,2	19,5	10,9	18,5	10,7	17,7	10,5	17,2	10,3	16,7	10,2	75
100	500	23,5	10,4	(21,5)	10,1	(20,0)	9,8	(19,0)	9,6	(18,3)	9,4	(17,6)	9,2	100
	400	20,0	11,2	18,5	10,9	17,3	10,7	16,5	10,5	16,0	10,3	15,5	10,2	
150	500	21	10,1	19,3	9,8	18,0	9,5	17,0	9,3	16,3	9,1	15,8	8,9	150
	400	19,3	.	17,6	.	16,4	.	15,7	.	15,2	.	14,8	.	
225	620	21	9,8	19	9,4	17,5	9,1	16,5	8,9	16	8,7	15,5	8,6	225
300	760	24,5	9,5	22,0	9,2	20,5	8,9	19,5	8,7	18,5	8,5	17,7	8,3	300

Leistung in PS _n	Durchmesser des mm Schaufelrades	Dampfdruck in kg/qcm (abs.)										Leistung in PS _n		
		12		13		14		15		16				
		Auspuff	Konden- sation	Auspuff	Konden- sation	Auspuff	Konden- sation	Auspuff	Konden- sation	Auspuff	Konden- sation			
3	100	23,2	.	22,7	.	22,2	.	21,7	.	21,3	.	21,3	.	3
5	100	23,2	16,0	22,7	15,8	22,2	15,6	21,7	15,4	21,3	15,2	21,3	15,2	5
10	150	21,0	13,4	20,0	13,2	19,0	13,0	18,0	12,8	17,5	12,6	17,5	12,6	10
15	150	19,4	12,9	18,7	12,7	18,0	12,5	17,3	12,3	16,8	12,1	16,8	12,1	15
20	225	18,9	11,2	18,2	11,1	17,5	11,0	17,0	10,9	16,5	10,8	16,5	10,8	20
30	225	17,7	10,7	17,3	10,6	16,9	10,5	16,5	10,4	16,1	10,3	16,1	10,3	30
50	300	17,2	10,3	16,8	10,2	16,4	10,1	16,0	10,0	15,7	9,9	15,7	9,9	50
75	300	16,2	10,1	15,8	10,8	15,4	9,9	15,0	9,8	14,7	9,7	14,7	9,7	75
100	500	(17,0)	9,1	(16,6)	9,0	(16,2)	8,9	(15,9)	8,8	(15,6)	8,7	(15,6)	8,7	100
	400	15,0	10,1	14,6	10,0	14,2	9,9	13,9	9,8	13,6	9,7	13,6	9,7	
150	500	15,3	8,8	15,0	8,7	14,7	8,6	14,4	8,5	14,1	8,4	14,1	8,4	150
	400	14,3	.	13,9	.	13,5	.	13,2	.	12,9	.	12,9	.	
225	620	15	8,5	14,5	8,4	14,2	8,3	13,9	8,2	13,6	8,1	13,6	8,1	225
300	760	17,0	8,1	16,5	8,0	16,0	7,9	15,6	7,8	15,2	7,7	15,2	7,7	300

Die Angaben über den Dampfverbrauch bei Kondensation gelten für eine Luftverdünnung von 64 cm Quecksilbersäule. Falls zur Konden-

sation eine von der Turbine unmittelbar zu betreibende Luftpumpe oder eine zum Speisen eines Strahlkondensators dienende Kreiselpumpe benutzt wird, erhöht sich der Dampfverbrauch, je nach der Größe der Turbine, um 4% bis 7%.

b) Dampfturbine von Parsons.

1. Allgemeine Einrichtung der Parsonsturbine.

Die von der Aktiengesellschaft Brown, Boveri & Cie. in Mannheim gebaute Turbine besteht, wie die schematische Darstellung derselben (Fig. 638) erkennen läßt, aus einer größeren Anzahl hintereinander aufgestellter Reaktionsturbinen, die auf dem ganzen Umfange

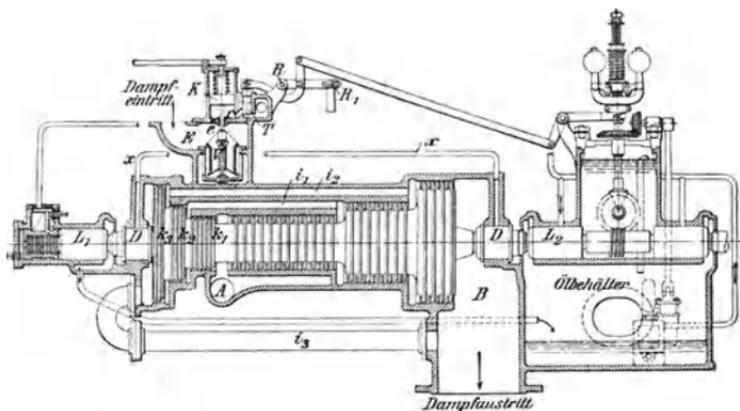


Fig. 638.

beaufschlagt werden. Der bei *A* in die Turbine tretende Dampf expandiert auf seinem Wege bis zum Austritt bei *B* von Schaufelkranz zu Schaufelkranz, und da sein Volumen mit abnehmender Spannung zunimmt, muß der Durchflußquerschnitt für den Dampf innerhalb der Turbine immer größer werden. Dies wird dadurch erreicht, daß der mit den Laufradschaufeln aus geschmiedeter Spezialbronze besetzte Teil einer Stahlwalze in eine Anzahl von Stufen unterteilt ist — im vorliegenden Falle sind es drei Stufen —, deren Durchmesser am Dampfeintritt *A* am kleinsten und am Austritt *B* am größten ist. Die Gesamtexpansion des Dampfes erfolgt damit in gleicher Weise wie in einer Dreifach-Expansionsdampfmaschine der gewöhnlichen Bauart. Um den in Richtung der Dampfströmung auf die Stahlwalze wirkenden achsialen Druck zu vernichten, sind auf dem vorderen Teile derselben die behufs Abdichtung in ringförmigen Nuten des Turbinengehäuses laufenden Kolben k_1 , k_2 und k_3 angebracht, deren Durchmesser denjenigen der drei Schaufelabteilungen entsprechen. Durch Kanäle i_1 , i_2 und i_3 stehen die Räume zwischen diesen Kolben und hinter dem letzten Kolben mit den entsprechenden Abstufungsstellen der Stahlwalze bzw. mit dem

Dampfaustritt in Verbindung, so daß die in den Lagern L_1 und L_2 geführte Turbinenwelle in bezug auf achsialen Druck vollständig entlastet ist.

Ein angeordnetes Kammlager ermöglicht die genaue Einstellung der Entfernung zwischen den Schaufeln der Lauf- und Leiträder; letztere bilden einen den Laufradkörper umschließenden zweiteiligen cylindrischen Mantel. Die mit D bezeichneten Stellen, an denen die Turbinenwelle aus dem Cylinder austritt, erhalten behufs Abdichtung eine Labyrinthdichtung; bei Kondensationsturbinen wird ihnen, um den Eintritt von Luft in den Cylinder zu verhüten, mittels der vom Dampfeinlaßapparat abzweigenden Leitungen x noch eine geringe Menge Dampf zugeführt.

Behufs Regelung der Geschwindigkeit der Turbine steht der Raum unterhalb des in einer Büchse geführten kleinen Kolbens K durch einen Kanal e mit dem Dampfvorraum E der Turbine und durch den Kanal c mit einem kleinen Schieberkasten in Verbindung, in welchem ein Kolbenschieber T zwangsläufig hin und her bewegt wird. Dies geschieht von der Turbinenwelle aus mittels Schneckengetriebes, Excenters und einer Hebelübertragung $R R_1$, die jedoch in dem Schema nicht vollständig dargestellt ist. Solange der Schieber T den Kanal c schließt, wird der Kolben K durch den bei e in die Führungsbüchse tretenden Dampf angehoben und das Einlaßventil V geöffnet; es schließt sich unter Federwirkung, sobald der Schieber T den Kanal c früher oder später öffnet. Zu dem Zwecke beeinflußt ein mittels Schneckengetriebes von der Turbinenwelle aus angetriebener Kugelregulator die Hebelübertragung $R R_1$ derart, daß die mittlere Schwingungslage des in ständiger Auf- und Abbewegung befindlichen Kolbenschiebers T je nach der Belastung der Turbine tiefer oder höher eingestellt wird.

Das den Lagern unter Druck zugeführte Öl wird durch eine von der Regulatorwelle aus mittels Kegelräder angetriebene Pumpe einem Behälter entnommen, in den es nach erfolgter Schmierung zurückfließt.

2. Der Energieumsatz in der Parsonsturbinen.

Bei dieser Turbine folgen die einzelnen Räder unmittelbar aufeinander, so daß die Geschwindigkeit, mit der der Dampf ein Laufrad verläßt, für das folgende Leiträd nutzbar verwendet wird.

Die bei der Ermittlung des Energieumsatzes in der Laval-turbine eingeführten Bezeichnungen für die Geschwindigkeiten und Dampfwärmen (s. d.) sollen beibehalten, da sie jedoch im vorliegenden Falle für jedes Räderpaar erforderlich sind, noch mit bezüglichen Zahlen versehen werden, derart, daß z. B. für das erste Räderpaar (Leiträd a und Laufrad a in Fig. 639) die betreffenden Geschwindigkeiten c_{1a} , c_{2a} , w_{1a} und w_{2a} , die Dampfwärmen λ_a und λ'_a heißen u. s. w. Durch die Zusammensetzung der Austrittsgeschwindigkeit c_{1a} mit $-u$, der negativen Umfangsgeschwindigkeit, entsteht w_{1a} , d. h. die relative Geschwindigkeit, mit der der Dampfstrahl zunächst in den Spalt, dann in die Laufzelle eintritt; in dieser ergibt die Resultierende aus w_{2a} und $+u$ die absolute Austrittsgeschwindigkeit c_{2a} des Dampfstrahles.

Es ist das in Geschwindigkeit umgesetzte sog. Wärmegefälle (nach Analogie des hydraulischen Gefälles bei Wasserturbinen)

im Laufrade a

$$h''_a = A \frac{w_{2a}^2 - w_{1a}^2}{2g} = \lambda_a - \lambda'_a.$$

Für das Leitrad b ist c_{2a} die Eintrittsgeschwindigkeit, so daß sich ergibt

$$h'_b = A \frac{c_{1b}^2 - c_{2a}^2}{2g} = \lambda'_a - \lambda_b$$

und für das Laufrad b wieder

$$h''_b = A \frac{w_{2b}^2 - w_{1b}^2}{2g} = \lambda_b - \lambda'_b.$$

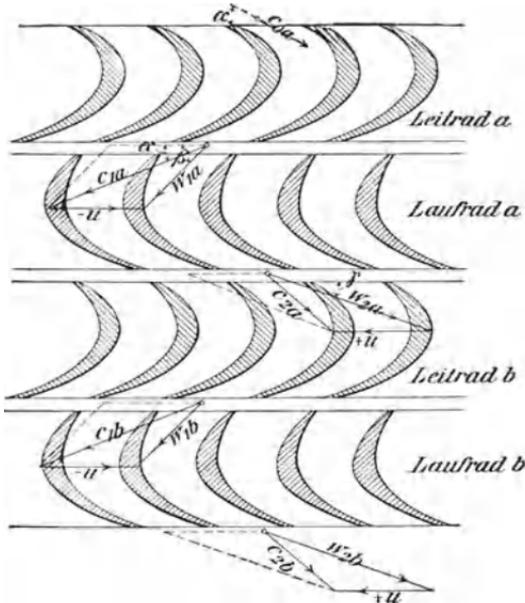


Fig. 639.

Das in der Turbine b ausgenutzte Einzelgefälle beträgt hiernach

$$h_b = h'_b + h''_b = A \left[\frac{c_{1b}^2 - c_{2a}^2}{2g} + \frac{w_{2b}^2 - w_{1b}^2}{2g} \right].$$

Da beide Räder gleiches Schaufelprofil haben, so ist

$$w_{2b} = c_{1b} \quad \text{und} \quad w_{1b} = c_{2a},$$

demnach

$$h_b = 2A \frac{c_{1b}^2 - c_{2a}^2}{2g}.$$

Für jede andere Turbine ergeben sich ähnliche Gleichungen; man erhält somit das von einer ganzen Gruppe von z Einzelturbinen aufgezehrte Wärmegefälle, wenn

$$h_a = h_b = h_c \dots h_z \text{ allgemein} = h$$

gesetzt wird, zu $z h$ und unter Berücksichtigung der beim Eintritt in das erste Leitrad noch aufzubringenden Geschwindigkeitshöhe $h_0 = A \frac{c_{0a}^2}{2g}$ (in WE) das „wirksame Gefälle“ der Parsonsturbine zu

$$H_w = h_0 + z h$$

oder die Anzahl der erforderlichen Einzelturbinen zu

$$z = \frac{H_w - h_0}{h}.$$

Die vorstehende Gleichung für die Gesamtzahl z der Stufen gilt jedoch nur dann, wenn für die ganze Gruppe von Einzelrädern gleiche Geschwindigkeiten vorgeschrieben werden können.

Im allgemeinen läßt man aber die Geschwindigkeit stetig zunehmen, und es ergibt sich dann die Zahl der Stufen zu

$$z = \frac{H_w - h_0}{h_m} = \frac{H_w}{h_m},$$

worin h_m das mittlere Wärmegefälle bezeichnet, welches dem Mittelwerte aus den Gesamtfällen der einzelnen Rädergruppen entspricht.

Wenn der Kondensatordruck $p_2 = 0,1 \text{ kg/qcm}$ oder darunter gewählt worden ist, läßt sich die der adiabatischen reibungsfreien Expansion des Dampfes von der Anfangsspannung p_1 auf p_2 entsprechende Dampfwärme berechnen.

Es bildet

$$H_0 = \lambda_1 - \lambda_2 \dots \dots \dots \mathbf{117}$$

das „theoretische Wärmegefälle“. Von diesem geht der Anteil ζH_0 mit $\zeta = 0,2$ bis $0,3$ (bei Vollbelastung der Turbine) verloren, so daß als wirksames Gefälle, welches zur Erzeugung der Geschwindigkeiten dient, übrig bleibt

$$H_w = (1 - \zeta) H_0.$$

Um die von der wirklich arbeitenden Dampfmenge gelieferte Leistung zu erhalten, ist von dem wirksamen Gefälle der Verlust des mit der Geschwindigkeit c_2 abfließenden Dampfes, nämlich $\frac{c_2^2}{2g}$ (bei kleinen Turbinen etwa 10% , bei größeren etwa 5%) in Abzug zu bringen. Die schwerer zu schätzenden sonstigen Widerstände, einschließlich der Leerlaufarbeit, können mit 10% bis 7% in Rechnung gestellt werden. Hierzu kommt noch der Undichtigkeitsverlust, der, je nach der Ausführung der Turbine, etwa 10% bis 5% betragen mag, so daß der Gesamtverlust sich zu 55% bis 35% für kleine bzw. große Turbinen ergibt (vergl. Stodola, „Die Dampfturbinen“).

Die Umfangsgeschwindigkeit u , bezogen auf den mittleren Durchmesser D der Räder, ist mit Rücksicht auf Dampfausnutzung möglichst groß zu wählen.

Nach Stodola kann mit einer Geschwindigkeit $u = 35$ bis 40 m/sek angefangen und diese bei den letzten Rädern so groß gewählt werden, wie es die Festigkeit derselben bzw. die Schaufelbefestigung zuläßt. Von dem kleinen Anfangswert steigt u dann in Stufen auf den Endwert hinauf.

Die ebenfalls allmählich ansteigende absolute Eintrittsgeschwindigkeit des Dampfes in das erste Laufrad kann etwa

$c_1 = 2u$, der Schaufelwinkel $\alpha = \gamma = 20^\circ$ bis 25° betragen. Gegen das Ende zu läßt man c_1 rascher ansteigen; der Endbetrag wird mit Rücksicht auf den Auslaßverlust und die häufig unausführbare große Schaufellänge des letzten Rades gewählt.

Mit den vorstehenden Angaben lassen sich die Geschwindigkeitsdreiecke der Turbinenschaufeln aufzeichnen.

Bedeutet G wieder das Dampfgewicht in kg/sek, so ist das durch die x te Turbine strömende Dampfvolumen $G v_x$ cbm, wenn v_x das spezifische Volumen des Dampfes an der betreffenden Stelle bedeutet.

Der Wert für v_x folgt aus der bekannten Zustandsgleichung $p_x v_x'' = p v''$, worin der Druck p_x aus dem bis zum x ten Rade aufgezehrten Wärmegefälle

$$H_x = h_0 + h_a + h_b + \dots + h_{x-1} = \lambda_1 - \lambda_x$$

zu ermitteln ist ¹⁾.

Es ergeben sich dann die Querschnitte

$$\begin{array}{l} \text{Austritt aus dem } x\text{ten Leitrade} \\ \text{„ „ „ „ Laufrade} \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{l} \text{Austritt aus dem } x\text{ten Leitrade} \\ \text{„ „ „ „ Laufrade} \end{array}} \right\} f_1 = \frac{G v_x}{c_{1(x)}},$$

$$\begin{array}{l} \text{Eintritt in das } x\text{te Leitrad} \\ \text{„ „ „ „ Laufrad} \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{l} \text{Eintritt in das } x\text{te Leitrad} \\ \text{„ „ „ „ Laufrad} \end{array}} \right\} f' = \frac{G v_x}{w_{1(x)}},$$

und es folgt für die Schaufellänge a_x (radiale Abmessung der Schaufel) bei Vernachlässigung der Schaufeldicken

$$a_x = \frac{f_1}{\pi D \sin \alpha}.$$

Wegen der Verengung durch die Schaufeldicken und die vorbeilaufenden Schaufeln des Laufrades ist dieser Wert auf etwa das 1,5fache zu erhöhen.

Die achsiale Schaufelbreite wird der Länge angepaßt und dürfte in den Grenzen von 8 bis 25 mm liegen.

Die Schaufelteilung wird so eng genommen, daß eine sichere Führung des Dampfstrahles erreicht wird, — etwa 5 bis 12 mm von der schmalen zur breiten Schaufel fortschreitend. Statt der veränderlichen Schaufellänge wird man längere oder kürzere Abstufungen wählen und unter Umständen an der Wahl von c_1 Änderungen vornehmen, um für größere Abschnitte der Turbinenlänge konstante Querschnitte zu erhalten.

Ist $c_{2(z)}$ die Austrittsgeschwindigkeit des letzten Rades und $Q_z = \zeta (\lambda_1 - \lambda'_2)$ der Energieverlust in der Turbine, so betragen die gesamten Verluste (in WE) für 1 kg Dampf

$$L_z = A Q_z + \frac{c_{2(z)}^2}{2g}.$$

¹⁾ Berechnet man die zusammengehörigen Werte von Druck, Volumen und Dampfwärme für eine Anzahl zwischen p_1 (Anfangsdruck) und p_2 (Kondensator-
druck) gelegener Dampfdrücke nach der Gleichung $p_1 v_1'' = p_2 v_2''$ und trägt diese
Werte als Ordinaten eines Diagrammes mit beliebiger Basis auf, so bilden die
Verbindungslinien ihrer Endpunkte Kurven, aus denen z. B. das einer verfügbaren
Dampfwärme H_x entsprechende Volumen v_x ohne weiteres zu entnehmen ist.

Die verfügbare Energie ist nach Gl. 117

$$L_0 = \lambda_1 - \lambda_2'$$

und

$$L = L_0 - L_z$$

die indizierte Dampfarbeit in WE für 1 kg Dampf.

Bezeichnet ferner L_r die sonstige Reibungsarbeit (Dampf- und Lagerreibung u. s. w.) in WE/sek , so ist die effektive Gesamtarbeit in WE/sek

$$G L_n = G L - L_r$$

und der thermodynamische Wirkungsgrad, bezogen auf die effektive Leistung,

$$\eta_n = \frac{L_n}{L_0} = \frac{L_0 - L_z - \frac{L_r}{G}}{L_0}.$$

Die effektive Leistung in PS beträgt

$$N_n = \frac{G L_n}{A 75}$$

und der Dampfverbrauch für 1 PS $_n$ /std

$$3600 \frac{G}{N_n} = \frac{637}{L_n}.$$

Über den Dampfverbrauch ausgeführter Parsonsturbinen bei verschiedenen Belastungen u. s. w. gibt die nebenstehende Tabelle Aufschluß¹⁾.

II. Dampfkessel.

A. Allgemeine Angaben.

(S. auch unter „Normen für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen“ auf S. 747 u. ff.)

a) Die Verbrennung.

Die brennbaren, wärmeerzeugenden Hauptbestandteile der Brennstoffe sind der Kohlenstoff und der Wasserstoff.

Bei vollkommener Verbrennung eines Brennstoffes verbindet sich der freie Wasserstoff (H) mit dem Kohlenstoff (C) zu leichtem oder zu schwerem Kohlenwasserstoff (CH_4 bzw. C_2H_4), die beide mit dem Sauerstoff (O) der Luft zu Kohlensäure (CO_2) und zu Wasserdampf (H_2O) verbrennen. Das Wasser des Brennstoffes wird zersetzt, H verbindet sich mit C zu einem Kohlenwasserstoff, O mit C zu Kohlenoxyd (CO); beide Gase verbrennen mit dem O der Luft zu CO_2 und H_2O .

¹⁾ Vergl. auch die von Lindley, Schröter und Weber angestellten Untersuchungen an den Dampfturbinen zu Elberfeld in der Z. d. V. d. I. 1900, S. 829.

Parsonsturbine, direkt gekuppelt mit Dynamomaschine, geliefert für	Leistung		Dampf- spannung in atm Über- druck	Dampfverbrauch für 1 kw/std in kg				
	kw	PS _h		bei Betrieb mit Dampf- tempera- tur °C	bei Belastung			
					4/4	3/4	2/4	1/4
Städtisches Elektrizitätswerk Elberfeld	1000	1500	11,5	195	überhitzt	9,099	10,866	.
					gesättigt	9,42	11,31	.
Société des Filatures de Schappe	1000	1500	11,5	195	überhitzt	8,961	10,706	.
					gesättigt	9,693	11,34	.
Schlieper & Baum, Elberfeld	900 ²⁾	1350	10	250	überhitzt	9,6	10,5	.
					gesättigt	9,0	9,9	.
Konsolidierte Tschöpelner Braunkohlen- und Tonwerke	500	750	10	250	überhitzt	9,9	11,1	.
					gesättigt	9,9	10,5	.
Röchlingsche Eisen- und Stahlwerke, Diedenhofen	400	600	7,5	208	überhitzt	10,50	11,27	16,0
					gesättigt	10	11,2	17,36
Zellulosefabrik Villach	380 ²⁾	570	10	250	überhitzt	9,82	11,0	.
					gesättigt	11,5	13	.
Services industriels der Stadt Neuchâtel	350	525	11,5	250	überhitzt	11,03	.	.
					gesättigt	9,3	10,18	11,58
Werke der französischen Marine, Indret	300	450	12	240	überhitzt	11,3	12,6	.
					gesättigt	11,58	.	.
Elektrizitätswerk der Stadt Chur	280	420	14—15	250	überhitzt	9,59	10,03	10,77
					gesättigt	11,3	11,5	12,3
Städtisches Elektrizitätswerk Heidelberg	200	300	12,5	230	überhitzt	(bei 180 kw)	(bei 150 kw)	(bei 100 kw)
					gesättigt	180	270	7,4
„ „ Frankfurt a. M.	3000	4500	11	300	überhitzt	6,7	7,09	7,4

Bemerkungen. 1. Die fettgedruckten Dampfverbrauchszahlen für 1 kw/std sind Ergebnisse von Abnahmeversuchen. Die in dünner Schrift gehaltenen Zahlen sind Garantiewerte.

2. Die Arbeit für die Kondensation ist in den Dampfverbrauchsziffern der mit ²⁾ bezeichneten Turbinen nicht eingeschlossen.

Man versteht unter (theoretischem oder absolutem) Heizwert h eines Brennstoffes diejenige Wärmemenge (in WE), die bei vollkommener Verbrennung von 1 kg des Brennstoffes entwickelt wird.

Die Ermittlung des Heizwertes geschieht mittels des Kalorimeters.

Angenäherte Werte für h (in WE/kg) erhält man auf Grund der chemischen Analyse, wenn 1 kg des Brennstoffes C kg Kohlenstoff, H kg Wasserstoff, S kg Schwefel, O kg Sauerstoff und W kg hygroskopisches Wasser enthält, und angenommen wird, daß das Wasser der Verbrennungsgase als Dampf entweicht, mittels der Formel

$$h = 8100 C + 29000 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 2500 S - 600 W.$$

Die nutzbare Wärmemenge, die man bei der Verbrennung auf dem Roste gewinnt, ist kleiner als die theoretische Wärmemenge h . Bezeichnet η_1 den Wirkungsgrad der Kesselanlage, so werden nur $\eta_1 h WE$ zur Dampfbildung verwandt.

Der Wirkungsgrad η_1 setzt sich zusammen aus dem Wirkungsgrade η_{11} der Feuerung und dem Wirkungsgrade η_{12} der Heizfläche, und zwar ist

$$\eta_1 = \eta_{11} \eta_{12}.$$

Im allgemeinen kann $\eta_{11} = 0,8$ bis $0,9$ und (für feststehende Kessel) $\eta_{12} = 0,61$ bis $0,87$ gesetzt werden. Die zur Verbrennung von 1 kg Brennstoff erforderliche Luftmenge mit ~ 21 Raum-Proz. Sauerstoffgehalt ist

$$L = \frac{\frac{8}{3} C + 8 H + S - O}{0,3} \text{ cbm.}$$

In Wirklichkeit ist die zur Erzielung einer vollkommenen Verbrennung erforderliche Luftmenge bedeutend größer. Die Luft ist daher stets im Überschuß zuzuführen.

Es beträgt nach Weinlig die zuzuführende Luftmenge

für deutsche Braunkohlen etwa $m = 1,3$ bis $1,5$,

„ „ Steinkohlen „ $m = 1,7$ bis $1,9$

der theoretischen.

Die aus 1 kg Brennstoff entstandene Verbrennungs-Gasmenge in cbm bei $0^\circ C$. und 760 mm Quecksilbersäule ist

$$G = \frac{1,86 C}{k} + \frac{9 H + W}{0,804};$$

hierin bedeutet noch k den in 1 kg Brennstoff enthaltenen Kohlen säuregehalt in Raum-Proz.

Die Verbrennungstemperatur T des Brennstoffes auf dem Roste ist die von ihm bei der Verbrennung erzeugte Temperatur in Graden C.; sie ergibt sich bei t_a Temperatur der Luft im Kesselhause angenähert zu

$$T = t_a + \eta_{11} \frac{(1 - \sigma) h}{(1 + m L) c_p},$$

worin noch

$c_p \sim 0,24$ die spezifische Wärme der Heizgase bei unveränderlichem Drucke,

σ den Ausstrahlungskoeffizienten, d. i. das Verhältnis der ausgestrahlten Wärme zu der auf dem Roste nutzbar gemachten Wärme,

bezeichnet.

Im allgemeinen kann $\gamma_1 = 0,8$ bis $0,9$ (s. vorstehend), der Ausstrahlungskoeffizient nach Péclet

für Innenfeuerung $\sigma = 0,25$ bis $0,3$,
 „ Unterfeuerung $\sigma = 0,20$ „ $0,25$

gesetzt werden.

Genauer läßt sich die Verbrennungstemperatur des Brennstoffes durch direkte Messungen bestimmen.

Die Dampfmenge x (in kg), welche mit 1 kg Brennstoff entwickelt werden kann — die sogenannte Verdampfungsziffer —, hängt von dem Heizwerte h des Brennstoffes, dem Wirkungsgrade γ_1 der Kesselanlage, der Speisewasser-Temperatur t_0^0 und der Temperatur t^0 , bei der die Verdampfung eintritt, ab.

Bezeichnet

λ_0 die Wärmemenge (in WE), die zur Erzeugung von 1 kg Dampf von t^0 aus Wasser von t_0^0 erforderlich ist,

q_0 die der Speisewasser-Temperatur t_0^0 entsprechende Flüssigkeitswärme,

w die mit 1 kg Dampf mitgerissene Wassermenge in kg (bei feststehenden Kesseln $w = 0,03$ bis $0,06$),

λ die Gesamtwärme des Wassers im Augenblicke der Verdampfung,

so ist

$$x = \gamma_1 \frac{h}{\lambda_0} = \gamma_1 \frac{h}{\lambda - q_0 + (t - t_0)w}$$

Wird $\lambda_0 = \lambda - q_0 + (t - t_0)w = 600 WE$ gesetzt, so ergeben sich je nach dem Heizwerte des Brennstoffes und dem Wirkungsgrade der Kesselanlage folgende

Werte von x .

Steinkohle . . .	5,5 bis 10	Holz . . .	2,5 bis 3,5
Koks . . .	4,5 „ 8	Stroh . . .	1,5 „ 2,0
Braunkohle . . .	2,0 „ 4,5	Lohe . . .	1,0 „ 1,1
Torf . . .	1,5 „ 3,0		

b) Die Rostfläche.

Die Größe der Rostfläche bestimmt sich durch die stündlich auf 1 qm derselben verbrannte Brennstoffmenge in Kilogramm.

Bezeichnet

B die von der Kesselanlage verzehrte Brennstoffmenge in kg/std,

R die Gesamtrostfläche in qm,

so kann für feststehende Kessel mit Steinkohlenfeuerung im Mittel genommen werden

$\frac{B}{R} = 60$ für langsame Verbrennung (bei neuen Anlagen unter gewöhnlichen Verhältnissen);

$\frac{B}{R} = 80$ für normale Verbrennung;

$\frac{B}{R} = 100$ für lebhafte Verbrennung.

Für Koks kann das $\frac{2}{3}$ fache, für Braunkohlen das 1,5- bis 2,5fache, für Holz und Torf das 1,33fache dieser Werte genommen werden.

Die Größe der Rostfläche R wird auch häufig in Bruchteilen der Heizfläche H angegeben. Man versteht unter Heizfläche denjenigen Teil der Oberfläche eines Kessels, der einerseits vom Wasser, andererseits von den Heizgasen berührt wird.

Bei einer stündlich zu erzeugenden Dampfmenge von D kg ist, wenn auf 1 qm der Rostfläche R stündlich 80 kg Steinkohlen mit einem Heizwert $h = 7500 WE$ verbrannt werden,

bei $D : H = 25$	22,5	20	16	14	12	10
$H : R = 20$	25	30	40	50	60	70

woraus R (betreffendenfalls H) zu ermitteln ist.

Rechnerisch ergibt sich die Größe der Rostfläche wie folgt.

1 kg Brennstoff bedarf zu seiner Verbrennung $m L$ cbm Luft, demnach muß der kleinste Querschnitt der Rostspalten, d. i. die freie Rostfläche R_f , wenn diese Luft mit der Geschwindigkeit v (in m/sek) durch die Rostpalten ziehen soll, betragen

$$R_f = \frac{B m L}{v 3600};$$

hieraus folgt, wenn n das Verhältnis der freien zur gesamten Rostfläche bezeichnet, für die gesamte Rostfläche

$$R = \frac{B m L}{n v 3600} \dots \dots \dots \mathbf{118}$$

Das Verhältnis n der freien zur gesamten Rostfläche soll möglichst groß sein. Man findet gewöhnlich

bei Steinkohlen . . .	$n = \frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{2}$	bei Koks	$n = \frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{2}$
„ Braunkohlen . . .	$n = \frac{1}{5}$ „ $\frac{1}{3}$	„ Holz und Torf	$n = \frac{1}{7}$ „ $\frac{1}{5}$

Die Geschwindigkeit v der durch die Rostspalten ziehenden Luft beträgt für Steinkohlen je nach dem Anstrengungsgrade 0,75 bis 1,60 m/sek, bei künstlichem Luftzuge bis zu 4 m/sek.

Die stündlich auf 1 qm Rostfläche verbrannte Brennstoffmenge beträgt (nach Gl. 118) in kg

$$\frac{B}{R} = \frac{n v 3600}{m L}.$$

(Die gewöhnlichen Werte von $B : R$ für Steinkohlenfeuerung s. S. 713.)

c) Die Heizfläche.

1. Heizfläche eines Dampfkessels.

Zur ungefähren Bestimmung der erforderlichen Heizfläche H eines ortsfesten Kessels kann nachstehende Tabelle dienen,

Werte von $D:H$.

Bauart des Kessels	Verbrennung		
	langsam	normal	lebhaft
Mehrfacher Walzenkessel	13	16	22
Flammrohrkessel und Flammrohrkessel mit rückkehrenden Heizrohren . .	16 bis 18	20 bis 22	30
Heizrohrkessel }	10	15	20
Wasserrohrkessel }			
Lokomobilkessel }	13	16	22
Vereinigte Flammrohr- und Heizrohr- kessel			

Das Verhältnis der von der Kesselanlage stündlich verzehrten Brennstoffmenge B (in kg) zur Heizfläche H (in qm), d. i. $B:H$, nennt man den Anstrengungsgrad der Feuerung. Je kleiner $B:H$, desto besser ist die Ausnutzung der Wärme, d. h. desto größer ist der Wirkungsgrad η_2 der Heizfläche (s. vorstehend).

2. Heizfläche eines Vorwärmers.

Die Heizfläche H_v eines Vorwärmers — aus 500 bis 600 mm weiten, schmiedeisernen, geschlossenen Cylindern im letzten Feuerzuge des Kessels bestehend —, der die Heizgastemperatur von T_1 bis T_2 ausnutzt und das Speisewasser von t_0 auf t_1 vorwärmt, ergibt sich angenähert aus

$$\frac{H_v}{D} = \frac{2(t_1 - t_0)}{k(T_1 + T_2 - t_1 - t_0)}$$

Hierbei ist der Wärmedurchgangskoeffizient $k = 12$ bis 18 für solche Vorwärmer, die von innen und außen gut zu reinigen sind.

Für Greensche Ekonomizer — aus einem System stehender gußeiserner Rohre im Abzugskanal zwischen Kessel und Schornstein bestehend — kann, je nachdem dieselben mit selbsttätigen Schrapern oder ohne solche arbeiten, $k = 10$ bis 15 bzw. $k = 5$ gesetzt werden.

Eine Vorwärmung des Wassers ist bis 80 bis 100° (sogar 130°) möglich, wobei die Temperatur der abziehenden Heizgase durchschnittlich $T_2 = 150^\circ$ beträgt.

Zuweilen erfolgt die Vorwärmung des Speisewassers — bis auf etwa 90° — durch den Abdampf der Dampfmaschine. Derartige Vorwärmer bestehen aus einem in einem Gefäß eingeschlossenen Bündel kupferner Rohre von 40 bis 50 mm Durchmesser, durch welche der Abdampf geleitet wird, während das Speisewasser die Rohre von außen umspült oder umgekehrt.

Für den Wärmedurchgangskoeffizienten kann unter der Voraussetzung, daß diese Vorwärmer nach dem Gegenstromprinzip arbeiten, $k \sim 700$ gesetzt werden.

3. Heizfläche eines Überhitzers¹⁾.

Für die Heizfläche eines Überhitzers ist außer der Menge des zu überhitzenden Dampfes dessen Gehalt an mitgerissenem Wasser zu be-

¹⁾ Vergl. „Hütte“, 18. Aufl.

rücksichtigen, das verdampft werden muß; hierzu sind für 1 kg Wasser (606,5 — 0,717 t) WE erforderlich (t bedeutet die Temperatur des Wassers im Kessel).

Zum Überhitzen von 1 kg trockenen Dampfes um 1° sind 0,48 WE nötig.

Nach Hirn ist hier $k = 10$ bis 15 WE für 1 qm Überheizungsfläche (Gußeisenrohre), 1 Stunde und 1° Temperaturunterschied.

d) Die Heizkanäle.

Die Größe des Querschnittes der Heizkanäle ist so zu bemessen, daß die Geschwindigkeit der Heizgase in den gemauerten Zügen bei natürlichem Luftzuge nicht über 6 m/sek, besser nur 3 bis 4 m/sek, beträgt. Damit ergibt sich bei Anordnung von drei gemauerten Feuerzügen und bei einer mittleren Beanspruchung der Rostfläche entsprechend $B:R = 60$ bis 100 (s. o.) der Querschnitt des letzten Zuges und des Fuchses = 0,25 R , der Querschnitt des zweiten Zuges gleich dem 1,25- bis 1,5 fachen und der des ersten Zuges gleich dem 1,5- bis 1,75 fachen des Querschnittes des letzten Zuges. Ausgenommen sind hiervon die Querschnitte über den Feuerbrücken oder an den in die Feuerzüge eingebauten Kulissen, ferner diejenigen der Heizrohre bei Heizrohrkesseln u. s. w. An diesen Stellen finden Verengungen der Querschnitte auf $\frac{1}{8} R$ bis $\frac{1}{10} R$ statt. Andererseits sind die oben angeführten Querschnitte an solchen Stellen zu vergrößern, an denen die Heizgase ihre Richtung ändern.

Ist $B:R$ die stündlich auf 1 qm Rostfläche verbrannte Kohlenmenge in kg (s. S. 713), und bezeichnet

G den Rauminhalt der aus 1 kg Kohle gebildeten Gasmenge in Kubikmetern, der zugehörigen Temperatur entsprechend (s. S. 712);

α das Verhältnis des Zugquerschnittes zur gesamten Rostfläche, so ist die Geschwindigkeit v_g der Heizgase in den Zügen in m/sek

$$v_g = \frac{B}{R} \frac{G}{3600 \alpha}$$

Der Querschnitt der Heizkanäle ist so zu gestalten, daß die Heizgase möglichst nahe an die Kesselwand gedrängt werden; ihre Gesamtlänge soll 30 bis 33 m nicht überschreiten.

e) Dampfkesselschornsteine ¹⁾.

Bezeichnet

B die von der Kesselanlage verzehrte Brennstoffmenge in kg/std,
 G die bei Verbrennung von 1 kg Brennstoff erzeugte Gasmenge in kg,

$\alpha = \frac{1}{273}$ den Wärmeausdehnungskoeffizienten der Gase,

γ das Gewicht von 1 cbm mitteltrockener Luft von 0° bei mittlerem Barometerstande,

δ die Dichte der Rauchgase, bezogen auf Luft von 0° ,

t_0 die Temperatur der Rauchgase an der Schornsteinmündung,

v_n die Ausströmungsgeschwindigkeit der Rauchgase in m/sek (mindestens = 2 m/sek),

¹⁾ Vergl. G. Lang, „Der Schornsteinbau“. Hannover, Helwingsche Verlagsbuchhandlung.

so findet sich der lichte Querschnitt der oberen Schornsteinmündung (in qm) aus

$$f_2 = \frac{B G (1 + \alpha t_0)}{\gamma \delta 3600 v_n}$$

Für mittlere Verhältnisse kann $v_n = 4$ m/sek, $t_0 = 235^\circ$, $1 + \alpha t_0 = 1,86$, $\delta = 1$ und für das norddeutsche Tiefland $\gamma = 1,29$, also $\gamma \delta = 1,29$ gesetzt werden. Damit vereinfacht sich die obige Gleichung auf

$$f_2 = \frac{B G}{10\,000}$$

Für gute Steinkohlen und gute Feuerungen mit $G = 19$ wird

$$f_2 = 0,0019 B$$

und der lichte Durchmesser der oberen Schornsteinmündung in m

$$d_2 = \sqrt{\frac{40}{\mu}}, \quad \dots \dots \dots \quad \mathbf{119}$$

worin μ beim

Kreisquerschnitt	= 3,1416,
Achteckquerschnitt	= 3,3137,
Quadratquerschnitt	= 4,0000

zu setzen ist.

Als kleinster Wert der oberen lichten Weite d_2 ist 0,55 m für Quadratform und 0,6 m für Achteck- und Kreisform anzusehen, falls der Schornstein von innen aufgemauert werden soll. (Bei Blechschornsteinen fällt diese Beschränkung weg.)

Ist ferner

l die Länge der Feuerzüge und des Fuchses in m,

H_r die Höhe der Schornsteinmündung über dem Roste in m,

d_1 der lichte Durchmesser am Schornsteinfuß in m,

$$\zeta = \frac{d_1 - d_2}{2 H_r} \quad (\text{im allgemeinen} = 0,008 \text{ bis } 0,010),$$

η eine Erfahrungszahl, abhängig von der Form und Weite der Feuerzüge und des Fuchses (wechselnd zwischen 0,03 und 0,15; meistens = 0,04),

t_m die mittlere Temperatur der Rauchgase,

so ist

$$H_r = [15 d_2 + 2,5 v_n + \eta l - 160 \zeta] \frac{700 - t_m}{200 + t_m}$$

Für mittlere Verhältnisse kann gesetzt werden

$$v_n = 4 \text{ m/sek, } l = 25 \text{ m, } \eta = 0,04, \zeta = 0,006, t_m = 250^\circ,$$

dennach

$$H_r = 15 d_2 + 10 \text{ m.}$$

Zur Verhütung der Rauchbelästigung soll die Schornsteinmündung mindestens 3 m höher liegen als der höchste, im Umkreise von 250 m vorhandene First von Wohngebäuden. Als kleinste Schornsteinhöhe gilt erfahrungsmäßig etwa 18 m. Für gemauerte Schornsteine ist der untere lichte Durchmesser

$$d_1 = d_2 + 0,0016 H_r \text{ bis } d_2 + 0,02 H_r$$

zu wählen. Falls die Standfestigkeit dann nicht genügt, ist d_1 entsprechend zu vergrößern.

Über die Anforderung an den Bau und über die Berechnung der Standfestigkeit gemauerter Schornsteine ist auf die angezogene Quelle zu verweisen. (S. auch unter Schornsteine in dem Abschnitt „Die wichtigsten Hochbaukonstruktionen“.)

Der Zug eines Schornsteines kann durch Unterwindgebläse oder ein saugendes Dampfstrahlgebläse verbessert werden; auch sind diese Hilfsmittel beim Verfeuern minderwertiger Brennstoffe (Kohlenschlamm, Koksstaub) oder aber schwer brennender Kohlsorten (Anthrazite) von Vorteil.

Blechschorensteine erhalten übereinandergreifende, zumeist kegelförmige Schüsse von 3 bis 5 mm oberer und 6 bis 8 mm unterer Blechdicke — je nach Durchmesser und Höhe des Schornsteins.

Der Durchmesser ist oben und unten gleich oder aber der untere Durchmesser $d_1 = d_2 + 0,01 H_r$ (in m) zu nehmen; dabei ist d_2 wegen der stärkeren Abkühlung $\frac{4}{3}$ mal so groß zu machen als bei einem gemauerten Schornstein für dieselbe Feuerung.

B. Die wichtigsten Bauarten der ortsfesten Dampfkessel¹⁾.

Derartige Dampfkessel mit größerem Wasserraum — im Gegensatz zu den sog. Zwergekesseln — lassen sich einteilen in: Walzenkessel (einfacher und mehrfacher Walzenkessel), Flammrohrkessel, Heizrohrkessel, vereinigte Walzen- und Heizrohrkessel, Doppelflammrohrkessel, Flammrohrkessel mit Heizrohren, vereinigte Flammrohr- und Heizrohrkessel und Wasserrohrkessel.

a) Einfacher Walzenkessel.

Dieser Kessel wird zumeist liegend, hinter Puddel- und Schweißöfen auch stehend angeordnet. Er bildet als liegender Kessel ein nach hinten geneigtes, cylindrisches Gefäß mit gewölbten oder ebenen Böden, dessen Lagerung am besten durch Aufhängung erfolgt. Der Durchmesser beträgt bis zu 1,5 m, die Länge bis zu 10 m. Die Heizfläche kann zu 0,6 bis 0,65 der gesamten Mantelfläche angenommen werden.

Kleinere Kessel werden oft nur mit einem glatt durchgehenden Feuerzuge versehen; besser ist die Führung der Heizgase in Schlangelinien. Da die Dampferzeugung sehr gering ist — man kann bei langsamer Verbrennung nur auf eine Verdampfung von 6 bis 8 kg Wasser auf 1 qm Heizfläche rechnen —, findet der Kessel nur noch selten Anwendung.

b) Mehrfacher Walzenkessel.

Um bei möglichster Raumersparnis größere Heizflächen zu erzielen, legt man zwei oder mehrere Cylinderkessel übereinander und verbindet sie durch schmiedeiserne Stützen von mindestens 300 bis 400 mm Durchmesser. Die oberen Kessel heißen Oberkessel, die unteren Unterkessel; letztere erhalten nach hinten eine Neigung von $\frac{1}{25}$ bis $\frac{1}{30}$.

Am besten ist es, zwei Oberkessel und zwei Unterkessel — für Heizflächen von 50 bis 100 qm — oder einen Oberkessel und einen

¹⁾ Vergl. F. Tetzner, „Die Dampfkessel“, Berlin 1902, Julius Springer.

Unterkessel — für Heizflächen von 25 bis 50 qm — so anzuordnen, daß der Rost, wie Fig. 640 erkennen läßt, unter den vorspringenden Oberkessel zu liegen kommt und die Heizgase auf und ab steigend in Schlangelinien den Ober- und Unterkessel bestreichen. Um eine angemessene Wasserbewegung im Kessel zu erzielen, sind die Unterkessel, je nach ihrer Länge, durch zwei oder drei Stützen mit dem zugehörigen Oberkessel zu verbinden.

Sind zwei Oberkessel und zwei Unterkessel vorhanden, so ist die Verbindung der ersteren im Dampftraum am besten durch einen gemeinsamen Dampfsammler, diejenige der letzteren durch ein 350 bis 400 mm weites Rohr zu bewirken. Den Durchmesser der Oberkessel nimmt man 0,8 bis 1,5 m, denjenigen der Unterkessel 0,6 bis 0,8 m. Die

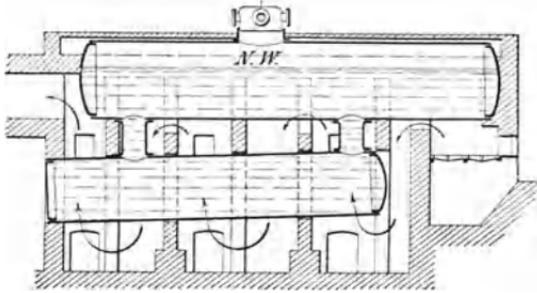


Fig. 640.

Speisung erfolgt, je nachdem der Rost unter den Oberkessel oder den Unterkessel zu liegen kommt, im Unter- bzw. Oberkessel.

Bei langsamer Verbrennung kann 1 qm Heizfläche an Dampf etwa 13 kg/std erzeugen.

c) Flammrohrkessel.

Legt man zwei oder mehrere weite Cylinder ineinander, so erhält man den Flammrohrkessel, auch Cornwalkessel genannt, mit ein, zwei oder drei Flammrohren, durch welche die Heizgase treten, so daß ihre ganze Oberfläche als Heizfläche angesehen werden kann.

1. Einflammrohrkessel.

Fig. 641 und 642 zeigen einen Kessel mit gewölbten Stirnböden und glattem Flammrohr; letzteres ist, um Raum zum Befahren des Kessels und um eine lebhaftere Bewegung des Kesselwassers zu erzielen, seitlich im Kessel eingebaut, weshalb derselbe auch Seitrohrkessel genannt wird. Die Verbindung des Flammrohres mit den Stirnböden erfolgt durch die Ein- bzw. Ausbördelung der letzteren. Die einzelnen Schüsse des Flammrohres sind an den Enden aufgeflanscht und durch zwischengelegte, innen ausgedrehte Flacheisenringe miteinander vernietet und verstemmt. Der Rost liegt im Flammrohr; dieses bildet somit den ersten Zug. Die weitere Führung der Heizgase erfolgt durch zwei Seitenzüge, und zwar bildet der dem Flammrohr am nächsten liegende Kanal den zweiten Zug.

Derartige Kessel für $H = 20$ bis 60 qm Heizfläche erhalten Mantel- und Längen von 5100 bis 9800 mm und Durchmesser $D = 1200$ bis 1900 mm

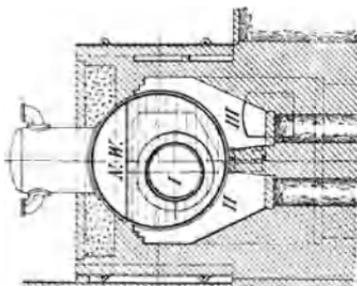


Fig. 642.

Die Durchmesser der zugehörigen glatten Flammrohre betragen $d = 570$ bis 950 mm. Im Mittel kann für überschlägige Berechnungen $D = 0,26 \sqrt{H}$ und $d = 0,5 D$ genommen werden.

An Stelle eines glatten Flammrohres erhalten Seitrohrkessel zur Erhöhung ihrer Verdampfungsfähigkeit zuweilen ein gewelltes Flammrohr.

Fig. 643 und 644 zeigen einen solchen Wellrohrkessel der Görlitzer Maschinenbauanstalt und Eisengießerei, A.-G. in Görlitz, in Verbindung mit einem Dampfüberhitzer von A. Hering in Nürnberg.

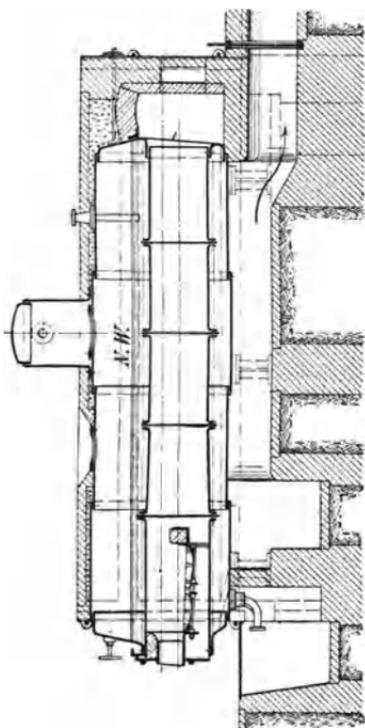


Fig. 641.

Der Kessel hat 75 qm Heizfläche und ist für 10 atm Überdruck gebaut; sein Mantel wird durch fünf Schüsse von je 19 mm Wandstärke gebildet, von denen die beiden konisch gestalteten in die cylindrischen Endschüsse hineingesteckt sind. An letztere schließen sich die gewölbten Stirnböden von 22 mm Dicke an. Ein cylindrischer Dom von 0,850 m Durchmesser, 12 mm Wandstärke und 0,850 m mittlerer Höhe mit 17 mm starkem gewölbtem Deckel trägt den zum Anschluß von Dampfleitung, Sicherheitsventil u. s. w. bestimmten Kreuzstutzen. Der Kesselmantel hat 2,2 m Durchmesser bei 8,75 m größter Kessellänge, das Wellflammrohr 1,256 m kleinsten und 1,350 m größten Durchmesser sowie 13 mm Wandstärke.

Die Einmauerung des Kessels ist in der Weise erfolgt, daß die auf dem Roste entwickelten Heizgase nach Durchströmen des Flammrohres rechts seitlich am Kessel nach vorn und links seitlich wieder

nach hinten ziehen, um schließlich in den Fuchs zu entweichen. Die hinter dem Kessel eingeschaltete Rauchkammer ist mit feuerfesten Steinen ausgekleidet und durch eine senkrechte Wand in zwei Hälften geschieden, um so die Möglichkeit zu haben, die Gase nach Verlassen

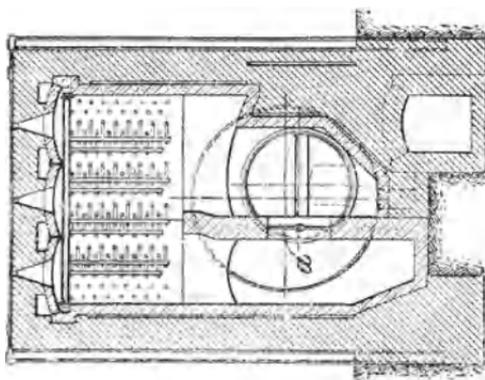


Fig. 644.

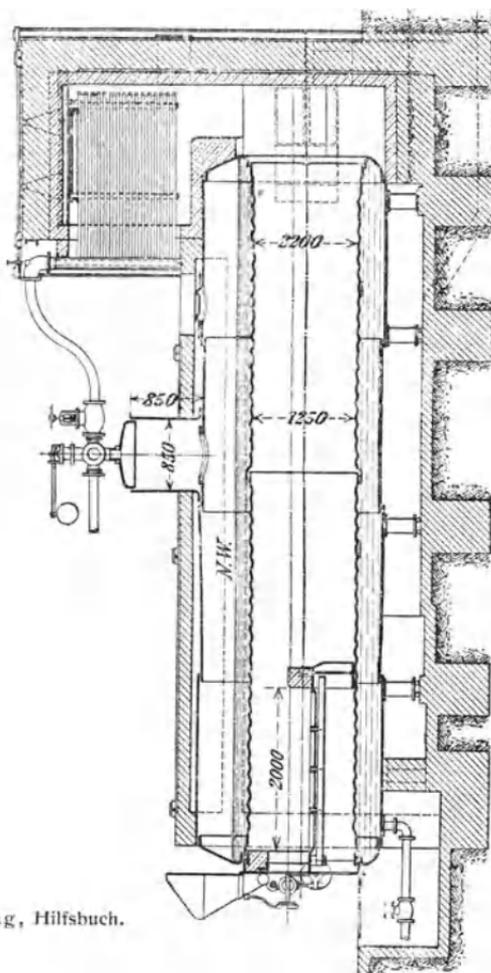


Fig. 643.

des Flammrohres zunächst durch den oberhalb der Kammer angeordneten Überhitzer und dann erst in den zweiten Zug zu leiten. Soll ersteres geschehen, so schließt man die von außen drehbare Drosselklappe α und zwingt dadurch die Gase, die Überhitzerspiralen in der ihnen durch eingebaute Wände vorgeschriebenen Weise zu umspülen.

Um das Speisewasser vor seiner Mischung mit dem Kesselinhalte möglichst hoch anzuwärmen, wird dasselbe dem Kessel durch ein inmitten desselben liegendes, vom vorderen bis nahe zum hinteren Stirnboden reichendes Rohr zugeführt.

Der mit dem Kessel vereinigte Überhitzer hat 30 qm Heizfläche; er überhitzt den nassen Kesseldampf auf 300° bis 350° C.



Fig. 645.



Fig. 646.

Die Rostbeschickung erfolgt durch einen selbsttätigen Feuerungsapparat.

Wegen der großen Widerstandsfähigkeit der Wellrohre gegen Zusammendrücken können die Wandstärken derselben wesentlich geringer gewählt werden als bei den glatten Flammrohren; besondere Versteifungen können in Wegfall kommen.

Das Blechwalzwerk Schulz Knaudt, A.-G., in Essen (Ruhr) macht über die von ihm nach Fox und Morison hergestellten gewellten Flammrohre (Fig. 645 bzw. 646) folgende Angaben.

Innendurchmesser (kleinster) $d_i = 700$ bis 1300 mm, steigend mit 50 mm.

Außendurchmesser $d_a = d_i + 100$ mm.

Entfernung von Mitte Welle bis Mitte der nächsten Welle = 151 mm bei Fox- und 202 mm bei Morisonrohren.

Ganze Länge: Rostrohr = 2850 mm, gewöhnliches Rohr = 2592 mm, Paßstücke von 650 bis 2592 mm.

Größte zulässige Länge eines Wellrohres = 3150 mm.

Durchmesser $\frac{d_i}{d_a}$	700	750	800	850	900	950	1000 mm
	800	850	900	950	1000	1050	1100 mm
Gewicht kg/m	210	235	250	265	280	295	310
Blechdicke mm	10	10	10	10	10	10	10,5
Betriebsüberdruck kg/qcm	13	13	12	11,5	11	10,5	10,5

Durchmesser $\frac{d_i}{d_a}$	1050	1100	1150	1200	1250	1300 mm
	1150	1200	1250	1300	1350	1400 mm
Gewicht kg/m	335	360	375	390	415	435
Blechdicke mm	10,5	10,5	10,5	11	11	11,5
Betriebsüberdruck kg/qcm	10	10	9,5	9	9	9

Die Heizfläche der Wellrohre ist um etwa $\frac{1}{7}$ größer als bei glatten Rohren.

Seitrohrkessel mit gewelltem Flammrohr für 20 bis 100 qm Heizfläche erhalten Manteldurchmesser $D = 1600$ bis 2400 mm und Längen von 4000 bis 10 800 mm; die zugehörigen Wellrohrdurchmesser betragen $d = 800$ bis 1350 mm.

2. Zweiflammrohrkessel.

Die Flammrohre des in Fig. 647 und 648 dargestellten Kessels setzen sich aus einer größeren Anzahl verhältnismäßig kurzer Rohrschüsse zusammen, die an der oberen Seite, nach dem von Paucksch angegebenen Verfahren, je um etwa 50 mm abgesetzt sind. Dadurch entstehen sichelförmige Vorsprünge an den oberen Stellen der Flammrohre, gegen welche die Heizgase strömen, und indem diese hierbei fast an jedem Schuß in Wirbelung kommen, findet eine innige Mischung derselben statt, was für die Ausnutzung des Brennstoffes und die Rauchverbrennung vorteilhaft ist.

Aus den Flammrohren strömen die Heizgase durch zwei Seitenzüge und einen Unterzug in den Fuchs, und zwar bilden die beiden Seitenkanäle den zweiten, der untere Kanal den letzten Zug.

Derartige Kessel für $H = 50$ bis 110 qm Heizfläche erhalten Manteldurchmesser $D = 1800$ bis 2400 mm und Längen von 6500 bis 12300 mm; die größten Durchmesser der zugehörigen Flammrohre betragen 700 bis 900, die kleinsten 600 bis 800 mm. Der kleinste Abstand zwischen zwei Flammrohren soll 150 bis 200 mm, derjenige zwischen Flammrohr und Mantel 125 mm betragen.

Im Mittel kann für überschlägige Berechnungen $D = 0,24 \sqrt{H}$ und der Flammrohrdurchmesser an der weitesten Stelle $d = 0,5 D - 250$ bis $0,5 D - 300$ mm gewählt werden.

In größere Flammrohre — von etwa 700 mm Durchmesser an — werden häufig noch Querrohre, sog. Gallowayrohre, eingesetzt, die, da sie abwechselnd verschieden geneigt liegen, den Heizgasen eine wirbelnde Bewegung erteilen, so daß dieselben ihre Wärme rasch

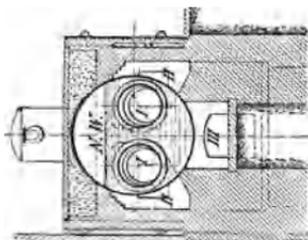


Fig. 648.

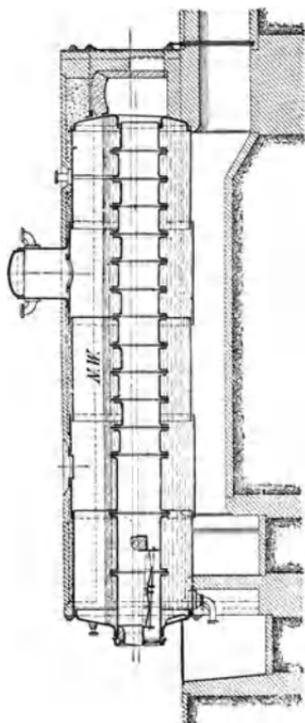


Fig. 647.

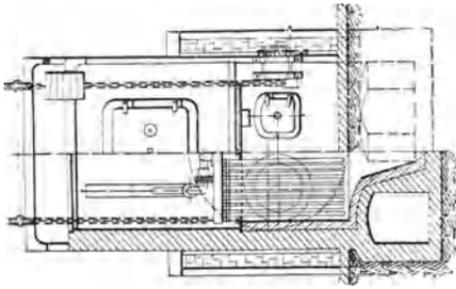


Fig. 650.

an den Kessel abgeben können; auch versteifen sie die Flammrohre und erhöhen die Wasserbewegung im Kessel. Mit solchen Gallowayrohren ist der Oberkessel des in Fig. 657 und 658 dargestellten Doppelflammrohrkessels versehen.

Bemerkenswerte Einzelheiten zeigte ein von L. Koch in Sieghütte bei Siegen in Düsseldorf 1902 ausgestellter Zweiflammrohrkessel (Fig. 649 und 650).

Die vordere Stirnplatte ist, um leichter und von außen genietet werden zu können, in Form eines nach innen gewölbten, nicht versteiften Tellerbodens ausgeführt und mit dem Mantel durch einen kräftigen Winkelisenring verbunden. Die hintere Stirnplatte ist aus demselben Grunde mit Aushalsung versehen, wobei die betreffende Nietreihe durch einen nach innen über sie hinweggreifenden Gußring besonders geschützt wird.

Die Flammrohre sind mittels kurzer Wellrohrschüsse mit nach innen gerichteten Wellen versteift, so daß ihr äußerer Durchmesser nicht wie bei den üblichen Versteifungen vergrößert wird. In Verbindung mit der größeren Aushalsung der vorderen Stirnplatte — bei entsprechender Aufweitung der Flammrohrköpfe — sind letztere dadurch leicht auswechselbar gemacht, wobei die vordere Stirnplatte nicht gelöst zu

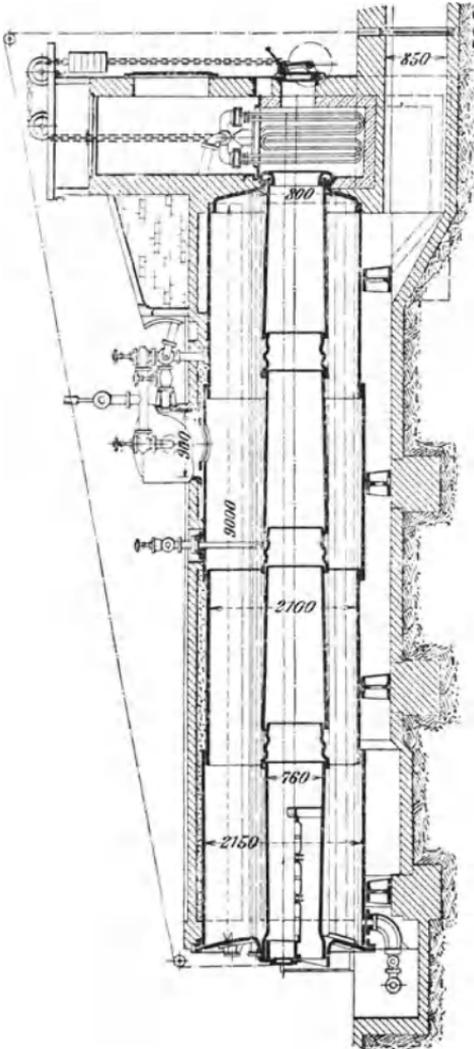


Fig. 649.

werden braucht. Die Form dieser Stirnplatte ermöglicht dann eine neue Vernietung, ohne daß das Mauerwerk und die Rohranschlüsse zu entfernen nötig sind.

Die Überhitzer-temperatur wird durch Einstellen auf beliebige Heizfläche geregelt. Hierzu ist der Überhitzer mittels Gegengewichtes ausgeglichen und durch Gelenkrohre mit dem Dampfdom verbunden. Die oft schwer beweglichen Drehklappen und Schieber werden dadurch vermieden, und der herabgezogene Überhitzer läßt sich wie auch die Flammrohre in bequemster Weise reinigen.

Die Feuerung ist eine rauchverhütende Planrostfeuerung mit selbsttätiger Luftzuführung.

3. Dreiflammrohrkessel.

Einen solchen von der Firma H. Paucksch, A.-G., in Landsberg a. W. ausgeführten Kessel in Verbindung mit einem Überhitzer zeigen Fig. 651 und 652¹⁾. Durch die Heizwirkung des dritten Flammrohres sowie die besondere Einführung des Speisewassers in den Kessel wird in der Längsrichtung desselben ein Wasserumlauf herbeigeführt, der nicht nur die Temperatur des Kesselwassers gleichmäßig hebt, sondern auch die Zeit für seine Erwärmung erheblich abkürzt, außerdem noch die Wärmeaufnahmefähigkeit erhöht.

¹⁾ Vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902, S. 926.

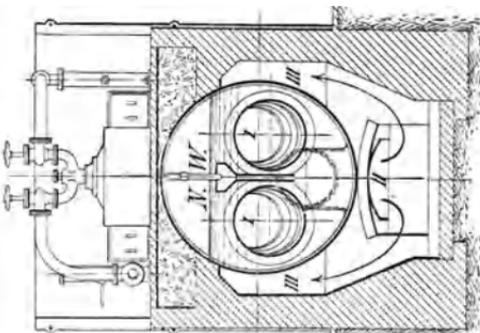


Fig. 652.

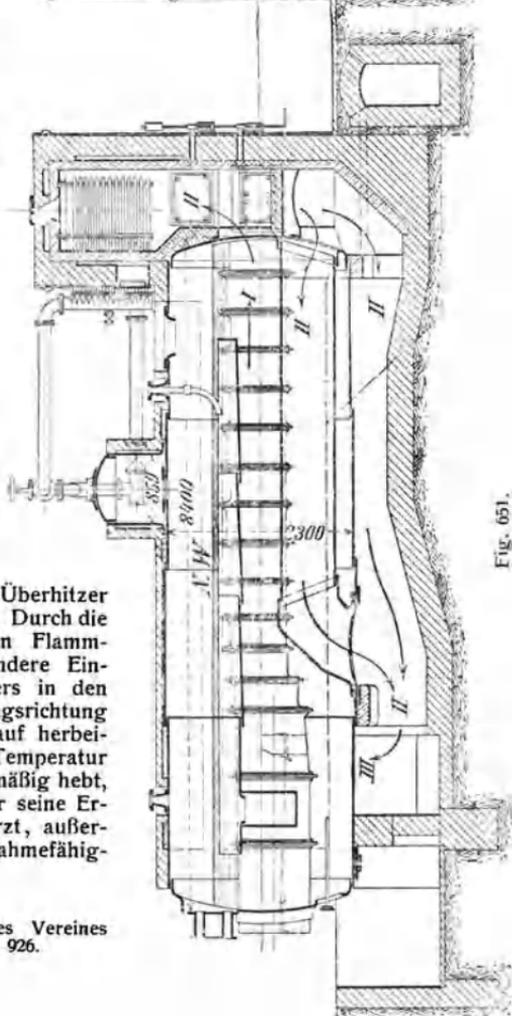


Fig. 651.

Das dritte Flammrohr liegt unter den beiden anderen Flammrohren, durchsetzt den hinteren Boden und reicht bis auf etwa $\frac{1}{3}$ der Kessel­länge nach dem vorderen Boden heran, wo es durch einen Krümmer an den Kesselmantel anschließt. Diesem Rohre werden die aus beiden Feuerrohren kommenden Heizgase entweder zum Teil oder ganz zugeführt, wozu eine im Unterzuge vor dem Krümmer angeordnete Klappe dient.

Das Speisewasser strömt in eine oberhalb der beiden Feuerrohre liegende, an beiden Enden geschlossene Rinne und gelangt, nachdem es in derselben vorgewärmt ist, durch eine nach unten gekehrte Mündung an ihrem vorderen Ende in den Raum zwischen dem Krümmer und dem vorderen Kesselboden.

Die Dampfentwicklung des dritten Rohres und das in der Nähe des Krümmers niedersinkende Speisewasser bewirken nun, daß ein lebhafter Wasserumlauf eintritt, der hauptsächlich durch den Auftrieb der Dampfblasen erhalten wird, die von der Heizfläche des dritten Rohres emporsteigen.

Die Heizgase aus den beiden oberen Flammrohren können unmittelbar in den Überhitzer geleitet werden, worauf sie dann in das dritte Flammrohr und in den Unterzug treten.

Die Leistungsfähigkeit der Flammrohrkessel in bezug auf Dampferzeugung beträgt, je nach der Größe dieser Kessel, der Art der Verbrennung auf dem Roste und der Anzahl der Flammrohre, bei Kesseln mit glatten Flammrohren 15 bis 25, bei solchen mit abgesetzten Flammrohren 16 bis 30 kg/std für 1 qm Heizfläche.

Werden die Flammrohre mit eingeschweißten Gallowayrohren versehen, so erhöht sich ihre Leistungsfähigkeit um etwa 3%.

Bei Wellrohrkesseln können mit 1 qm Heizfläche 18 bis 25 kg/std Dampf erzeugt werden.

Nach Angabe der Firma H. Paucksch, A.-G., sind bei Versuchen mit einem Dreiflammrohrkessel der Fig. 651 und 652 ersichtlichen Bauart mit 1 qm Heizfläche desselben 30,3 kg Dampf von 100° aus Wasser von 0° erzeugt worden.

d) Heizrohrkessel.

Im wesentlichen ist dieser Kessel ein Flammrohrkessel mit einer sehr großen Anzahl von kleinen Flammrohren. Fig. 653 und 654 zeigen einen Heizrohrkessel mit gewölbten Stirnböden und Unterfeuerung. Die Heizrohre sind in zwei Bündeln angeordnet, die zwischen sich einen Raum von mindestens 300 mm zum Befahren und Reinigen des Kessels frei lassen; sie sind ferner so zu legen, daß die Dampfblasen zwischen ihnen leicht aufsteigen können. Der Gesamtquerschnitt der Rohre, deren äußere Durchmesser d zwischen 70 und 102 mm genommen werden, kann $\frac{1}{6}$ bis $\frac{1}{8}$ der gesamten Rostfläche, die Entfernung der Rohrmitten $1,25 d$ bis $1,5 d$ betragen. Weite Rohre sind des besseren Zuges wegen engen Rohren vorzuziehen, doch nutzen letztere die Wärme besser aus als erstere. Das Verhältnis des inneren Rohrdurchmessers zur Länge des Rohres nimmt man 1 : 20 bis 1 : 50, die Rohrlängen aber zumeist nicht über 5 m.

Die Stirnböden des Kessels sind durch eingeschraubte und eingewalzte, starkwandige Ankerrohre gegen etwaige Durchbiegungen verstrebt.

Zum Befahren des Kessels wie auch zum Herausstoßen von Schlamm und Kesselstein aus dem Kessel ist derselbe mit einem Schlamm- bzw. Einsteigestutzen versehen.

Die Heizgase ziehen zunächst unter dem Kessel entlang, strömen durch das Rohrbündel, darnach durch zwei Seitenzüge und den Fuchs in den Schornstein. Diese Zugführung führt leicht zu Undichtheiten der Rohre in der hinteren Stirnwand des Kessels. Besser ist die Anordnung der beiden Seitenzüge als zweiter Feuerzug und des Rohrbündels als dritter.

Ausgeführte Heizrohrkessel für 20 bis 200 qm Heizfläche haben Manteldurchmesser $D = 1200$ bis 2300 mm und Längen von 1800 bis 5000 mm. Die Anzahl der Heizrohre von 83 bis 80 mm äußerem Durchmesser beträgt 30 bis 130.

In Fällen, wo gutes Speisewasser zur Verfügung steht, sind Heizrohrkessel, namentlich für geringwertiges Brennmaterial, zu empfehlen. Die Dampferzeugung mit 1 qm Heizfläche soll jedoch 10 kg/std nicht übersteigen.

e) Vereinigter Walzen- und Heizrohrkessel.

Der in Fig. 655 und 656 ersichtliche, von der Maschinen- und Dampfkesselfabrik F. L. Oschatz in Meerane i. S. für einen Betriebsüberdruck von 10 atm gebaute Kessel hat 246 qm Heizfläche. Der Röhrenkessel enthält 120 Rohre, und zwar

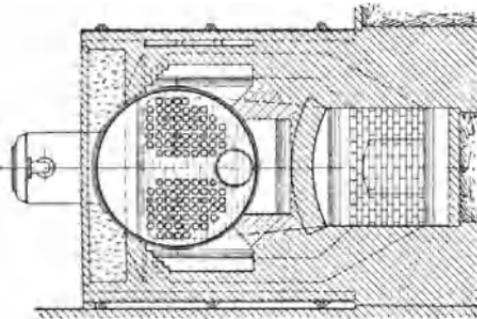


Fig. 654.

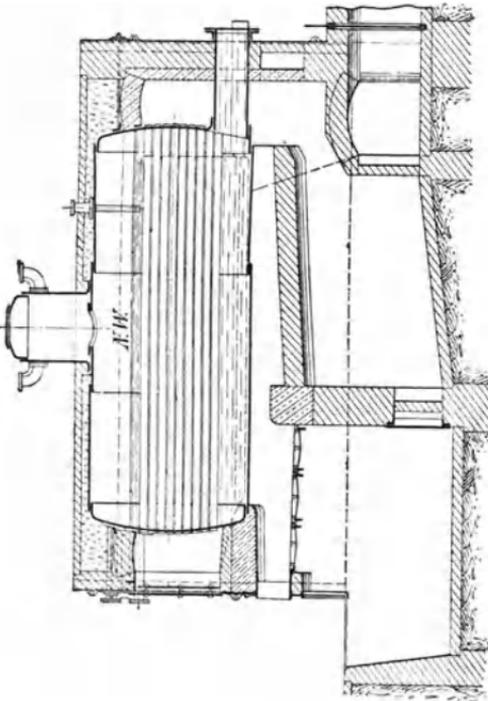


Fig. 655.

102 von 95/88 mm und 18 von 95/79,5 mm Durchmesser, von denen die letzteren an ihren Enden Gewinde tragen und zur Versteifung der Kesselböden in dieselben eingeschraubt sind.

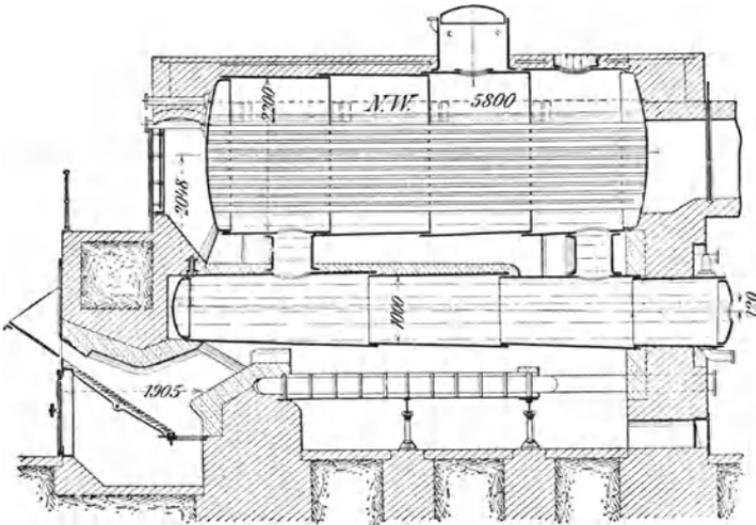


Fig. 655.

Die Rundnähte des Kesselmantels sind mit doppelter, die Längsnähte mit vierfacher Überlappungsnetzung ausgeführt. Der Oberkessel

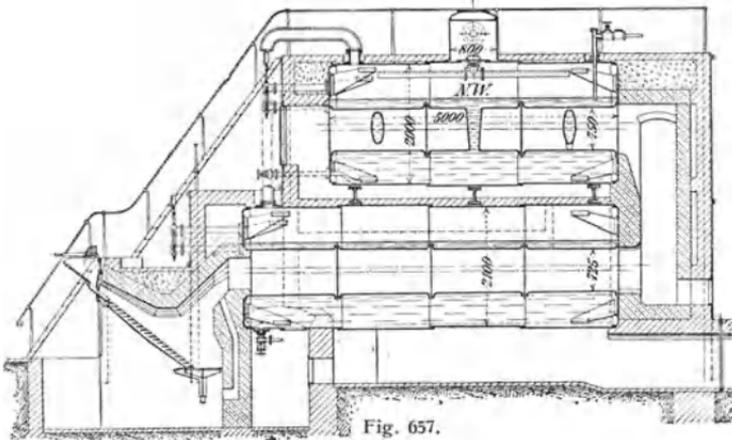


Fig. 657.

ist durch je zwei Stützen von 500 mm lichter Weite mit den beiden nach hinten stark geneigten Unterkesseln (Siedern) verbunden.

Die Heizgase bestreichen zuerst die Unterkessel, dann den Oberkessel und ziehen schließlich durch die Heizrohre in den Schornstein.

Um den Dampf zu trocknen und zu überhitzen, liegt hinter der Feuerbrücke — wagrecht unter den Siedern — ein aus Gußstahlröhren mit inneren Längs- und äußeren Rund- bzw. Längsrippen gebildeter Überhitzer.

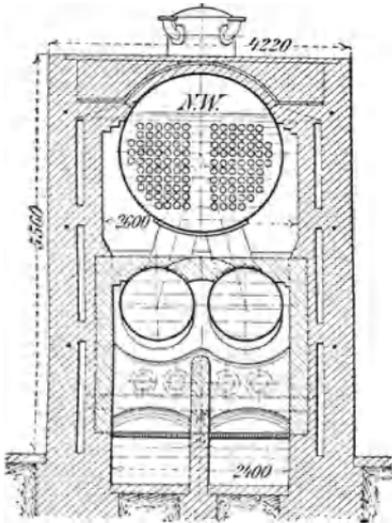


Fig. 656.

für 9 atm Überdruck gebauter Dampfkessel (Fig. 657 und 658) hat 95 qm Heizfläche. Beide Kessel können sich unabhängig voneinander beliebig ausdehnen und zusammenziehen, ohne daß schädliche Spannungen in den Nietverbindungen entstehen. Ihre Dampf Räume sind durch ein federndes, an der Stirnwand des Kessels liegendes Kupferrohr von genügender Weite miteinander verbunden. Die Speisung erfolgt oben und unten getrennt.

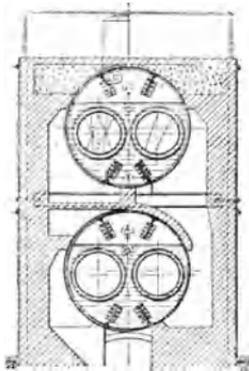


Fig. 658.

Die mittlere Dampferzeugung des Kessels auf 1 qm Heizfläche wurde bei angestellten Versuchen zu 18,8 kg/std ermittelt. Als Brennmaterial diente Meuselwitzer Braunkohle, — eine weiche, erdige, im feuchten Zustande schmierige Kohle, welche die Anlage von Vorfeuerungen bedingt. Es wurden bei den Versuchen mit 1 kg dieser Kohle 2,46 kg Wasser von 0° in Dampf von 100° verwandelt. Für Dauerbetrieb dürfte es sich empfehlen, die Dampferzeugung nicht über 10 kg/std auf 1 qm Heizfläche zu steigern.

f) Doppelflammrohrkessel.

Ein solcher von der Dresdener Maschinenfabrik und Schiffswerft, A.-G., in Dresden für 9 atm Überdruck gebauter Dampfkessel (Fig. 657 und 658) hat 95 qm Heizfläche. Beide Kessel können sich unabhängig voneinander beliebig ausdehnen und zusammenziehen, ohne daß schädliche Spannungen in den Nietverbindungen entstehen. Ihre Dampf Räume sind durch ein federndes, an der Stirnwand des Kessels liegendes Kupferrohr von genügender Weite miteinander verbunden. Die Speisung erfolgt oben und unten getrennt.

Nachdem die Heizgase die oberen, durch je drei Gallowayrohre versteiften Flammrohre verlassen haben, bestreichen sie beiderseits den Mantel des Oberkessels, dann, nach vorn zurückkehrend, die Seiten des Unterkessels und ziehen schließlich am Boden des letzteren entlang nach hinten in den Fuchs.

Die Abbildungen stellen den Kessel mit einer Treppenrostfeuerung dar, wie sie sich namentlich beim Verfeuern klarer Kohle als zweckmäßig erwiesen hat.

g) Flammrohrkessel mit Heizrohren.

Einer der gebräuchlichsten Flammrohrkessel mit vorgehenden Heizrohren ist der Lokomobilkessel. Fig. 659 zeigt einen solchen

Kessel, wie er für 6 bis 10 atm Dampfdruck in verschiedenen Größen gebaut wird. Um die Rohre (äußerer Durchmesser derselben etwa 51 bis 70 mm) von angesetztem Kesselstein reinigen zu können, sind dieselben mitsamt dem Flammrohr (Feuerbüchse) ausziehbar angeordnet.

Die Heizgase strömen von der Feuerbüchse durch die Heizrohre zur Rauchkammer, aus der sie durch einen Blechschornstein entweichen. Zuweilen legt man unter den Kessel noch einen gemauerten Zug, den die Heizgase durchstreichen, bevor sie zum Schornstein ziehen. Die Rauchkammer trägt in diesem Falle keinen Schornstein.

Mit 1 qm Heizfläche entwickeln die Kessel bei langsamer Verbrennung etwa 10 kg Dampf in einer Stunde. Sie sind bisher in den Größen von 5 bis 135 qm Heizfläche gebaut worden. Den Mantel-

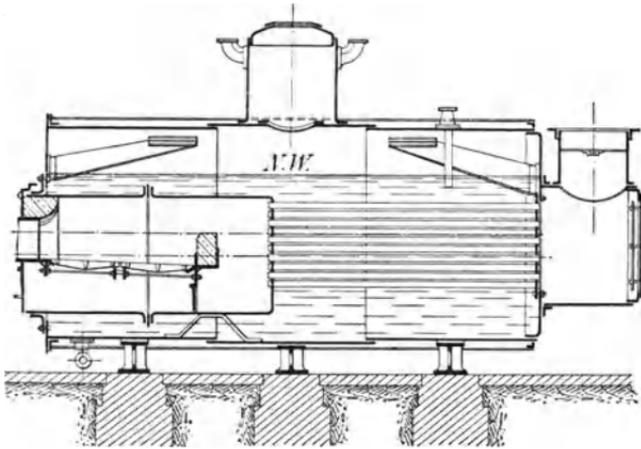


Fig. 659.

durchmesser D findet man gewöhnlich mit 0,65 bis 2,2 m ausgeführt; die Länge des Mantels nimmt man $2,5 D$ bis $3 D$, den Durchmesser der Feuerbüchse etwa $d = \frac{2}{3} D$ und die Länge der letzteren etwa $2 d$.

An Stelle der cylindrischen erhalten die Lokomobilkessel auch Feuerbüchsen von ovaler oder rechteckiger Gestalt.

Einen Flammrohrkessel mit rückkehrenden Heizrohren zeigen Fig. 660 und 661.

Das Flammrohr mündet hinten in eine Feuerbüchse, von der aus eine größere Anzahl Heizrohre zu der vorderen Stirnwand gehen. Die aus den Heizrohren tretenden Heizgase ziehen unter dem Kessel entlang in den Schornstein. Da die Heizrohre dem direkten Feuer nicht ausgesetzt sind, kann der Kessel etwas mehr angestrengt werden als der vorbesprochene Lokomobilkessel. Mit 1 qm Heizfläche lassen sich an Dampf etwa 15 kg/std erzeugen.

h) Vereinigte Flammrohr- und Heizrohrkessel.

Fig. 662 und 663 stellen einen solchen von der Firma Moritz Jahr in Gera für 9 atm Überdruck gebauten Dampfkessel von 150 qm

Heizfläche mit zugehöriger E. Völckerscher Halbgasfeuerung dar. Der über dem Flammrohrkessel liegende Heizrohrkessel hat 82 Rohre von 89 mm Durchmesser. Ober- und Unterkessel haben gewölbte Böden, doppelte Rund- und dreifache Längsnähte; ihre Dampf Räume stehen durch ein weites Rohr miteinander in Verbindung. Das Wasser wird zu meist durch das obere Speiseventil zugeführt, weshalb Unter und Oberkessel durch ein Überlaufrohr verbunden sind. Der Unterkessel kann aber auch durch ein besonderes Ventil gespeist werden. Die Verbindungsrohre der Dampf- und Wasserräume gehen durch den gemeinschaftlichen Verbindungstutzen. Zur Entfernung der Ablagerungen (Flugasche) aus den Flammrohren dient ein Dampf-Flugaschenräumer. Die Heizgase ziehen durch die Flammrohre des Unterkessels, die Heizrohre des Oberkessels, umspülen den Mantel des Ober- und Unterkessels und entweichen sodann durch den Fuchs in den Schornstein.

Bei langsamer Verbrennung kann mit 1 qm Heizfläche etwa 13 kg Dampf in der Stunde erzeugt werden.

Die Kessel werden bis zu 300 qm Heizfläche und bis zu 10 atm, in mittleren Größen bis zu 12 atm Überdruck ausgeführt.

Der Fig. 664 und 665 ersichtliche Flammrohr- und Heizrohrkessel (Bauart Dupuis) der Firma Otto Henschel in Grimma besteht aus einem vorderen liegenden Seitrohrkessel und einem dahinter angeordneten stehenden Heizrohrkessel mit 159 Rohren von 63 mm äußerem Durchmesser. Beide Kessel stehen durch einen in Wasserstandshöhe gelegenen und einen an tiefster Stelle angebrachten Stutzen miteinander in Verbindung.

Die Heizgase durchströmen das Flammrohr des Vorderkessels, umspülen dessen Mantel, dann denjenigen des stehenden Heizrohrkessels und ziehen durch die Rohre desselben in den Schornstein. Durch die Anordnung des Rohrbündels vor dem Dampfentnahmerohr soll der Dampf schwach überhitzt bzw. getrocknet werden. Der Kessel hat 99,1 qm wasserberührte Heizfläche.

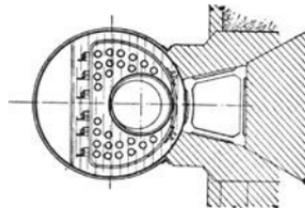


Fig. 661.

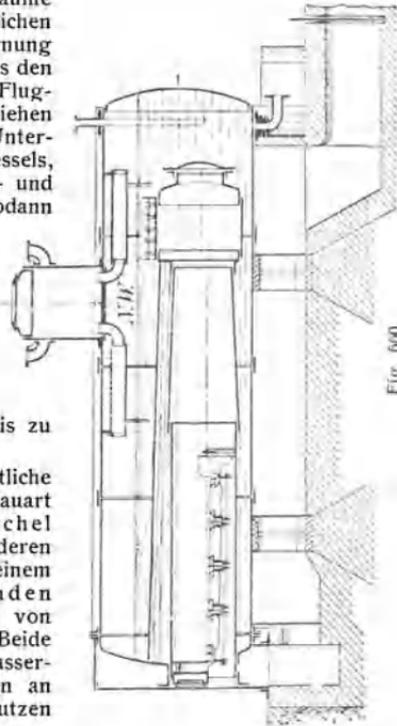


Fig. 660.

i) Wasserrohrkessel.

Der grundsätzliche Unterschied der hierher gehörigen Kesselarten beruht in der Verbindung der Rohre miteinander. Diese kann durch

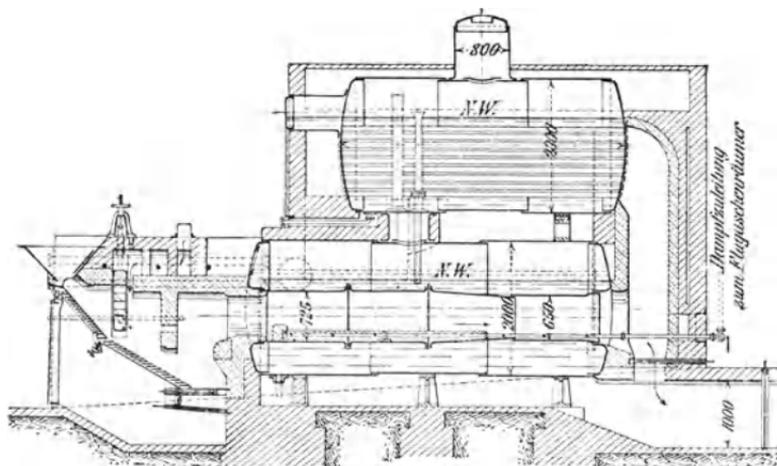


Fig. 662.

Kappen oder Krümmer oder durch gemeinsame Kammern, sog. Wasserkammern, erfolgen, wobei im letzteren Falle die Kammern entweder nur an einem Ende oder an beiden Enden der Rohre angeordnet sind.

Wasserrohrkessel mit Wasserkammern an beiden Enden der Rohre werden am häufigsten verwendet; sie kommen als Büttner-, Heine-, Humboldt-, Gehre-, Breda-, Simonis & Lanz-, Steinmüllerkessel u. s. w. in den Handel und werden zumeist noch mit einem oder zwei cylindrischen Oberkesseln von 1,0 bis 1,6 m Durchmesser ausgeführt.

Einen solchen, für 12 atm Überdruck gebauten sog. Schnellumlaufkessel der Firma Simonis & Lanz in Sachsenhausen bei Frankfurt a. M. zeigen Fig. 666 und 667. Der Kessel hat 247,5 qm wasserberührte Heizfläche und steht mit einem durch eine Klappe ausschaltbaren Überhitzer von 29,88 qm Heizfläche in Verbindung.

In die durch weite Stützen mit den beiden Oberkesseln verbundenen Wasserkammern sind in 7 wagerechten Reihen 147 Rohre von 95 mm äußerem Durchmesser und 4800 mm Heizlänge eingewalzt, außerdem führen von der nach unten verlängerten hinteren Wasserkammer weitere 21 Rohre nach einem dem Rohrsystem vorgelagerten Sammler, der wiederum mit jedem Oberkessel durch einen Stutzen verbunden ist. Hierdurch wird, unabhängig von dem Umlaufstrom, der von der hinteren Wasserkammer durch das Rohrsystem geht, noch ein solcher nach dem Sammler bezw. dem Oberkessel durch die unterste Rohrreihe geschaffen. Diese der Einwirkung des Feuers am stärksten ausgesetzte Rohrreihe wird infolgedessen so außerordentlich gekühlt, daß nach Angabe der Erbauer

selbst bei einer durchschnittlichen Verdampfung von 30 kg/std auf 1 qm Heizfläche weder Verbiegungen noch Kesselsteinansatz darin vorkommen.

Die Oberkessel haben je 1200 mm inneren Durchmesser und 7000 mm Mantellänge; Längs- und Rundnähte sind doppelreihig genietet. Im Dampfdom jedes Kessels ist zum Zwecke der Wasserabscheidung ein cylindrischer Blechtopf mit mehreren Zwischenwänden untergebracht.

Der 2,3 m lange Rost wird durch zwei selbsttätige Beschickungsapparate bedient.

Derartige Kessel werden bis zu 350 qm Heizfläche und 15 atm Überdruck gebaut; sie können an Dampf auf 1 qm Heizfläche bei langsamer Verbrennung durchschnittlich 12 kg/std erzeugen.

k) Zwergkessel.

Es sind dies kleine, zumeist nicht eingemauerte Kessel, die der Raumersparnis halber stehend gebaut und mit innerer Feuerung versehen werden. Hierher gehört u. a. der nach dem Erfinder benannte

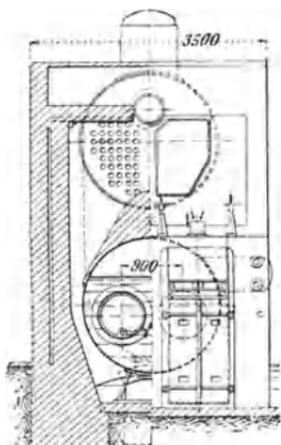


Fig. 663.

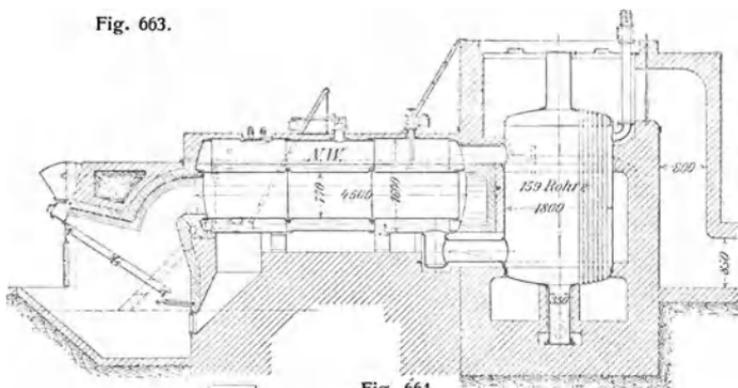


Fig. 664.

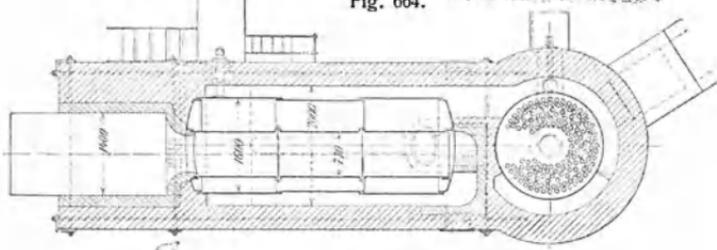


Fig. 665.

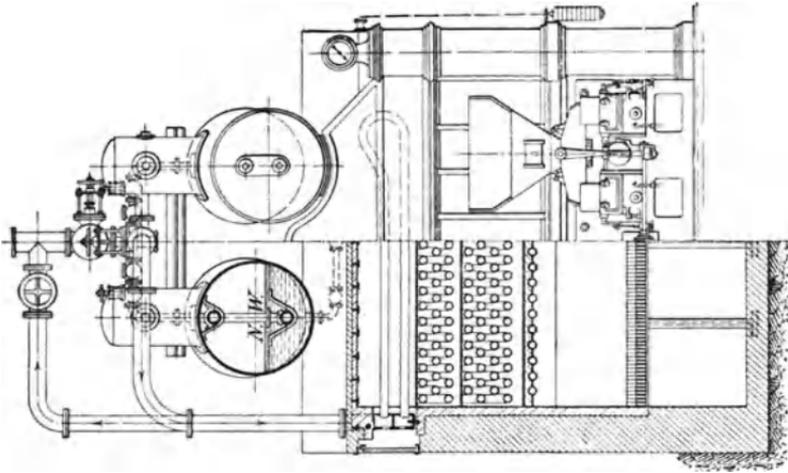


Fig. 667.

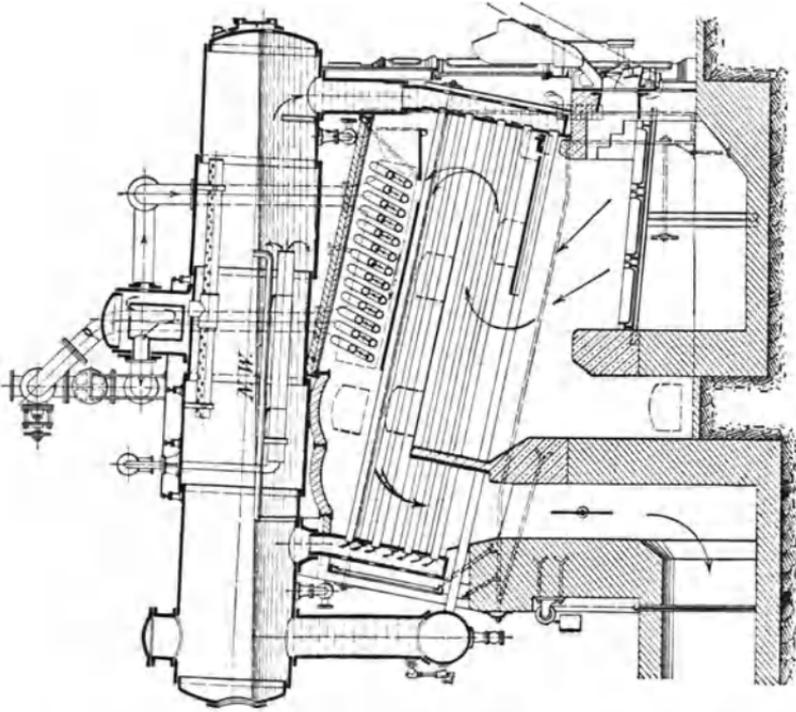


Fig. 666.

Fieldsche Kessel mit besonderer Feuerbüchse. In der Decke der letzteren hängen eine Anzahl an ihren unteren Enden geschlossene Rohre, die von den Heizgasen umspült werden. In diese Rohre sind engere, oben trichterförmig erweiterte und unten offene Rohre aus dünnem Blech eingesetzt, in denen das Wasser niedersinkt, um dann beim Durchgange durch die ringförmigen Zwischenräume beider Rohre zu verdampfen. Es findet hierbei ein sehr lebhafter Wasserumlauf statt, der nicht nur die Dampfbildung verstärkt, sondern auch das Ansetzen von Kesselstein in den Rohren bis zu einem gewissen Grade verhindert.

In größeren Abmessungen, und gewissermaßen den Übergang von

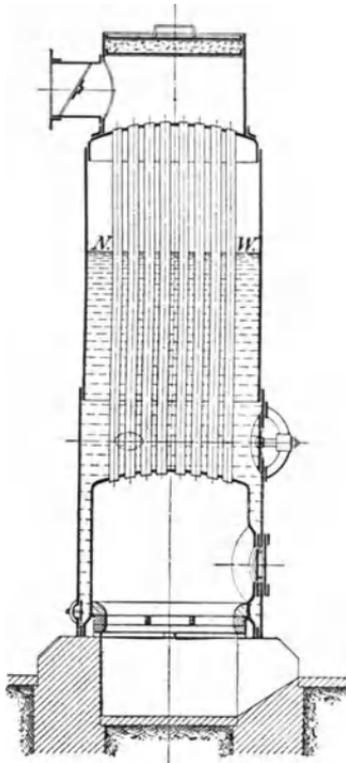


Fig. 668.

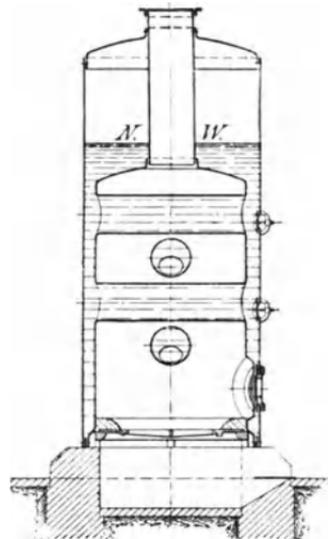


Fig. 669.

Kesseln mit größerem Wasserraum zu den Zwergkesseln bildend, finden stehende Feuerbüchsenkessel mit senkrecht oder wagerecht angeordneten Heiz- bzw. Wasserrohren Verwendung.

Fig. 668 zeigt einen Heizrohrkessel, dessen Grundfläche für 1 qm Heizfläche etwa 0,065 bis 0,1 qm beträgt. Die Rohre sind einerseits in der Feuerbüchsen-Decke, andererseits in der oberen Bodenplatte eingezogen und umgebördelt; sie lassen sich nach Abnahme der Rauch-

kammerdecke bequem reinigen, wohingegen die Reinigung des Wasser-
raumes — insbesondere der in diesem liegenden Feuerbüchse —
unbequem ist.

Der in Fig. 669 dargestellte Wasserrohrkessel (Lachapelle-
Kessel) besitzt vier (zuweilen nur zwei oder drei) mit der Feuerbüchse
durch Schweißung verbundene Quersieder von etwa 200 bis 400 mm
Durchmesser; um dieselben reinigen zu können, sind im äußeren
Kesselmantel besondere Verschlüsse angebracht. An die Stelle jedes
Quersieders wird auch zuweilen ein Rohrbündel von fünf etwa 60 bis
70 mm weiten Rohren gesetzt, die dann durch Auswalzen und Ver-
stemmen in der Feuerbüchse befestigt werden.

C. Material der Dampfkessel.

Je nachdem die Bleche, aus denen ein Kessel zusammengesetzt ist,
aus Schweißisen oder aus Flußeisen bestehen, erhalten sie ent-
sprechende Qualitätsbezeichnungen. Die aus Schweißisen gefertigten
Kesselbleche werden, wenn sie in die Nähe des Feuerraumes zu liegen
kommen oder gebördelt oder gekrempelt werden, als Feuer- bzw.
als Bördelbleche bezeichnet. Die anderen Teile der Kesselwandung
dürfen aus Mantelblech gefertigt werden.

Nach den Grundsätzen für die Berechnung der Material-
stärken neuer Dampfkessel (Hamburger Normen 1898),
sind nachstehende Normalziffern für die Zerreißeigigkeit (in
kg/qmm), die Dehnung und die sog. Qualitätsziffer (eine Zahl,
die aus der Addition der Zerreißeigigkeit in kg/qmm und der Dehnung
in Prozenten entsteht) für die aus Schweißisen gefertigten Kessel-
bleche und Winkeleisen vorgeschrieben.

	Zerreißeigigkeit in kg/qmm		Dehnung		Qualitätsziffer	
	Langfaser	Querfaser	Langfaser	Querfaser	Langfaser	Querfaser
Feuerblech	36	34	20 %	15 %	56	49
Bördelblech	35	33	15 %	12 %	50	45
Mantelblech	33	30	10 %	8 %	43	38
Winkeleisen	36	—	16 %	—	52	—

Die Zerreißeigigkeit darf jedoch bei allen drei Blechqualitäten
40 kg/mm nicht überschreiten.

Bleche über 25 mm Dicke pflegen weniger Zerreißeigigkeit auf 1 qmm zu
haben, als aus derselben Materialqualität gefertigte Bleche unter 25 mm Dicke,
und zwar rechnet man, daß auf je 2 mm Vergrößerung der Blechdicke s die
Festigkeit um 0,5 kg/mm abnimmt. Demgemäß wird man bei Verwendung von
Blechen über 25 mm Dicke den Ausfall an Festigkeit durch die Wahl einer besseren
Blechqualität auszugleichen haben.

Für die aus Flußeisen gefertigten Kesselbleche und Winkeleisen werden folgende Qualitäten unterschieden, für die die beistehenden Ziffern maßgebend sind ¹⁾.

	Zerreißfestigkeit in kg/qmm	Dehnung	Qualitäts- ziffer
	Lang- und Quersfaser	Lang- und Quersfaser	Lang- und Quersfaser
Feuerblech	34—40	mindestens 25 0/0	62
Mantelblech I	36—42	„ 22 0/0	61
Mantelblech II	{ 39—45 bei s bis 24 mm } { 38—44 „ s ≥ 24 „ }	„ 20 0/0	60
Winkeleisen (für Langfaser)		37—44	„ 20 0/0

Aus Mantelblech II dürfen nur solche Teile des Kesselmantels gefertigt werden, die mit den Feuergasen nicht in Berührung kommen.

Aus Mantelblech I dürfen nur solche Teile des Kesselmantels gefertigt werden, die nicht im ersten Feuerzuge liegen.

Alle übrigen Teile der Kesselwandungen einschließlich derjenigen, die gebördelt werden, sind aus Feuerblech herzustellen.

D. Berechnung der Blechstärken der Dampfkessel

auf Grund der Hamburger Normen 1898.

a) Cylindrische Dampfkesselwandungen mit innerem Überdrucke.

Die Wandstärken s (in cm) neuer Dampfkessel sind so zu messen, daß (bei dem höchsten Betriebsüberdrucke) die Zugspannung des Bleches an der schwächsten Stelle nicht mehr als $1/4,5$ der Zugfestigkeit K_z beträgt.

Bei Anwendung doppelt gelaschter Nähte darf die Zugspannung bis zu $1/4$ der Zugfestigkeit des Bleches betragen ²⁾.

Hiernach kann, wenn noch

p den größten Betriebsüberdruck in kg/qcm,
 D den inneren Durchmesser des Kessels in cm,
 K_z die Zugfestigkeit des Materials in kg/qcm, } (s vor-
 $x = 4,5$ bzw. bis 4 den Sicherheitsgrad gegen Zerreißen, } stehend)
 φ das Verhältniß der Festigkeit der Nietnaht zu der des vollen
 Bleches

bezeichnet, gesetzt werden (vergl. S. 80)

$$s = D \frac{p x}{2 K_z \varphi} \quad \text{oder} \quad p = K_z \frac{2 s \varphi}{D x}$$

¹⁾ Die Qualitätsziffer muß bei allen Blechen und Winkeleisen stets erreicht, die Maximalfestigkeit darf jedoch nicht überschritten werden. Beträgt z. B. die Zerreißfestigkeit eines Feuerbleches nur 34 kg/qmm, so muß sich die Dehnung auf mindestens 28 0/0 beziffern.

²⁾ In Preußen sind zurzeit noch statt $1/4,5$ und $1/4$ durch den Ministerial-erlaß vom 28. November 1897 $1/5$ und $1/4,5$ vorgeschrieben.

Die Blechdicke darf indes nie geringer als 0,7 cm genommen werden.

Es ist zu erwägen, ob je nach den örtlichen Betriebseinflüssen ein Zuschlag (von 0,1 bis 0,3 cm und mehr) zu machen ist; notwendig ist ein solcher, wenn die Rechnung eine Blechdicke unter 1 cm ergibt.

Für φ kann bei Dampfkesselmänteln mit ein-, zwei- und dreireihiger Überlappungsnielung gesetzt werden bezw. $\varphi = 0,56, 0,70$ und $0,75$.

Die Festigkeit gut und mittels Überlappung geschweißter Nähte kann zu 0,7 der Festigkeit des vollen Bleches in Rechnung gesetzt werden.

Rechnungsvorgang. Es wird s bestimmt, dann unter Annahme einer bestimmten Längsnielung die Nietstärke d bezw. $\frac{d^2 \pi}{4}$, die Teilung t und hierauf untersucht, ob die zulässige Belastung der Niete für 1 qcm Querschnitt derselben nicht überschritten wird (vergl. „Dampfkesselnielungen“, S. 77 u. ff.).

b) Dampfkessel-Flammrohre mit äußerem Überdrucke.

Bezeichnet

d den inneren Durchmesser des Flammrohres in cm,
 l die Länge des Flammrohres oder die größte Entfernung der wirksamen Versteifungen voneinander in cm — als wirksame Versteifungen gelten neben den Stirnplatten vorzugsweise Winkelleiseneringe (Abstand des Ringes vom Flammrohre 25 bis 30 mm), Flanschverbindung der einzelnen Flammrohrschüsse mit zwischengelegtem Flacheisenering (s. Fig. 641 und 642), Gallowayrohre (s. Oberkessel in Fig. 657 und 658) u. a. —,

dann kann nach C. v. Bach für die Blechdicke (in cm)

$$s = \frac{p d}{2000} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{a l}{p t + d}} \right) + c$$

gesetzt werden; hierin bedeutet noch

$a = 100$ für Rohre mit überlappter Längsnaht	}	bei liegenden Flammrohren,
$a = 80$ „ „ „ gelaschter oder geschweißter Längsnaht		
$a = 70$ für Rohre mit überlappter Längsnaht	}	bei stehenden Flammrohren,
$a = 50$ „ „ „ gelaschter oder geschweißter Längsnaht		

c einen Zuschlag, der mit entsprechenden Abrundungen zu setzen ist

$c =$	0,15	0,1	0,05	0 cm,
je nachdem $p =$	0 bis 5	6	7	über 7 kg/qcm.

Die Länge l der Rohrstrecken, die von Quersiedern (Gallowayrohren) durchdrungen werden, kann man wie folgt annehmen:

bei der Rohrstrecke a (Fig. 670)

$$l = l_1 + 0,5 l_2, \text{ sofern } l_1 \text{ die größere Strecke,}$$

bei der Rohrstrecke b

$$l = l_1 + l_2, \text{ bzw. } l = l_3 + l_2, \text{ je nachdem } l_1 \geq l_3,$$

bei der Rohrstrecke c (Fig. 671)

$$l = l_1 + l_2,$$

bei der Rohrstrecke d

$$l = l_2 + l_3, \text{ bzw. } l = l_3 + l_4.$$

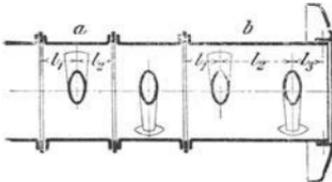


Fig. 670.

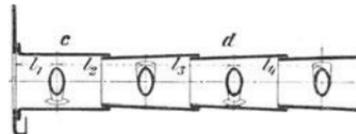


Fig. 671.

Sind mit Rücksicht auf die Größe, die Befestigungsweise, den Durchdringungsort des Querrohres u. s. w. Zweifel vorhanden, ob dasselbe in ausreichendem Maße versteifend einwirkt, so ist zu empfehlen, für l die volle Länge einzusetzen, also von einer rechnungsmäßigen Berücksichtigung der versteifenden Wirkung der Quersieder abzusehen.

Wellrohre (nach Fox und nach Morison, s. Fig. 645 und 646) und gerippte Rohre (Fig. 672), letztere mit 9" engl. Rippenentfernungen sind nach $s = \frac{p d}{1000} + c$ zu berechnen, worin $c = 0,1$ bis $0,3$ cm zu setzen ist.

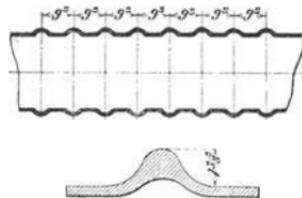


Fig. 672.

Auch hier ist die Blechdicke $s \geq 0,7$ cm zu nehmen.

c) Blechdicken ebener Wandungen.

1. Ebene Platten

Ist

s die Blechdicke in cm,

p der größte Betriebsüberdruck in kg/qcm,

e der Abstand der Stehbolzen oder Anker voneinander in cm,

K_z die Zugfestigkeit des Materials in kg/qcm,

$c = 1,323$, wenn die Stehbolzen oder Anker in die Platten eingeschraubt oder vernietet sind;

$c = 1,0314$, wenn die Stehbolzen oder Anker in die Platten eingeschraubt und außen mit einer Mutter versehen sind;

$c = 0,9774$, wenn die Stehbolzen oder Anker in die Platten eingeschraubt und innen und außen mit Muttern und Unterlagscheiben versehen sind, deren Durchmesser wenigstens dem 0,4fachen der Entfernung e zwischen den Stehbolzen- oder Ankerreihen gleichkommt. Die Dicke der Unterlagscheiben muß dann mindestens das $\frac{2}{3}$ fache der Plattendicke s betragen

und ist noch zu erhöhen, wenn der Durchmesser der Scheiben mehr als das $1\frac{1}{2}$ fache des über die Ecken gemessenen Durchmessers der Muttern beträgt;

$c = 0,8658$, wenn die Stehbolzen oder Anker zu beiden Seiten der Platte mit Muttern und Unterlagscheiben versehen und die äußeren Unterlagscheiben mit der Platte vernietet sind, die Dicke der äußeren Unterlagscheiben mindestens das $\frac{3}{4}$ fache der Plattendicke s beträgt und ihr Durchmesser wenigstens dem 0,6fachen der Entfernung e zwischen den Stehbolzen- oder Ankerreihen gleichkommt; dann ist

$$s = 0,15 + e \sqrt{\frac{p c}{K_z}} \text{ oder } p = \frac{(s - 0,15)^2 K_z}{e^2 c}.$$

2. Gekrempte flache Böden.

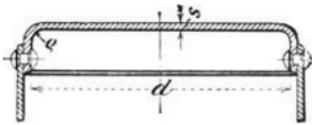


Fig. 673.

Bedeutung von s, p und K_z s. vorst. unter 1.; ist außerdem in Fig. 673

d der innere Durchmesser des Bodens in cm,

ρ der innere Wölbungshalbmesser der Krempung in cm,

so ist nach C. v. Bach

$$s = \sqrt{\frac{3}{8} \frac{p}{K_z} \left[d - \rho \left(1 + \frac{2\rho}{d} \right) \right]} \text{ oder } p = \frac{8}{3} K_z \left[\frac{s}{d - \rho \left(1 + \frac{2\rho}{d} \right)} \right]^2.$$

d) Blechdicken gewölbter voller Böden ohne Verankerung.

Wirkt der Druck im Innern der Wölbung, und ist

s die Blechdicke in cm,

p der größte Betriebsüberdruck in kg/qcm,

R der Halbmesser des inneren Wölbungskreises in cm,

K_z die zulässige Beanspruchung des Bleches in kg/qcm, und zwar

K_z bis zu 450 kg/qcm für Schweißeisen,

„ „ 600 „ „ Flußeisen,

„ „ 250 „ „ Kupfer,

so ergibt sich

$$s = \frac{p R}{2 K_z} \text{ oder } p = \frac{2 s K_z}{R}.$$

Ebene Kesselböden werden, sofern sie nicht genügend durch Flammrohre oder Heizrohre gehalten werden, gegen Formveränderungen u. s. w. durch schmiedeiserne Anker oder Blechwinkel, die einerseits am Kesselmantel, andererseits am Kesselboden angenietet werden, geschützt.

Ausschnitte in der Kesselwandung, wie sie für Mannlöcher, Dampfdome, Putzöffnungen u. s. w. nötig werden, schwächen die Wand

und können bei größeren Abmessungen ein Reißen des Bleches hervorbringen. Um diesem zu begegnen, ist die entstandene Schwächung der Wand durch Aufnieten eines Verstärkungsringes wieder auszugleichen.

E. Allgemeine polizeiliche Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln.

(Erlaß des Bundesrates auf Grund des § 24 der Reichs-Gewerbeordnung, gemäß Bekanntmachung des Reichskanzlers vom 5. August 1890.)

I. Bau der Dampfkessel.

§ 1. Die vom Feuer berührten Wandungen der Dampfkessel, der Feuerröhren und der Siederöhren dürfen nicht aus Gußeisen hergestellt werden, sofern deren lichte Weite bei cylindrischer Gestalt 25 cm, bei Kugelgestalt 30 cm übersteigt.

Die Verwendung von Messingblech ist nur für Feuerröhren, deren lichte Weite 10 cm nicht übersteigt, gestattet.

§ 2. Die um oder durch einen Dampfkessel gehenden Feuerzüge müssen an ihrer höchsten Stelle in einem Abstände von mindestens 10 cm unter dem festgesetzten niedrigsten Wasserspiegel des Kessels liegen. Dieser Minimalabstand muß für Kessel auf Fluß- und Landseeschiffen bei einem Neigungswinkel der Schiffsbreite gegen die Horizontalebene von 4 Grad, für Kessel auf Seeschiffen bei einem Neigungswinkel von 8 Grad noch gewahrt sein.

Diese Bestimmungen finden keine Anwendung auf Dampfkessel, welche aus Siederöhren von weniger als 10 cm Weite bestehen, sowie auf solche Feuerzüge, in welchen ein Erglühen des mit dem Dampf- raume in Berührung stehenden Teiles der Wandungen nicht zu befürchten ist. — Die Gefahr des Erglühens ist in der Regel als ausgeschlossen zu betrachten, wenn die vom Wasser bespülte Kesselfläche, welche von dem Feuer vor Erreichung der vom Dampfe bespülten Kesselfläche bestrichen wird, bei natürlichem Luftzuge mindestens zwanzigmal, bei künstlichem Luftzuge mindestens vierzigmal so groß ist als die Fläche des Feuerrostes.

II. Ausrüstung der Dampfkessel.

§ 3. An jedem Dampfkessel muß ein Speiseventil angebracht sein, welches bei Abstellung der Speisevorrichtung durch den Druck des Kesselwassers geschlossen wird.

§ 4. Jeder Dampfkessel muß mit zwei zuverlässigen Vorrichtungen zur Speisung versehen sein, welche nicht von derselben Betriebsvorrichtung abhängig sind, und von denen jede für sich imstande ist, dem Kessel die zur Speisung erforderliche Wassermenge zuzuführen. Mehrere zu einem Betriebe vereinigte Dampfkessel werden hierbei als ein Kessel angesehen.

§ 5. Jeder Dampfkessel muß mit einem Wasserstandsglase und mit einer zweiten geeigneten Vorrichtung zur Erkennung seines Wasserstandes versehen sein. Jede dieser Vorrichtungen muß eine gesonderte Verbindung mit dem Inneren des Kessels haben, es sei denn,

daß die gemeinschaftliche Verbindung durch ein Rohr von mindestens 60 qcm lichtem Querschnitt hergestellt ist.

§ 6. Werden Probierhähne zur Anwendung gebracht, so ist der unterste derselben in der Ebene des festgesetzten niedrigsten Wasserstandes anzubringen. Alle Probierhähne müssen so eingerichtet sein, daß man behufs Entfernung von Kesselstein in gerader Richtung hindurchstoßen kann.

§ 7. Der für den Dampfkessel festgesetzte niedrigste Wasserstand ist an dem Wasserstandsglase sowie an der Kesselwandung oder dem Kesselmauerwerke durch eine in die Augen fallende Marke zu bezeichnen. — An der Außenwand jedes Dampfschiffskessels ist die Lage der höchsten Feuerzüge nach der Richtung der Schiffsbreite in leicht erkennbarer, dauerhafter Weise kenntlich zu machen; ferner sind an derselben zwei Wasserstandsgläser in einer zur Längsrichtung des Schiffes normalen Ebene, in gleicher Höhe, symmetrisch zur Kesselmitte und möglichst weit von ihr nach rechts und links abstehend, anzubringen. Durch das hierdurch bei Dampfschiffskesseln geforderte zweite Wasserstandsglas wird die im § 5 angeordnete zweite Vorrichtung zur Erkennung des Wasserstandes nicht entbehrlich gemacht.

§ 8. Jeder Dampfkessel muß mit wenigstens einem zuverlässigen Sicherheitsventil versehen sein.

Wenn mehrere Kessel einen gemeinsamen Dampfsammler haben, von welchem sie nicht einzeln abgesperrt werden können, so genügen für dieselben zwei Sicherheitsventile.

Dampfschiffs-, Lokomobil- und Lokomotivkessel müssen immer mindestens zwei Sicherheitsventile haben. Bei Dampfschiffskesseln, mit Ausschluß derjenigen auf Seeschiffen, ist dem einen Ventil eine solche Stellung zu geben, daß die vorgeschriebene Belastung vom Verdeck aus mit Leichtigkeit untersucht werden kann.

Die Sicherheitsventile müssen jederzeit gelüftet werden können. Sie sind höchstens so zu belasten, daß sie bei Eintritt der für den Kessel festgesetzten höchsten Dampfspannung den Dampf entweichen lassen.

§ 9. An jedem Dampfkessel muß ein zuverlässiges Manometer angebracht sein, an welchem die festgesetzte höchste Dampfspannung durch eine in die Augen fallende Marke zu bezeichnen ist.

An Dampfschiffskesseln müssen zwei dergleichen Manometer angebracht werden, von denen sich das eine im Gesichtskreise des Kesselwärters, das andere (mit Ausnahme der Seeschiffe) auf dem Verdeck an einer für die Beobachtung bequemen Stelle befindet. Sind auf einem Dampfschiffe mehrere Kessel vorhanden, deren Dampfräume miteinander in Verbindung stehen, so genügt es, wenn außer den an den einzelnen Kesseln befindlichen Manometern auf dem Verdeck ein Manometer angebracht ist.

§ 10. An jedem Dampfkessel muß die festgesetzte höchste Dampfspannung, der Name des Fabrikanten, die laufende Fabriknummer und das Jahr der Anfertigung, bei Dampfschiffskesseln außerdem die Maßziffer des festgesetzten niedrigsten Wasserstandes auf eine leicht erkennbare und dauerhafte Weise angegeben sein.

Diese Angaben sind auf einem metallenen Schilde (Fabrikschild) anzubringen, welches mit Kupfernieten so am Kessel befestigt ist, daß es auch nach der Ummantelung oder Einmauerung des letzteren sichtbar bleibt.

III. Prüfung der Dampfkessel.

§ 11. Jeder neu aufzustellende Dampfkessel muß nach seiner letzten Zusammensetzung vor der Einmauerung oder Ummantelung unter Verschuß sämtlicher Öffnungen mit Wasserdruck geprüft werden (Druckprobe).

Die Prüfung erfolgt bei Dampfkesseln, welche für eine Dampfspannung von nicht mehr als 5 atm Überdruck bestimmt sind, mit dem zweifachen Betrage des beabsichtigten Überdruckes, bei allen übrigen Dampfkesseln mit einem Drucke, welcher den beabsichtigten Überdruck um 5 atm übersteigt. Unter Atmosphärendruck wird ein Druck von 1 kg/qcm verstanden.

Die Kesselwandungen müssen dem Probedrucke widerstehen, ohne eine bleibende Veränderung ihrer Form zu zeigen und ohne undicht zu werden. Sie sind für undicht zu erachten, wenn das Wasser bei dem höchsten Drucke in anderer Form als der von Nebel oder feinen Perlen durch die Fugen dringt.

Nachdem die Prüfung mit befriedigendem Erfolge stattgefunden hat, sind von dem Beamten oder staatlich ermächtigten Sachverständigen, welcher dieselbe vorgenommen hat, die Nieten, mit welchen das Fabrikschild am Kessel befestigt ist (§ 10), mit einem Stempel zu versehen. Dieser ist in der über die Prüfung aufzunehmenden Verhandlung (Prüfungszeugnis) zum Abdruck zu bringen.

§ 12. Wenn Dampfkessel eine Ausbesserung in der Kessel-fabrik erfahren haben, oder wenn sie behufs der Ausbesserung an der Betriebsstätte ganz bloßgelegt worden sind, so müssen sie in gleicher Weise, wie neu aufzustellende Kessel, der Prüfung mittels Wasserdruckes unterworfen werden.

Wenn bei Kesseln mit innerem Feuerrohre ein solches Rohr und bei den nach Art der Lokomotivkessel gebauten Kesseln die Feuerbüchse behufs Ausbesserung oder Erneuerung herausgenommen, oder wenn bei cylindrischen und Siedekesseln eine oder mehrere Platten neu eingezogen werden, so ist nach der Ausbesserung oder Erneuerung ebenfalls die Prüfung mittels Wasserdruckes vorzunehmen. Der völligen Bloßlegung des Kessels bedarf es hier nicht.

§ 13. Prüfungsmanometer. Der bei der Prüfung ausgeübte Druck darf nur durch ein genügend hohes offenes Quecksilbermanometer oder durch das von dem prüfenden Beamten geführte amtliche Manometer festgestellt werden.

An jedem Dampfkessel muß sich eine Einrichtung befinden, welche dem prüfenden Beamten die Anbringung des amtlichen Manometers gestattet.

IV. Aufstellung der Dampfkessel.

§ 14. Aufstellungsort. Dampfkessel, welche für mehr als sechs Atmosphären Überdruck bestimmt sind, und solche, bei welchen das Produkt aus der feuerberührten Fläche in Quadratmeter und der

Dampfspannung in Atmosphären Überdruck mehr als dreißig beträgt, dürfen unter Räumen, in welchen Menschen sich aufzuhalten pflegen, nicht aufgestellt werden. Innerhalb solcher Räume ist ihre Aufstellung unzulässig, wenn dieselben überwölbt oder mit fester Balkendecke versehen sind.

An jedem Dampfkessel, welcher unter Räumen, in welchen Menschen sich aufzuhalten pflegen, aufgestellt wird, muß die Feuerung so eingerichtet sein, daß die Einwirkung des Feuers auf den Kessel sofort gehemmt werden kann.

Dampfkessel, welche aus Siederöhren von weniger als 10 cm Weite bestehen, und solche, welche in Bergwerken unterirdisch oder in Schiffen aufgestellt werden, unterliegen diesen Bestimmungen nicht.

§ 15. Kesselmauerung. Zwischen dem Mauerwerke, welches den Feuerraum und die Feuerzüge feststehender Dampfkessel einschließt, und den dasselbe umgebenden Wänden muß ein Zwischenraum von mindestens 8 cm verbleiben, welcher oben abgedeckt und an den Enden verschlossen werden darf.

V. Bewegliche Dampfkessel (Lokomobilen)¹⁾.

§ 16. Bei jedem Dampfentwickler, welcher als beweglicher Dampfkessel (Lokomobile) zum Betrieb an wechselnden Betriebsstätten benutzt werden soll, müssen sich befinden:

1. Eine Ausfertigung der Urkunde über seine Genehmigung (Genehmigungsurkunde), welche die Angaben des Fabrikschildes (§ 10) enthält und mit einer Beschreibung und maßstäblichen Zeichnung, dem Prüfungszeugnis (§ 11 Abs. 4), der im § 24 Abs. 3 der Gewerbeordnung vorgeschriebenen Bescheinigung und einem Vermerke über die zulässige Belastung der Sicherheitsventile verbunden ist.

2. Ein Revisionsbuch, welches die Angaben des Fabrikschildes (§ 10) enthält. Die Bescheinigungen über die Vornahme der im § 12 vorgeschriebenen Prüfungen und der periodischen Untersuchungen müssen in das Revisionsbuch eingetragen oder demselben beigefügt sein.

Die Genehmigungsurkunde und das Revisionsbuch sind an der Betriebsstätte des Kessels aufzubewahren und jedem zur Aufsicht zuständigen Beamten oder Sachverständigen auf Verlangen vorzulegen.

§ 17. Als bewegliche Dampfkessel dürfen nur solche Dampfentwickler betrieben werden, zu deren Aufstellung und Inbetriebnahme die Herstellung von Mauerwerk, welches den Kessel umgibt, nicht erforderlich ist.

§ 18. Die Bestimmungen der §§ 16 und 17 treten außer Anwendung, wenn ein beweglicher Dampfkessel an einem Betriebsorte zu dauernder Benutzung aufgestellt wird.

VI. Dampfschiffskessel.

§ 19. Die Bestimmungen des § 16 finden auf jeden mit einem Schiffe dauernd verbundenen Dampfkessel (Dampfschiffskessel) mit der

¹⁾ Laut Erlaß des preußischen Ministers der öffentlichen Arbeiten vom Oktober 1891 sind die Kessel von Schiebebühnen, fahrbaren Dampfkranen, Heizwagen für Personenzüge, Hilfsdampferzeuger für Wasserstationen (vorübergehend) als bewegliche Dampfkessel anzusehen.

Maßgabe Anwendung, daß die vorgeschriebene maßstäbliche Zeichnung sich auf den Schiffsteil, in welchem der Kessel eingebaut oder aufgestellt ist, zu erstrecken hat.

VII. Allgemeine Bestimmungen.

§ 20. Wenn Dampfkesselanlagen, die sich zurzeit bereits im Betriebe befinden und den vorstehenden Bestimmungen aber nicht entsprechen, eine Veränderung der Betriebsstätte erfahren sollen, so kann bei deren Genehmigung eine Abänderung in dem Bau der Kessel nach Maßgabe der §§ 1 und 2 nicht gefordert werden. Im übrigen finden die vorstehenden Bestimmungen auch für solche Fälle Anwendung.

§ 21. Die Centralbehörden der einzelnen Bundesstaaten sind befugt, in einzelnen Fällen von der Beachtung der vorstehenden Bestimmungen zu entbinden.

§ 22. Die vorstehenden Bestimmungen finden keine Anwendung: 1. auf Kochgefäße, in welchen mittels Dampfes, der einem anderweitigen Dampfwickler entnommen ist, gekocht wird; 2. auf Dampfüberhitzer oder Behälter, in welchen Dampf, der einem anderweitigen Dampfwickler entnommen ist, durch Einwirkung von Feuer besonders erhitzt wird; 3. auf Kochkessel, in welchen Dampf aus Wasser durch Einwirkung von Feuer erzeugt wird, wofern dieselben mit der Atmosphäre durch ein unverschließbares, in den Wasserraum hinabreichendes Standrohr von nicht über 5 m Höhe und mindestens 8 cm Weite oder durch eine andere von der Centralbehörde des Bundesstaates genehmigte Sicherheitsvorrichtung verbunden sind.

§ 23. In bezug auf die Kessel der Eisenbahnlokomotiven gelten die Bestimmungen der Betriebsordnung für die Haupteisenbahnen Deutschlands, sowie die der Bahnordnung für die Nebeneisenbahnen Deutschlands.

F. Normen für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen,

aufgestellt vom Vereine deutscher Ingenieure, dem Internationalen Verbands der Dampfkessel-Überwachungsvereine und dem Vereine deutscher Maschinenbauanstalten im Jahre 1899.

Einleitung.

Die folgende Zusammenstellung hat den Zweck, für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen Normen von allgemeiner Gültigkeit zu schaffen.

Es ist wünschenswert, durch Angabe der wichtigsten Verhältnisse der untersuchten Anlagen und der Umstände, unter denen die Ergebnisse erzielt worden sind, dahin zu wirken, daß diese Ergebnisse nicht nur für den einzelnen Fall benutzt werden können, sondern auch allgemeinen Wert erhalten. Zu dem Zwecke ist es erforderlich, daß alle Angaben einheitlich nach Maßgabe der nachfolgenden Bestimmungen gemacht werden.

Mit der Ausführung derartiger Untersuchungen sind nur solche Personen zu beauftragen, welche die hierzu erforderliche Sachkenntnis und Übung besitzen. Sie sollen mit Beachtung des jeweiligen Zweckes, der es in vielen Fällen nicht erforderlich wird, daß die hier betrachteten Untersuchungen sämtlich durchgeführt werden, einen Versuchsplan aufstellen, die zur Untersuchung dienenden Vorrichtungen auf ihre Brauchbarkeit prüfen und die Ergebnisse zusammenstellen¹⁾. Ihren Arbeiten sind die folgenden Bestimmungen mit sinngemäßer Anwendung und Auswahl für den einzelnen Fall zugrunde zu legen.

I. Allgemeine Bestimmungen.

a) Gegenstand der Untersuchungen.

1. Gegenstand der Untersuchung einer Dampfkesselanlage kann sein:

- a) die Menge des stündlich auf 1 qm Heizfläche erzeugten Dampfes;
- b) die Verdampfungszahl, d. h. die Anzahl der Kilogramme Wasser von bestimmter Temperatur, die durch 1 kg näher bezeichneten Brennstoffes in Dampf von gewisser Spannung und Temperatur verwandelt werden (Brennstoffverbrauch);
- c) der Wirkungsgrad der Dampfkesselanlage, d. h. das Verhältnis der an den Inhalt des Dampfkessels abgegebenen Wärmemenge zu dem Heizwerte des verbrauchten Brennstoffes;
- d) die einzelnen in der Dampfkesselanlage stattfindenden Wärmeverluste.
- e) die Schwankungen der Umlaufzahlen bei wechselnder Belastung.

Bemerkung. Bei Überhitzern und Vorwärmern, welche keinen Bestandteil des zu untersuchenden Dampfkessels bilden, jedoch von derselben Wärmequelle geheizt werden, sind auch deren Leistungen festzustellen, jedoch getrennt von denen des Dampfkessels.

2. Gegenstand der Untersuchung einer Dampfmaschine kann sein:

- a) die indizierte Arbeit und die Nutzarbeit;
- b) der mechanische Wirkungsgrad, d. h. das Verhältnis der Nutzarbeit zur indizierten Arbeit;
- c) der Dampfverbrauch für 1 Pferdestärken-Stunde (1 PS/std.);
- d) der Wärmewert des für 1 PS/std verbrauchten Dampfes;

Bemerkung. Sollen Dampfkessel und Dampfmaschinen nicht bloß in bezug auf ihre Leistung, sondern auch nach anderen Richtungen beurteilt werden, so ist die Anlage in ihren einzelnen Teilen einer besonderen Durchsicht zu unterwerfen. Die Rücksichten auf Dauerhaftigkeit und Betriebssicherheit bestimmen in erster Linie den hierbei anzulegenden Maßstab. Bei Dampfmaschinen ist überdies dem Ölverbrauch Beachtung zu schenken.

¹⁾ Zu diesem Zwecke werden die den Normen beigefügten Vordrucke zur Anwendung empfohlen.

β) Zahl und Dauer der Untersuchungen; zulässige Schwankungen.

3. Zahl und Dauer der Versuche haben sich nach dem Zwecke der Untersuchung zu richten und sind unter Berücksichtigung der Anlage- und Betriebsverhältnisse — bei Versuchen von besonderer Wichtigkeit, deren Ergebnisse z. B. für die Abnahme, für Abzüge oder Prämien maßgebend sind, auch nach der Bedeutung des damit verknüpften Interesses — gemäß Nr. 4 bis 6 zu bemessen und vorher zu vereinbaren.

4. Um die zu untersuchende Anlage im Betriebe kennen zu lernen, die zur Verwendung kommenden Vorrichtungen zu prüfen und die Beobachter und Hilfskräfte anzuweisen, empfiehlt es sich, Versuche anzustellen.

5. Für Untersuchungen von besonderer Wichtigkeit sind mindestens zwei Versuche hintereinander auszuführen, die nur dann als gültig erachtet werden, wenn sie nicht durch Störungen unterbrochen worden sind, und wenn ihre Ergebnisse nicht um mehr voneinander abweichen, als unvermeidlichen Beobachtungsfehlern zugeschrieben werden darf. Aus den Versuchen mit annähernd gleichen Ergebnissen wird der Mittelwert als endgültig angenommen.

6. Handelt es sich um die Ermittlung des Brennstoffverbrauches, so ist ein Versuch von mindestens 10 stündiger Dauer, handelt es sich um die Menge des erzeugten oder verbrauchten Dampfes, so ist ein Versuch von mindestens 8 stündiger Dauer zu machen.

Eine kürzere Dauer — beim Brennstoffverbrauch von mindestens 8, beim Dampfverbrauch von mindestens 6 std — ist zulässig, wenn die zu untersuchende Anlage durchaus gleichmäßig beansprucht wird.

Wird die Menge des erzeugten oder verbrauchten Dampfes durch Oberflächenkondensation festgestellt, so genügt ein kürzerer Versuch, dessen Dauer nach den Schwankungen des Betriebes zu bemessen ist.

Soll lediglich der mechanische Wirkungsgrad einer Dampfmaschine festgestellt werden, so genügen Versuche von kurzer Dauer.

Bei den vorstehenden Zeitangaben ist vorausgesetzt, daß keine Unterbrechung oder Störung des Versuches stattfindet.

7. Wie weit von der zugesagten Leistung abgewichen werden darf, ohne die Zusage als verletzt erscheinen zu lassen, ist vor den Versuchen (sei es im Lieferungsvertrage, sei es bei Aufstellung des Versuchsplanes) zu vereinbaren. Ist keine andere Vereinbarung getroffen, so gilt die Zusage noch als erfüllt, wenn die durch den Versuch ermittelte Zahl um nicht mehr als 5 % ungünstiger ist als die zugesicherte Zahl. Innerhalb derselben Grenzen muß der zugesicherte Verbrauch an Brennstoff oder Dampf auch dann noch innegehalten werden, wenn bei Schwankungen während des Versuches die Belastung der Dampfmaschine im Mittel während des ganzen Versuches um nicht mehr als $\pm 75\%$, im einzelnen in der Regel um nicht mehr als $\pm 15\%$ von der dem zugesicherten Brennstoff- oder Dampfverbrauch zugrunde gelegten Beanspruchung oder Belastung abgewichen ist.

Sind größere Schwankungen im einzelnen aufgetreten, so soll der Versuch nur dann als gültig betrachtet werden, wenn das Durchschnittsergebnis dadurch nicht wesentlich beeinflußt wird.

Bemerkung. Da es bei Leistungsversuchen oft nicht möglich ist, die Dampfmaschine mit derjenigen Nutzleistung arbeiten zu lassen,

auf welche sich die im Vertrage ausgesprochene Zusage bezieht, so empfiehlt es sich, auch für größere und kleinere Leistungen Zahlen des voraussichtlichen Dampfverbrauches in den Vertrag aufzunehmen. Dasselbe gilt sinngemäß auch für Dampfkessel.

Versuche mit festgestelltem Regulator sind zulässig; jedoch ist dies im Versuchsbericht zu erwähnen.

8. Unmittelbar nach Inbetriebnahme einer Anlage soll kein Abnahmeversuch ausgeführt werden; dem Lieferanten wird zu eigenen Vorversuchen und zu den etwa nötigen Verbesserungen eine Frist eingeräumt, deren Dauer und sonstige Bedingungen möglichst bei Abfassung des Lieferungsvertrages festzustellen sind.

γ) Maße und Gewichte für die Berechnungen.

9. Alle Wärmemessungen (Wärmeeinheiten, Temperaturen) beziehen sich auf das 100teilige Thermometer (Celsius).

10. Ist ohne nähere Angabe vom Dampfdruck die Rede, so ist darunter stets der Überdruck über den Druck der Atmosphäre zu verstehen.

Spannungen, welche geringer sind als der Druck der Atmosphäre, werden als Vakuum angegeben. Man versteht unter Vakuum den Unterschied zwischen der atmosphärischen und der zu messenden Spannung, beide von 0 an gerechnet.

Die Maßeinheit für den Überdruck und für das Vakuum ist der Druck von 1 kg auf 1 qcm oder die metrische Atmosphäre.

Die absolute Dampfspannung erhält man, wenn man zum jeweiligen atmosphärischen Druck den Überdruck hinzurechnet, bzw. vom atmosphärischen Druck das Vakuum abzieht.

11. Die Zugstärke wird in mm Wassersäule angegeben.

12. Unter Heizfläche ist bei Dampfkesseln der Flächeninhalt der einerseits von den Heizgasen, anderseits vom Wasser berührten Wandungen zu verstehen. Sind noch andere Wandungen vorhanden, durch welche Wärme in den Dampfkessel übergeht, und sollen sie berücksichtigt werden, so ist deren von Heizgasen bespülte Fläche besonders anzugeben.

Alle Heizflächen sind auf der Feuerseite zu messen.

13. Der Heizwert ist auf 1 kg ursprünglichen Brennstoffes (ohne Abzug von Asche, Feuchtigkeit u. s. w.), bezogen in WE , anzugeben. Die Berechnung geschieht unter der Voraussetzung, daß der im Brennstoff enthaltene Wasserstoff zu dampfförmigem Wasser verbrennt, und daß auch die Feuchtigkeit des Brennstoffes dampfförmig wird.

14. Die Verdampfung durch 1 kg ursprünglichen Brennstoffes und die Verdampfung auf 1 qm Heizfläche sind auf Wasser von 0° und trocken gesättigten Dampf von 100° ($637 WE$) berechnet anzugeben.

15. Die für die Beurteilung der Dampfmaschine maßgebenden Spannungen und Temperaturen des einströmenden Dampfes sind unmittelbar vor dem Eintritt in die Dampfmaschine, diejenigen des auströmenden Dampfes im Ausströmrohr unmittelbar nach dem Austritt aus dem Dampfzylinder zu messen.

16. Für die Leistung einer Dampfmaschine gilt als Maßeinheit die Pferdestärke = 75 sek/mkg. Falls keine weitere Bezeichnung an-

gegeben ist, versteht man darunter stets die Nutzleistung. Soll die indizierte Leistung gemeint sein, so ist dies ausdrücklich auszusprechen. Die Angabe des Dampfverbrauches dagegen bezieht sich, wenn nicht anders bestimmt ist, auf die indizierte Leistung.

Die Angabe in nominellen Pferdestärken ist unstatthalt.

17. Als Maß für die Nutzleistung der Dampfmaschine wird der Unterschied zwischen der indizierten Leistung bei der jeweiligen Belastung (N_i) und der Leistung beim Leerlauf (N_o), als Maß für den mechanischen Wirkungsgrad das Verhältnis dieses Unterschiedes zur indizierten Leistung angesehen

$$\left(\frac{N_i - N_o}{N_i} \right).$$

Hinsichtlich strenger Bestimmung der Nutzleistung und des mechanischen Wirkungsgrades vergl. Nr. 36.

18. Ist der Wärmewert des für 1 PS/std verbrauchten Dampfes zu berechnen, so gilt 0° als Anfangstemperatur des Speisewassers.

II. Ausführung der Untersuchungen.

19. Zu Anfang und zu Ende jedes Versuches sollen überall gleiche Verhältnisse vorhanden sein; Dampfkessel und Dampfmaschinen sollen sich während des ganzen Versuches im Beharrungszustande befinden.

20. Handelt es sich um die Bestimmung des erzeugten oder des verbrauchten Dampfes, so sind alle für den Versuch nicht zur Anwendung kommenden Dampf- und Wasserrohre vom Versuchskessel und der Versuchsmaschine abzusperrern, am besten mittels Blindflansche, die möglichst nahe am Dampfkessel und der Dampfmaschine anzubringen sind.

a) Untersuchung einer Dampfkesselanlage.

21. Art, Zahl und Dauer der Versuche sind nach Maßgabe der „Allgemeinen Bestimmungen“ (Nr. 1 bis 8) zu vereinbaren.

22. Die Konstruktions- und Betriebsverhältnisse der Dampfkesselanlage sind möglichst vollständig anzugeben und durch Zeichnung zu erläutern; insbesondere sollen bei vollständigen Untersuchungen in diesen Angaben enthalten sein:

- a) die Heizfläche des Dampfkessels gemäß Nr. 12;
- b) die von Heizgasen gespülten Überhitzer- und Vorwärmer-Heizflächen;
- c) der Inhalt des Wasser- und Dampftraumes, der Speisewasservorwärmer und der von den Heizgasen geheizten Dampfüberhitzer;
- d) die Verdampfungsoberfläche;

Bemerkung. Die vorstehenden Angaben, insofern sie vom Wasserstand beeinflußt werden, müssen dem bei der Untersuchung tatsächlich beobachteten Wasserstande entsprechen.

- e) die gesamte und die freie Rostfläche; die Größe etwaiger Schwelplatten ist besonders anzugeben;

- f) der Querschnitt der Feuerzüge an den wesentlichen Stellen;
- g) der mittlere Zugquerschnitt der sämtlichen für den Versuch in Betracht kommenden Absperrvorrichtungen während des Versuches;
- h) die Höhe des Schornsteines (von der Rostfläche aus gemessen) und dessen Querschnitt an der Ausmündung oder an der engsten Stelle.

23. Vor dem Versuche ist der Dampfkessel zu reinigen, innerlich und äußerlich zu untersuchen, auf seine Dichtheit zu prüfen und in ordnungsmäßigen Zustand zu bringen.

24. Bei Beginn des Versuches muß sich der Dampfkessel tunlichst im Beharrungszustande befinden; er muß deshalb nach der Reinigung, bevor der Versuch beginnt, je nach seiner Beschaffenheit einen oder mehrere Tage im normalen Betriebe gewesen sein, und zwar mit demselben Brennstoff und derselben Beanspruchung wie während des Versuches.

25. Wasserstand und Dampfdruck sollen während des ganzen Versuches möglichst auf gleicher Höhe erhalten werden; sie werden zu Anfang und zu Ende sowie während des Versuches viertelstündlich vermerkt. Falls Überhitzer vorhanden, sind die Temperaturen der Gase vor und hinter dem Überhitzer, diejenigen des Dampfes dicht hinter dem Überhitzer viertelstündlich festzustellen.

Bemerkung. Geringe Abweichungen des Wasserstandes oder des Dampfdruckes am Ende des Versuches sind, falls sie sich nicht vermeiden lassen, nach ihrem Wärmewerte — entsprechend den Spannungen am Anfang und am Ende des Versuches — in Rechnung zu ziehen.

Besondere Sorgfalt verlangen in dieser Beziehung die Wasserrohrkessel und ähnliche Konstruktionen mit stark schwankendem Wasserspiegel, bei denen außerdem während der Dampfentwicklung die Wassermasse durch die im Wasser enthaltenen Dampfblasen erheblich vergrößert erscheint.

26. Das Speisewasser wird entweder gewogen oder nach seinem Rauminhalt in geeichten Gefäßen gemessen; im letzteren Falle ist der Inhalt der Gefäße nach der Temperatur des Wassers zu berichtigen. Bei Versuchen von besonderer Wichtigkeit ist nur Wägung zulässig.

Die Speisungen müssen regelmäßig und womöglich ununterbrochen geschehen; ist ununterbrochene Speisung nicht möglich, so sind mindestens 10 Minuten vor Beginn und ebenso vor Schluß des Versuches Speisungen zu vermeiden.

Die Temperatur des Speisewassers wird im Behälter, aus welchem gespeist wird, gemessen, bei genauen Versuchen je nach Umständen auch kurz vor dem Eintritt in den Dampfkessel, und zwar bei jeder Speisung, mindestens aber halbstündlich.

Die Speisung durch Injektoren ist bei genauen Leistungsversuchen an Dampfkesseln unstatthaft.

Es ist unzulässig, zur Speisung Dampfpumpen zu verwenden, deren Abdampf mit dem Speisewasser in Berührung kommt, es sei denn, daß die dem Speisewasser auf diese Weise zugeführte Wärme- und Wassermenge genau bestimmt werden kann.

Alles Leckwasser an den Ausrüstungsteilen sowie etwa an ihnen ausgeblasenes Wasser ist aufzufangen und in Rechnung zu bringen.

27. Versuche, bei welchen nachweisbar erhebliche Wassermengen durch den Dampf mitgerissen werden, sind ungenau, solange nicht Verfahren und Vorrichtungen bekannt sind, welche es möglich machen, diese Wassermengen genau zu ermitteln.

28. Zum Beginne des Versuches muß das Feuer in einen normalen Zustand der Beschickung und Reinigung gebracht, Asche und Schlacke aus dem Aschenfall entfernt werden; ist es nicht möglich, den Aschenfall zu entleeren (Schrägrostfeuerungen), so sind die Rückstände darin vor und nach dem Versuche bis auf eine bestimmte Höhe zu bringen und abzugleichen. In demselben Zustande wie beim Beginn muß sich das Feuer am Ende des Versuches befinden. Die Dauer und der Brennstoffverbrauch des Anheizens werden vermerkt, bleiben aber außer Berechnung.

Der während des Versuches zur Verwendung kommende Brennstoff ist zu wägen.

29. Um eine richtige Durchschnittsprobe dieses Brennstoffes zu erlangen, kann man in folgender Weise verfahren. Von jeder Ladung (Karre, Korb u. dergl.) des zugeführten Brennstoffes wird eine Schaufel voll in ein mit einem Deckel versehenes Gefäß geworfen. Sofort nach Beendigung des Verdampfungsversuches wird der Inhalt des Gefäßes zerkleinert, gemischt, quadratisch ausgebreitet und durch die beiden Diagonalen in vier Teile geteilt. Zwei einander gegenüberliegende Teile werden fortgenommen, die beiden anderen wieder zerkleinert, gemischt und geteilt. In dieser Weise wird fortgefahren, bis eine Probemenge von etwa 10 kg übrig bleibt, welche in gut verschlossenen Gefäßen zur Untersuchung gebracht wird. Außerdem ist während des Versuches eine Anzahl von Proben in luftdicht verschließbare Gefäße zu füllen. (Feuchtigkeitsproben.)

30. Die Zusammensetzung des Brennstoffes ist durch chemische Analyse zu ermitteln. Es soll der Gehalt an Kohlenstoff (C), Wasserstoff (H), Sauerstoff (O), Schwefel (S), Asche (A) und Wasser (W) in Prozenten des Brennstoffgewichtes angegeben werden. Der Gehalt des Brennstoffes an Stickstoff (N) kann unberücksichtigt bleiben. Das Verhalten in der Hitze ist durch Verkokungsprobe zu ermitteln.

31. Der Heizwert des Brennstoffes ist kalorimetrisch zu ermitteln.

Bemerkung. Auf Grund der chemischen Analyse kann der Heizwert von Steinkohlen und Braunkohlen angenähert mittels der sogenannten Verbandsformel:

$$8100 C + 29\,000 \left(H - \frac{O}{8} \right) + 2500 S - 600 W$$

berechnet werden (vergl. S. 712).

32. Die Temperatur der abziehenden Heizgase wird an der Stelle, wo sie den Kessel verlassen, jedenfalls aber vor dem Schieber, durch Quecksilberthermometer oder thermoelektrische Pyrometer gemessen. Diese Geräte sind mit sorgfältiger Abdichtung in den Rauchkanal so einzusetzen, daß sich die Quecksilberkugel oder die Lötstelle mitten im Gasstrom befindet. Die Ablesungen erfolgen möglichst oft, längstens aber viertelstündlich, und zwar womöglich bei Entnahme der Gasproben.

Die Temperatur der in die Feuerung tretenden Luft wird nahe der Feuerung gemessen, wobei das Thermometer vor Wärmestrahlung zu schützen ist. Aus den einzelnen Ablesungen wird das Mittel genommen.

33. Während des Heizversuches werden entweder ununterbrochen oder in gleichmäßigen Zwischenräumen möglichst oft, längstens aber alle 20 min, durch ein luftdicht neben dem Thermometer eingesetztes Rohr, dessen untere Mündung mitten in den Gasstrom reicht, Gasproben entnommen. Der Gehalt an Kohlensäure (k) ist regelmäßig zu bestimmen. Vollständige Untersuchungen der Heizgase auf Kohlensäure, Sauerstoff, Kohlenoxyd und Stickstoff sind nach Bedarf vorzunehmen. Hierzu dienen am besten Durchschnittsproben, welche mittels gleichmäßig saugender Aspiratoren entnommen werden.

Soll der Verlust durch unvollständig verbrannte Gase festgestellt werden, so ist die Zusammensetzung der Gase nach genauen Verfahren festzustellen, da hierfür die üblichen Verfahren der technischen Gasanalyse nicht ausreichen.

Um zu ermitteln, wieviel Luft in die Feuerzüge eindringt, können an verschiedenen Stellen derselben Gasproben entnommen und auf ihren Gehalt an Kohlensäure und Sauerstoff untersucht werden.

Bemerkung. Auf einfache Weise kann man in der Regel starke Undichtheiten des Mauerwerkes nachweisen, indem man den im Betriebe befindlichen Rost mit stark rauchendem Brennstoffe beschickt und hierauf den Zugschieber schließt, oder auch dadurch, daß man beobachtet, ob die Flamme eines an dem Kesselmauerwerk entlang bewegten Lichtes angesaugt wird.

Für die Berechnung der Wärme, die in den abziehenden Heizgasen verloren geht, ist die Zusammensetzung derjenigen Heizgase maßgebend, die neben dem Thermometer entnommen sind.

Der weitergehenden wissenschaftlichen Verwertung der Versuchsergebnisse zur Bestimmung der Wärmeverluste einer Dampfkesselanlage dienen die folgenden Bemerkungen.

a) Der Wärmeverlust, welcher dadurch entsteht, daß die Heizgase den Dampfkessel mit der Temperatur T verlassen, welche höher ist als die Temperatur t der Außenluft, berechnet sich aus der Menge ihrer Bestandteile, ihrer spezifischen Wärme und dem Unterschiede $T - t$.

Die Heizgasmenge aus 1 kg verheizten Brennstoffes wird aus der Zusammensetzung des Brennstoffes und dem Kohlensäuregehalt der Heizgase in folgender Weise berechnet:

Ist C der Kohlenstoffgehalt des Brennstoffes und k der Kohlensäuregehalt der Heizgase, so liefert 1 kg Brennstoff $\frac{C}{0,536 k}$ cbm Heizgas (ohne Wasserdampf) von 0° und 760 mm Barometerstand.

Bemerkung. Die großen Buchstaben bedeuten Gewichtprozente des Brennstoffes, die kleinen Buchstaben Volumenprozente der Heizgase.

Das Gewicht des bei der Verbrennung entstandenen Wasserdampfes ist $\frac{9H + W}{100}$, worin H den Prozentgehalt an Wasserstoff und W den Prozentgehalt an Wasser im Brennstoff bedeutet.

Bemerkung. Das Volumen des Wasserdampfes bei 0° und 760 mm Barometerstand ist

$$\frac{9H + W}{0,804 \cdot 100}$$

Das Gesamtvolumen des aus 1 kg Brennstoff entstandenen Gasgemenges ist also

$$\frac{C}{0,536 k} + \frac{9H + W}{0,804 \cdot 100} \text{ cbm}$$

bei 0° und 760 mm Barometerstand.

Nimmt man 0,32 als mittlere spezifische Wärme für 1 cbm Heizgas (Wärmekapazität) und 0,48 als spezifische Wärme für 1 kg Wasserdampf an, so ist der Wärmeverlust durch die Heizgase für 1 kg Brennstoff:

$$V = \left(0,32 \frac{C}{0,536 k} + 0,48 \frac{9H + W}{100} \right) (T - t) WE.$$

Bemerkung. Die zur Verbrennung von 1 kg Brennstoff erforderliche Luftmenge berechnet sich wie folgt:

1 kg Brennstoff, welcher aus C kg Kohlenstoff, H kg Wasserstoff, S kg Schwefel und O kg Sauerstoff besteht, erfordert

$$\left(\frac{8}{3} C + 8 H + S - O \right) \frac{100}{23} = L \text{ kg Luft}$$

und damit

$$\frac{L}{1,29} = L_1 \text{ cbm Luft (vergl. S. 712).}$$

Haben die Gasanalysen außer k Raumprozent Kohlensäure o Raumprozent Sauerstoff und n Raumprozent Stickstoff ergeben, so ist das Verhältnis der gebrauchten Luftmenge zu der theoretisch erforderlichen ($v : 1$), der sog. Luftüberschußkoeffizient

$$\frac{21}{21 - 79 \frac{o}{n}}$$

b) Der Wärmeverlust durch Unverbranntes in den Herdrückständen (Schlacke und Asche) wird in folgender Weise ermittelt: Nach Beendigung des Versuches wird das Gewicht der trockenen Verbrennungsrückstände bestimmt und in einer Durchschnittsprobe der Gehalt an unverbrannten Bestandteilen festgestellt. Das „Verbrennliche“ in den Herdrückständen wird hier als Kohlenstoff mit 8100 WE in 1 kg in Rechnung gesetzt.

Der Wärmeverlust durch Entfernen heißer Schlacken aus dem Brennraum ist gering und kann vernachlässigt werden.

Bemerkung. Der Wärmeverlust durch unverbrannte Gase und Ruß kann bei qualmender Feuerung bedeutend sein; soll er bestimmt werden, so ist der Gehalt an unverbrannten Bestandteilen nach bekannten Verfahren zu ermitteln und in Rechnung zu stellen.

c) Zur Aufstellung der Wärmebilanz sind die vorstehend im einzelnen ermittelten Wärmeverluste sowie die an das Wasser im Dampfkessel abgegebene Wärmemenge in % des kalorimetrisch ermittelten Heizwertes anzugeben. Was an 100 fehlt, stellt, abgesehen von unvermeidlichen Versuchsfehlern, den Verlust durch Strahlung und Leitung, sowie durch unverbrannte Gase und Ruß dar.

β) Untersuchung einer Dampfmaschinenanlage.

34. Art, Zahl und Dauer der Versuche sind nach Maßgabe der „Allgemeinen Bestimmungen“ (Nr. 1 bis 8) zu vereinbaren.

35. Die Konstruktions- und Betriebsverhältnisse der Dampfmaschine sind möglichst vollständig anzugeben und durch Zeichnung zu erläutern; insbesondere sollen bei vollständigen Untersuchungen in diesen Angaben enthalten sein:

- a) die Bauart der Maschine, Beschreibung und Zeichnung ihrer Hauptteile; die Abmessungen der Cylinder; die Größe der schädlichen Räume; der Kolbenhub und sonstige in Betracht kommende Abmessungen;
- b) die normale Umlaufzahl, deren zulässige Schwankungen und der Ungleichförmigkeitsgrad;
- c) die Spannung und die Temperatur des Dampfes, mit dem die Dampfmaschine arbeiten soll, und die höchste Spannung, für die sie gebaut ist;
- d) die Leistung, auf welche sich der zugesagte Dampfverbrauch und der mechanische Wirkungsgrad beziehen, die zugesagte größte Leistung und die entsprechenden Füllungsgrade;
- e) der für die indizierte oder für die Nutzleistung zugesagte Dampfverbrauch;
- f) die im Vertrage vorausgesetzte Temperatur und Menge des Einspritz- oder Kühlwassers und das dieser Voraussetzung entsprechende Vakuum.

Im Sinne des Absatzes 2 der Einleitung liegt es außerdem, die Länge und den Durchmesser der Dampfzu- und -ableitungsrohre, die Entwässerungsvorrichtungen, die Weite der Dampfkanäle, die Abmessungen der Luftpumpen sowie die Bauart und die Betriebsverhältnisse der Dampfkesselanlage anzugeben.

36. Eine strenge Ermittlung der wirklichen Nutzleistung und damit der sog. zusätzlichen Reibung ist nur mittels der Bremse möglich; jedoch ist dieses Verfahren bei größeren Maschinen schwierig und mit Gefahren verknüpft und deshalb nur ausnahmsweise anzuwenden (vergl. Nr. 17).

Ist eine Dynamomaschine mit der Dampfmaschine unmittelbar gekuppelt, so kann aus der dem Anker der Dynamomaschine entnommenen elektrischen Arbeit die Nutzarbeit der Dampfmaschine bestimmt werden, falls der Wirkungsgrad des Ankers der Dynamomaschine unter den obwaltenden Temperatur- und Belastungsverhältnissen genau bekannt ist.

Die Geräte, mit denen die elektrischen Messungen vorgenommen werden, müssen geeicht sein.

37. Die Indikatoren sind möglichst unmittelbar am Cylinder, ohne lange und scharf gekrümmte Zwischenleitungen anzubringen, und zwar an jedem Cylinderende ein Indikator. Zu dem Zwecke ist jedes Cylinderende mit einer Bohrung für 1" Whitworth zu versehen.

Die Indikatoren und ihre Federn sind vor und nach dem Versuch entweder durch unmittelbare Belastung oder an offenen Quecksilber- bzw. Eichmanometern bei einer der mittleren Dampfspannung des Versuches entsprechenden Temperatur zu prüfen. Ergeben sich Unterschiede, so ist der Mittelwert maßgebend. Sind tägliche Federprüfungen während der Versuchszeit ausführbar, so sind diese vorzuziehen.

Die Maßstäbe sehr schwacher Vakuumfedern sind in derselben Lage zur Wagerechten zu berichtigen, welche sie während des Versuches inne haben.

38. Bei Leistungsversuchen, die zur Ermittlung des Dampfverbrauches dienen, sind folgende Regeln zu beobachten:

Der Versuch soll nicht eher beginnen, als bis in der Maschine und in den Meßgeräten Beharrungszustand bezüglich der Kräfte und Temperaturen eingetreten ist.

Erstreckt sich der Versuch bei regelmäßigem Fabrikbetriebe auf die Dauer eines Arbeitstages, so sind die erste und die letzte Stunde des Arbeitstages von der eigentlichen Versuchszeit auszuschließen; ebenso die Tage vor und nach Sonn- und Feiertagen.

Dampfspannung, Belastung der Maschine und Überhitzungstemperatur (s. Bemerkung zu Nr. 40) müssen während der Versuchsdauer möglichst gleichmäßig erhalten werden; erforderlichenfalls ist die Gleichmäßigkeit der Belastung künstlich herzustellen (vergl. Nr. 7).

Die Umlaufzahl der Maschine wird durch Hubzähler gemessen und stündlich vermerkt. Bei wechselnder Belastung empfiehlt es sich, die Schwankungen der Umlaufzahl mit Hilfe eines Tachographen oder dergl. zu ermitteln.

In regelmäßigen Zwischenräumen (alle 10 bis 20 min) werden der Wasserstand und die Spannung im Kessel, die Spannung und, falls der Dampf überhitzt ist, die Temperatur unmittelbar vor der Maschine, die Spannungen in den Zwischenbehältern, im Ausströmrohr unmittelbar hinter dem Dampfzylinder und im Kondensator, außerdem die Temperaturen des Einspritz- oder Kühlwassers sowie des ausfließenden Kondensationswassers vermerkt. Der Barometerstand ist, gebotenenfalls mehrmals, zu verzeichnen, und ebenso, falls ein Gradierwerk benutzt wird, die Temperatur und der Feuchtigkeitsgrad der Luft.

Während des Versuches sind alle 10 bis 20 min (womöglich gleichzeitig mit den soeben genannten Ablesungen) Diagramme an jedem zylindernde abzunehmen, bei starken Schwankungen der Belastung tunlichst noch öfter. Die Diagramme erhalten Ordnungsnummern und Angaben über die Zeit der Entnahme.

Die Diagrammflächen werden mit Hilfe eines Polarplanimeters oder in anderer zuverlässiger Weise ausgerechnet, und zwar der Sicherheit wegen wiederholt.

Der Durchmesser des Dampfzylinders (in möglichst betriebswarmem Zustand) und der Kolbenhub sind zu messen, der Querschnitt der Kolbenstange in Rechnung zu nehmen.

39. Der Dampfverbrauch wird durch das in den Dampfkessel gespeiste Wasser gewogen bzw. gemessen (vergl. Nr. 26). Es ist unzulässig, zur Speisung Dampfmaschinen zu verwenden, welche ihren Dampf demselben Dampfkessel entnehmen wie die zu untersuchende Dampfmaschine, oder deren Abdampf mit dem Speisewasser in unmittelbare Berührung kommt, es sei denn, daß der Dampfverbrauch dieser Pumpen genau ermittelt werden kann.

Bei Oberflächenkondensation kann der Dampfverbrauch der Dampfmaschine durch das Gewicht des niedergeschlagenen Dampfes festgestellt werden.

Die Berechnung des Dampfverbrauches aus dem Diagramm ergibt kein richtiges Maß dieses Verbrauches und ist deshalb unstatthaft.

Das in der Dampfleitung niedergeschlagene Wasser muß vor dem Eintritt in die Maschine abgefangen und von der Speisewassermenge abgezogen werden.

Das innerhalb der Maschine (Zwischenbehälter, Mantel u. s. w.) niedergeschlagene Wasser gehört zum Verbrauch der Maschine und soll möglichst an jeder Entnahmestelle getrennt bestimmt werden.

Bemerkung. Die Vorrichtungen zum Abfangen des niedergeschlagenen Wassers (Kühlschlangen und dergl.) sind derart einzurichten, daß Verluste durch Wiederverdampfung vermieden werden; zu dem Zwecke soll es in diesen Vorrichtungen auf mindestens 40° abgekühlt werden.

40. Bedeutet t_1 die Sättigungstemperatur, die zum Drucke des einströmenden Dampfes unmittelbar vor der Dampfmaschine gehört, t_1' die Temperatur des überhitzten Dampfes an derselben Stelle, so ist der Wärmewert von 1 kg des verbrauchten Dampfes (s. Nr. 18) ausgedrückt durch:

$$606,5 + 0,305 t_1 + 0,48 (t_1' - t_1) WE \text{ (vergl. S. 597).}$$

Hiernach ermittelt sich der Wärmewert des für 1 PS/std verbrauchten Dampfes.

Bemerkung. Bei Ermittlung der Temperatur des überhitzten Dampfes ist darauf zu achten, daß der Siedepunkt der Flüssigkeit, in welche das Thermometer eintaucht, höher liegt als die zu messende Temperatur des Dampfes.

41. Die Dichtigkeit der Kolben, Dampfmäntel, Schieber und Ventile u. s. w. ist nicht durch Indikatormessungen zu prüfen, sondern durch besondere Versuche an der betriebswarmen Maschine, derart, daß die eine Seite des Kolbens, Ventiles u. s. w. bei abgespreiztem Schwungrade mit Dampf belastet wird. Diese Belastung geschieht bei normalem Dampfdruck, und die betreffenden Dichtungsflächen sind für undicht zu erachten, wenn der Dampf in anderer Form als in der von feinem Nebel oder Wasserperlen auf der anderen Seite zum Vorschein kommt.

III. Wassermotoren.

Bearbeitet von Ingenieur Gerlach, Lehrer an den technischen Staatslehranstalten in Chemnitz.

A. Grundlehren der Mechanik flüssiger Körper.

(Die Widerstandskoeffizienten für Wasser s. unter „Kolbenpumpen“, S. 536 u. ff.)

Tropfbar flüssige Körper sind gekennzeichnet durch äußerst leichte Verschiebbarkeit ihrer kleinsten Teilchen, d. h. durch eine geringe Reibung letzterer (Flüssigkeitsreibung), welche vom Flüssigkeitszustand abhängig ist. Infolgedessen ist selbständige Gestalt flüssiger Körper ausgeschlossen, diese vielmehr durch das einhüllende Gefäß bedingt. Die Zusammenhangskraft der einzelnen Teilchen ist gering, aber größer als Null (Tropfenbildung), und schließlich sind tropfbar flüssige Körper nahezu unelastisch.

Pascalsches Gesetz. Ein auf eine im Gleichgewicht befindliche Flüssigkeit ausgeübter Druck pflanzt sich nach allen Richtungen

gleichmäßig fort. Die Endpunkte der graphisch dargestellten Pressung p , welcher das Teilchen unterworfen ist, liegen auf einer um dasselbe mit p als Halbmesser beschriebenen Kugeloberfläche. Von der Gefäßwandung aufgefangen wird die normal auf diese wirkende Pressung, mit welcher sich die Festigkeit der Gefäßwandung ins Gleichgewicht setzt. Die Unterstützung jedes Teilchens findet in Richtung der auf dasselbe wirkenden Mittelkraft statt; die zu dieser senkrechte Fläche heißt, sofern der Druck (Pressung) in allen ihren Punkten gleich ist, Fläche gleichen Druckes oder Niveaulfläche.

Beispiel. Die Oberflächen der Flüssigkeit in den Zellen eines, um eine horizontale Achse C (Fig. 674) mit der Winkelgeschwindigkeit ω rotierenden Wasserrades sind Kreiszyklinderflächen um Punkt P , welcher folgt aus

$$mg : mr\omega^2 = \overline{CP} : r, \text{ also } \overline{CP} = \frac{g}{\omega^2} = \text{konst.},$$

da unabhängig von r . Infolgedessen erfolgt frühere Entleerung der Zellen als bei nicht vorhandener Krümmung der Flüssigkeitsoberfläche.

Hydrostatischer Druck. Der spezifische Druck einer ruhenden (schweren) Flüssigkeit nimmt proportional der Flüssigkeitstiefe zu. Er beträgt an der Oberfläche mit A = Flüssigkeitshöhe des normalen Luftdruckes

$$A\gamma = 10\,000 \text{ kg/qm} = 1 \text{ kg/qcm} = \text{metrische Atmosphäre}$$

und in der Tiefe h unter dem Flüssigkeitsspiegel

$$p = (A + h)\gamma \text{ kg/qm} \quad \mathbf{120}$$

Jeder auf die Flüssigkeitsoberfläche wirkende spezifische Druck p' kann ersetzt werden durch eine Flüssigkeitssäule derart, daß gesetzt wird,

$$p' = h'\gamma, \text{ also } h' = \frac{p'}{\gamma}.$$

Der spezifische Druck in der Tiefe h unter dem Flüssigkeitsspiegel ist alsdann

$$p = (h' + h)\gamma = p' + h\gamma.$$

Im Falle $p' = A\gamma$ folgt Gl. 120.

Der Flüssigkeitsdruck auf ebene Flächen ist gleich dem Produkt aus gedrückter Fläche \times Schwerpunktsabstand derselben unter Flüssigkeitsspiegel (freie Oberfläche) \times spezifisches Gewicht oder

$$P = Fh\gamma, \dots \dots \dots \mathbf{121}$$

wenn jetzt h den Schwerpunktsabstand der gedrückten Fläche unter dem Flüssigkeitsspiegel bezeichnet.

Der Angriffspunkt des durch Gl. 121 bestimmten Druckes liegt in der Symmetrieachse der gedrückten Fläche unter deren Schnittlinie mit dem Flüssigkeitsspiegel in einer Tiefe

$$x = \frac{J}{S} = \frac{\text{Trägheitsmoment}}{\text{Statisches Moment}}$$

der gedrückten Fläche, bezogen auf genannte Schnittlinie.

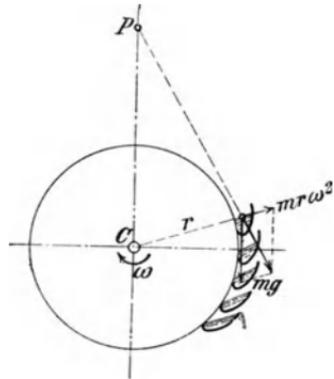


Fig. 674.

Beispiel. Der Wasserdruck auf eine Schützentafel bei einer lichten Schützenöffnung von 3,60 m und 1,80 m Wassertiefe (Fig. 675) beträgt

$$P = 3,6 \cdot 1,8 \frac{1,8}{2} 1000 = 5832 \text{ kg.}$$

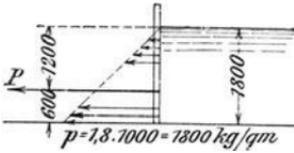


Fig. 675.

Der Angriffspunkt liegt unter dem Wasserspiegel um

$$x = \frac{\frac{1}{12} 3,6 \cdot 1,8^3 + 3,6 \cdot 1,8 \cdot 0,9^2}{3,6 \cdot 1,8 \cdot 0,9} = 1,20 \text{ m,}$$

d. i. $\frac{2}{3}$ der Wassertiefe, wie direkt aus der graphischen Darstellung der Pressungen ersichtlich ist.

Für beliebige krumme Flächen ist der Flüssigkeitsdruck nach bestimmten Richtungen zu ermitteln; es ist

der Horizontaldruck $H = F_v h \gamma =$ Vertikalprojektion der gedrückten Fläche \times Schwerpunktsabstand derselben vom Flüssigkeitsspiegel \times spezifisches Gewicht und

der Vertikaldruck = Gewicht der von der betreffenden krummen Fläche eingeschlossenen Flüssigkeit.

Ausfluß aus Gefäßen. Fließt durch eine Mündung Wasser aus, so muß zur Konstanthaltung der Druckhöhe h , d. i. Tiefe des Mündungsquerschnittes bezw. dessen Schwerpunktes unter Flüssigkeitsspiegel, die gleiche Wassermenge zufließen. Unter Vernachlässigung der derselben innewohnenden kinetischen Energie (lebendige Kraft), für

1 kg im Betrage von $\frac{c_0^2}{2g}$, folgt die

theoretische Ausflußgeschwindigkeit $c = \sqrt{2gh}$.

Unter Beachtung der zugeführten lebendigen Kraft ergibt sich

$$c^2 - c_0^2 = 2gh, \text{ also } c = \sqrt{c_0^2 + 2gh}.$$

Für den Beharrungszustand gilt

$$Q = Fc = F_0 c_0 \text{ (Kontinuitätsgleichung).}$$

Die theoretische Ausflußgeschwindigkeit c unter der Druckhöhe h ist gleich der Geschwindigkeit eines von der Höhe h frei herabfallenden Körpers oder

$$\text{Druckhöhe } h = \text{Geschwindigkeitshöhe } \frac{c^2}{2g}.$$

Da c von dem spezifischen Gewicht unabhängig ist, folgt z. B. für Wasser und Quecksilber gleiche Ausflußgeschwindigkeit; das in der Ausflußmenge enthaltene Arbeitsvermögen ist natürlich verschieden; es folgt

$$E = \frac{1}{2} m c^2 = \frac{1}{2} \frac{F c \gamma}{g} c^2 = \frac{F \gamma}{2g} c^3,$$

also abhängig von γ .

Wegen der Kontinuitätsgleichung

$$Fc = F_0 c_0, \text{ also } c_0 = \frac{F}{F_0} c$$

ist auch

$$c = \sqrt{\frac{2gh}{1 - \left(\frac{F}{F_0}\right)^2}} \text{ (Bernoullische Gleichung).}$$

Unter Voraussetzung vollständiger Ausfüllung des jeweilig dar- gebotenen Querschnittes seitens des fließenden Strahles folgt mit den Werten F'' , c' und p' für einen beliebigen Rohrquerschnitt (Fig. 676) die Ausflußgeschwindigkeit

$$c^2 = c_0^2 + 2g \left(h + \frac{p_0 - p}{\gamma} \right) = c'^2 + 2g \left(h - h' + \frac{p' - p}{\gamma} \right).$$

Hieraus ergibt sich

$$\frac{p'}{\gamma} = h' + \frac{p_0}{\gamma} - \frac{c'^2 - c_0^2}{2g}.$$

p' ist der hydraulische Druck an betreffender Stelle (Pressung des bewegten Wassers).

Der hydraulische Druck an irgend einer Stelle ist gleich dem hydro- statischen Druck daselbst vermindert um den Unterschied der Geschwindig- keitshöhen des Wassers an dieser und an der Eintrittsstelle.

Ist F_0 groß gegenüber F'' , also $c_0 \sim 0$, so folgt

$$\frac{p'}{\gamma} = h' + \frac{p_0}{\gamma} - \frac{c'^2}{2g} \quad \text{oder} \quad \frac{p'}{\gamma} + \frac{c'^2}{2g} = h' + \frac{p_0}{\gamma}.$$

Die Summe aus hydraulischer Druckhöhe und Ge- schwindigkeitshöhe ist jeweils gleich der hydrostatischen Druckhöhe; die Endpunkte dieser vereinigten Höhen liegen in einer um $\frac{p_0}{\gamma}$ über dem Flüssigkeits- spiegel liegenden Horizontalen (Fig. 676).

Korrigierter Ausfluß aus Gefäßen. Die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit c_1 und wirkliche Ausflußmenge Q_1 sind kleiner als die theoretischen, vorstehend ermittelten bezüglich Werte infolge der mit jeder Bewegung verknüpften Widerstände und Nichtvorhandenseins paralleler Wasserfäden. Es heißt (Fig. 677) das

Verhältnis der wirklichen Geschwindigkeit zur theoretischen $\frac{c_1}{c} = \varphi$,
der Geschwindigkeitskoeffizient,

Verhältnis des Strahlquerschnittes zum Mündungsquerschnitt $\frac{F_1}{F} = \alpha$,
der Kontraktionskoeffizient,

Verhältnis der wirklichen Ausflußmenge zur theoretischen $\frac{Q_1}{Q} = \mu$,
der Ausflußkoeffizient.

Die wirkliche Ausflußmenge ist

$$Q_1 = \mu Q = F_1 c_1 = \alpha F \varphi c = \alpha \varphi Q,$$

also

$$\mu = \alpha \varphi.$$

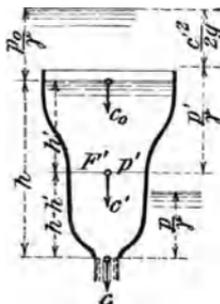


Fig. 676.

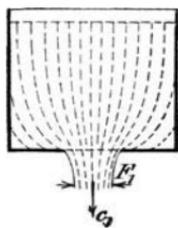


Fig. 677.

Die Kontraktion ist abhängig von der Druckhöhe (mit dieser wachsend), sowie der Beschaffenheit und Größe der Ausflußöffnung, von der Form der anschließenden Gefäßwand und der Geschwindigkeit des vor der Mündung ankommenden Wassers. Unvollständige (partielle) Kontraktion findet statt, wenn die Zusammenziehung des Strahles nicht auf allen Seiten erfolgt (die Mündung wird teilweise durch Gefäßwände in Richtung des Strahles begrenzt), unvollkommene dagegen, wenn das Wasser mit nennenswerter Geschwindigkeit vor der Mündung ankommt. Scharfkantige Mündungen vergrößern die Kontraktion, abgerundete vermindern sie.

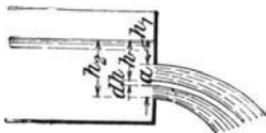


Fig. 678.

Beispiel. Ausfluß durch Seitenöffnungen von konstanter Breite bei gleichbleibender Druckhöhe (Fig. 678). Es ist

$$dQ = b dh \sqrt{2gh},$$

also

$$\text{theoretische Ausflußmenge } Q = \frac{2}{3} b \sqrt{2g} [h_2^{\frac{3}{2}} - h_1^{\frac{3}{2}}];$$

$$\text{mittlere theoretische Ausflußgeschwindigkeit } c = \frac{Q}{b(h_2 - h_1)} = \frac{2}{3} \sqrt{2g} \frac{h_2^{\frac{3}{2}} - h_1^{\frac{3}{2}}}{h_2 - h_1}.$$

Mit $a = h_2 - h_1$, $h_1 = h - \frac{a}{2}$ und $h_2 = h + \frac{a}{2}$, worin h die Schwerpunkstiefe unter dem Wasserspiegel bezeichnet, folgt nach dem binomischen Satze, sofern a gegenüber h gering ist, genügend genau

$$c = \frac{2}{3} \sqrt{2g} \left[\frac{3}{2} h^{\frac{1}{2}} - \frac{1}{64} a^2 h^{-\frac{3}{2}} \right] = \left(1 - \frac{a^2}{96 h^2} \right) \sqrt{2gh};$$

für $h_1 = 0$ ergibt sich

$$\text{Wassermenge } Q = \frac{2}{3} b h \sqrt{2gh},$$

$$\text{mittlere theoretische Ausflußgeschwindigkeit } c = \frac{2}{3} \sqrt{2gh}.$$

Die wirkliche Ausflußmenge ist $Q_1 = \mu Q$,
die „ mittlere Ausflußgeschwindigkeit ist $c_1 = \varphi c$.

Versuche zur Bestimmung der Koeffizienten μ und φ sind von Poncelet und Lesbros mittels kleineren Mündungen in vertikaler Wand und Überfälle für kleinere Wassermengen ausgeführt.

Über die Bestimmung größerer Wassermengen s. unter „Turbinenbremsung“.

Mit der Verminderung der theoretischen Ausflußgeschwindigkeit ist ein Druckhöhenverlust verknüpft. Es heißt das Verhältnis der verlorenen Geschwindigkeitshöhe zur wirklichen Geschwindigkeitshöhe der Widerstandskoeffizient, und es ist

$$\frac{\frac{c^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g}}{\frac{c_1^2}{2g}} = \frac{1}{\varphi^2} - 1 = \zeta.$$

Die verlorene Druckhöhe heißt Widerstandshöhe, für welche die Beziehung gilt

$$h_1 = \zeta \frac{c_1^2}{2g}.$$

Damit folgt für die Sachlage gemäß Fig. 679 unter Voraussetzung ruhenden Oberwasserspiegels, und wenn ζ den gesamten Widerstand mißt,

$$Q \gamma \left[\frac{c_1^2}{2g} + \zeta \frac{c_1^2}{2g} \right] = Q \gamma H = Q \gamma \frac{c^2}{2g};$$

also

$$c_1 = \sqrt{\frac{2gH}{1 + \zeta}}$$

Die Druckhöhe H kann in eine nutzbare H_1 (Nutzgefälle) und in eine Widerstandshöhe H_w (Widerstandsgefälle) zerlegt werden, d. h.

$$H = H_1 + H_w$$

und dementsprechend ist

$$c^2 = c_1^2 + c_w^2$$

Die graphische Darstellung (Fig. 680) ergibt die Geschwindigkeiten als Seiten eines rechtwinkligen Dreiecks.

Energie- und Druckverhältnisse in Punkten einer Rohrleitung mit veränderlichen, allmählich übergehenden Querschnitten (Fig. 681).

Die Anwendung des Satzes von der Arbeit ergibt für jedes, zum Ausfluß gelangende Kilogramm Flüssigkeit die Beziehung

$$\frac{1}{2} \frac{1}{g} c'^2 = 1 \left(H' + \frac{p_0 - p'}{\gamma} - \zeta' \frac{c'^2}{2g} \right),$$

worin ζ' die Widerstände bis zum Querschnitt I mißt. Hieraus folgt

$$H' + \frac{p_0}{\gamma} = \frac{p'}{\gamma} + \frac{c'^2}{2g} + \zeta' \frac{c'^2}{2g}$$

Ebenso ist

$$H + \frac{p_0}{\gamma} = \frac{p}{\gamma} + \frac{c_1^2}{2g} + \zeta_1 \frac{c_1^2}{2g}$$

sofern ζ_1 den gesamten Widerstand zum Ausdruck bringt.

$H' + \frac{p_0}{\gamma}$ bzw. $H + \frac{p_0}{\gamma}$ sind jeweils die hydrostatischen Druckhöhen. Es folgt also:

Die hydrostatische Druckhöhe ist stets gleich der Summe aus hydraulischer Druckhöhe, Geschwindigkeitshöhe und Widerstandshöhe an betreffender Stelle.

Durch Subtraktion der beiden Gleichungen folgt für die Strecke I bis II

$$H - H' = h = \frac{p - p'}{\gamma} + \frac{c_1^2 - c'^2}{2g} + \frac{\zeta_1 c_1^2 - \zeta' c'^2}{2g}$$

Der zweite Summand der rechten Seite stellt den Zuwachs der lebendigen Kraft innerhalb der Strecke I bis II, der dritte Summand die innerhalb derselben vorhandene Widerstandshöhe dar.

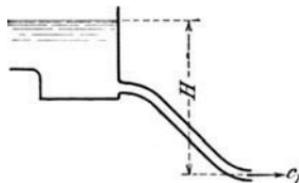


Fig. 679.

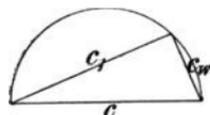


Fig. 680.

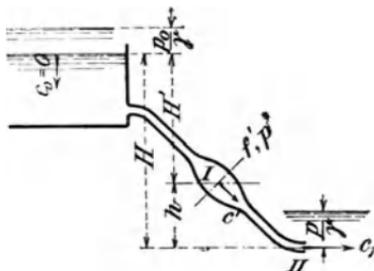


Fig. 681.

Die Druckhöhe $h + \frac{p' - p}{\gamma}$ zwischen I und II wird verwendet zur Geschwindigkeitsvermehrung und Überwindung der Bewegungswiderstände innerhalb dieser Strecke.

Mit $h + \frac{p' - p}{\gamma} = \frac{c_h^2}{2g}$ und $\frac{\zeta_1 c_1^2 - \zeta' c'^2}{2g} = \frac{c_w^2}{2g}$ schreibt sich obige Gleichung

$$c'^2 + c_h^2 - c_w^2 = c_1^2.$$

Es folgt

$$c_1^2 - c'^2 = c_h^2 - c_w^2 = c_Q^2$$

und es wird $\frac{c_Q^2}{c_1^2} = \frac{H_Q}{H_1} = \rho$ vielfach als Reaktionsgrad (-verhältnis), bezeichnet; er ist das Verhältnis der auf Geschwindigkeitsvermehrung hinwirkenden zur gesamten, nutzbaren Druckhöhe.

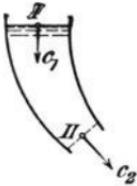


Fig. 682.

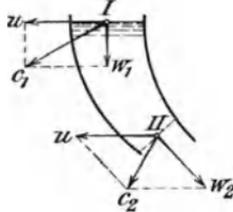


Fig. 683.

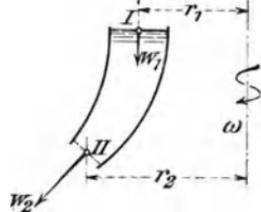


Fig. 684.

Damit folgt für das beliebige, ruhende Kanalstück (Fig. 682)

$$c_1^2 + c_Q^2 = c_2^2,$$

welcher Beziehung die graphische Darstellung Fig. 680 entspricht.

Bewegt sich der Kanal geradlinig mit gleichförmiger oder veränderlicher Geschwindigkeit u (Fig. 683), so sind statt c die betreffenden relativen, jeweiligen Geschwindigkeiten einzuführen; dann gilt auch hier

$$w_2^2 = w_1^2 + c_Q^2.$$

Wenn der Kanal um eine Achse rotiert (Fig. 684), so verursacht die auf die Wasserteilchen wirkende Centrifugalkraft eine Änderung der Energie- resp. Druckverhältnisse, insofern mit der Veränderung des Achsenabstandes eine Änderung der relativen Geschwindigkeit verknüpft ist.

Die Elementararbeit der Centrifugalkraft für 1 kg Wasser ist

$$dA = \frac{1}{g} r \omega^2 dr,$$

somit der Gesamtarbeit innerhalb der Grenzen I und II

$$A = \frac{1}{2g} (r_2^2 \omega^2 - r_1^2 \omega^2) = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g};$$

daher folgt

$$\frac{w_2^2}{2g} = \frac{w_1^2}{2g} + \frac{c_Q^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}.$$

Für $r_2 = r_1$ ist der Einfluß der Centrifugalkraft gleich Null.
Speziell für $c_Q = 0$ folgt noch

$$\frac{w_2^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} = \frac{w_1^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g}.$$

Ganz allgemein lassen sich die Druck- und Bewegungsverhältnisse in beliebig bewegten Gefäßen ermitteln mit Hilfe der erweiterten Bernoullischen Gleichung.

Bezeichnet an Hand der Fig. 685

- dm die Masse des Teilchens,
- q eine beliebige auf die Masseneinheit wirkende Kraft (Trägheitskraft, Zusatzkraft der relativen Bewegung),
- ds den Weg des Teilchens,
- ψ den Winkel zwischen q und ds ,
- W eine beliebige Widerstandsarbeit (Bewegungs-, Reibungswiderstand),

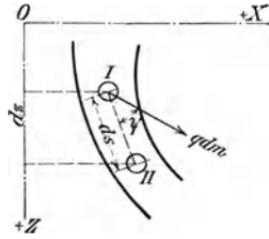


Fig. 685.

so folgt nach dem Prinzip der lebendigen Kräfte

$dmcdv = p d f ds - (p + dp) d f ds + g dm dz + q dm ds \cos \psi - W$
und integriert zwischen den Grenzen I und II

$$\frac{\gamma}{2g} (c_2^2 - c_1^2) = p_1 - p_2 + \gamma (z_2 - z_1) + \gamma \int \frac{q \cos \psi ds}{g} - \int \frac{W}{g dm}.$$

Sofern gesetzt wird $z_2 - z_1 = h =$ Höhenunterschied der Punkte I und II,

$$\int \frac{q \cos \psi ds}{g} = K,$$

die zwischen I und II durch äußere auf das Teilchen wirkende Kräfte für die Gewichtseinheit zugeführte Arbeit und

$$\int \frac{W}{g dm} = B,$$

die auf gleichem Wege durch Widerstände für die Gewichtseinheit verbrauchte Arbeit, so folgt

$$\gamma (h + K - B) = p_2 - p_1 + \gamma \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}.$$

Der Wasserspiegel eines fließenden, nur der Schwerkraft unterworfenen Wassers ist gegen den Horizont geneigt; in diesem Falle rührt die das Fließen in Fluß- oder Kanalbetten bewirkende Kraft nur von der Wasserspiegelneigung her. Der dadurch entstehende Höhenunterschied zwischen zwei Punkten des Wasserspiegels (Fig. 686) heißt Gefälle (geodätisches, Bruttogefälle), das Gefälle, be-



Fig. 686.

zogen auf die Längeneinheit, relatives Gefälle, und zwar ist dasselbe, innerhalb l als konstant angenommen,

$$\frac{h}{l} = \sin \varphi.$$

Sofern das Wasser nicht nur der Schwerkraft unterworfen ist, sondern die Bewegung auf Kosten seiner lebendigen Kraft erfolgt, kann der Wasserspiegel horizontal oder im Sinne der Bewegung ansteigend sein.

Über Bewegung des Wassers in Rohrleitungen s. S. 536.

Die Geschwindigkeit in den einzelnen Querschnittspunkten des offenen Wasserlaufes ist im allgemeinen veränderlich derart, daß sie innerhalb der gleichen Vertikalen erst zu- und dann abnimmt; ebenso findet nach den Kanalrändern (Ufern) hin eine Geschwindigkeitsabnahme statt. Die graphischen Darstellungen der ermittelten Geschwindigkeiten in vertikaler und horizontaler Richtung liefern die Vertikal- bzw. Horizontalgeschwindigkeitskurve; dieselben folgen keinem mathematischen Gesetz und haben nur Gültigkeit für den jeweils untersuchten Wasserlauf.

Die Wassermenge folgt zu

$$Q = \Sigma f c$$

als Inhalt des sich aus dem betreffenden Wasserquerschnitt im Beharrungszustande vorschiebenden Wasserkörpers.

Die mittlere Geschwindigkeit stellt dessen mittlere Höhe dar, also mit F als Wasserquerschnitt,

$$c_m = \frac{Q}{F} = \frac{\Sigma f c}{\Sigma f}.$$

Über Bestimmung der mittleren Geschwindigkeit siehe „Turbinenbremsung“.

Die Bewegung des Wassers ist gleichförmig oder ungleichförmig, je nachdem die Geschwindigkeit konstant bleibt oder nicht; ersterer Fall bedingt gleichbleibenden Wasserquerschnitt, die Wassertiefe ist bei unveränderlicher Grabenbreite konstant, die Grabensohle ist dem Wasserspiegel parallel. Konstante Geschwindigkeit bedingt ferner Gleichgewicht zwischen treibender Kraft und Widerstand, das gesamte Gefälle wird durch Bewegungswiderstände verbraucht.

Die ungleichförmige Bewegung ist entweder beschleunigt bei abnehmender oder verzögert bei zunehmender Wassertiefe, sofern die Breite nahezu konstant bleibt.

Bezeichnet noch

U den benetzten Teil des Umfanges der Graben- oder Kanalquerschnitte,

l die Länge der in Betracht gezogenen Strecke,

h den hierbei vorhandenen Höhenunterschied der Wasserspiegel, sämtlich in m ,

$i = \frac{h}{l} = \sin \varphi$, das relative Wasserspiegelgefälle,

ζ den Widerstandskoeffizienten für $\frac{c_m^2}{2g}$,

so gilt

$$h = \zeta \frac{U}{F} l \frac{c_m^2}{2g} \quad \text{oder} \quad \frac{h}{l} = i = \zeta \frac{U}{F} \frac{c_m^2}{2g}$$

und

$$c_m = \sqrt{\frac{2g}{\zeta}} \sqrt{\frac{F}{U}} i.$$

Nach Weisbach¹⁾ ist für Flüsse und Kanäle

$$\zeta = 0,0074 \left(1 + \frac{0,05853}{c_m} \right), \text{ im Mittel } \zeta = 0,0075, \text{ also } \sqrt{\frac{2g}{\zeta}} = 51.$$

Nach Bazin (ältere Formel) soll sein

$$\sqrt{\frac{2g}{\zeta}} = \sqrt{\frac{1}{a + b U : F}},$$

nach der neueren Formel

$$\sqrt{\frac{2g}{\zeta}} = \frac{87}{1 + c \sqrt{U : F}}.$$

Hierin sind für

1. gehobeltes Holz oder Cement	$a = 0,00015$	$b = 0,0000045$	$c = 0,06$
2. Quader und nicht gehobeltes Holz	0,00019	0,0000133	0,16
3. Bruchsteinmauerwerk	0,00024	0,00006	0,47
4. Erde	0,00028	0,00035	0,85

Mit dem älteren Bazinschen Widerstandskoeffizienten folgt für die vier verschiedenen Ausführungsarten des Kanals das Widerstands-(Transport-)gefälle

$$\left. \begin{aligned} 1. h &= 0,00015 \left(1 + \frac{0,03 U}{F} \right) \frac{l U}{F} c_m^2 \\ 2. h &= 0,00019 \left(1 + \frac{0,07 U}{F} \right) \frac{l U}{F} c_m^2 \\ 3. h &= 0,00024 \left(1 + \frac{0,25 U}{F} \right) \frac{l U}{F} c_m^2 \\ 4. h &= 0,00028 \left(1 + \frac{1,25 U}{F} \right) \frac{l U}{F} c_m^2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots \mathbf{122}$$

Das gleiche Gefälle soll die Grabensohle erhalten.

Für rasche Überschläge genügt es zu setzen

$$h = \zeta \frac{U}{F} l \frac{c_m^2}{2g}, \text{ worin } \zeta \sim 0,008 \text{ beträgt.}$$

Ungleichförmige Bewegung findet statt bei wechselndem Querschnitt des Wasserlaufes nach Tiefe und Breite, bei Stauanlagen und ähnlich wirkenden Bauwerken.

Die durch den Stau bewirkte Erhebung des Wasserspiegels über die ursprünglich vorhandene Höhe heißt Stauhöhe, die Strecke, auf welche eine Erhöhung stattfindet, Stauweite. Diese ist theoretisch unendlich groß, praktisch aber nur bis zu dem Punkte sich erstreckend, bei welchem die Stauhöhe innerhalb der unvermeidlichen Wasserspiegelschwankung liegt. Letztere wird gewöhnlich zu 0,01 m angenommen.

Wirkung isolierter Wasserstrahlen. Beim Auftreffen eines isolierten Wasserstrahles auf eine zu demselben geneigte Fläche findet ein Stoß und damit Änderung der Geschwindigkeit nach Richtung und Größe statt. Zuzufolge der geringen Zusammen-

¹⁾ „Hütte“, des Ingenieurs Taschenbuch, 18. Aufl.

drückbarkeit des Wassers wird der Stoß als unelastisch angesehen, und der damit verknüpfte Verlust an lebendiger Kraft wird gleich groß angenommen der Geschwindigkeitshöhe der zur Fläche normalen Geschwindigkeitskomponente.

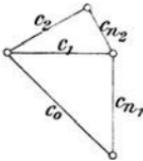
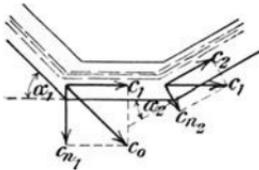


Fig. 687.

Beispiel. Für den auf drei Seiten begrenzten Strahl (Fig. 687) folgt unter Vernachlässigung der Schwere und event. Bewegungswiderstände

$$c_{n1} = c_0 \sin \alpha_1, \text{ also Energieverlust für 1 kg Wasser} = \frac{(c_0 \sin \alpha_1)^2}{2g};$$

$$c_1 = c_0 \cos \alpha_1;$$

$$c_{n2} = c_1 \sin \alpha_2, \text{ also Verlust} = \frac{(c_1 \sin \alpha_2)^2}{2g};$$

$$c_2 = c_1 \cos \alpha_2 = c_0 \cos \alpha_1 \cos \alpha_2.$$

Der Gesamtverlust $\sum \frac{c^2 \sin^2 \alpha}{2g}$ stellt bei vielen, unendlich kleinen Ablenkungen als Summe unendlich kleiner Größen zweiter Ordnung eine solche erster Ordnung dar, welche gegenüber $c_1 = c_0 \cos \alpha_1 \cos \alpha_2 \dots = c_0$ vernachlässigt werden kann¹⁾.

Bei einer stetig gekrümmten Wasserführung verschwinden die Stoßverluste, die Wassergeschwindigkeit bleibt unter genannten Voraussetzungen konstant.

Ist insbesondere $\alpha_1 = 90^\circ$ und $\alpha_2 = 0$, so wird die gesamte lebendige Kraft vernichtet. Die auf das Wasser tätige Kraft ist zufolge des Satzes vom Antrieb

$$P = - \frac{m c}{t - t_0},$$

wirkt also verzögernd. Hierin bezeichnet $\frac{m}{t - t_0}$ die in der Sekunde zur

Wirkung gelangende Wassermasse $= \frac{Q \gamma}{g} = \frac{f c \gamma}{g}$.

Der Druck des Wassers auf die Wand ist absolut genommen gleich der Kraft P , dieser aber entgegengesetzt, d. i. im Sinne der vorherigen Bewegung, gerichtet. Es folgt also

$$P = \frac{Q \gamma}{g} c = f \gamma \frac{c^2}{g}.$$

Der auf die Wand ausgeübte Druck (Stoßkraft) ist gleich dem doppelten hydrostatischen Druck des Wassers.

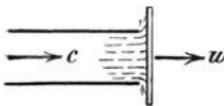


Fig. 688.

Im Falle der Bewegung der ebenen Wand mit einer Geschwindigkeit u derart, daß $u < c$ und parallel gerichtet ist, muß statt c die relative Geschwindigkeit $w = c - u$ eingeführt werden (Fig. 688). Die nutzbar gemachte Arbeit ist dann

$$A = \frac{Q \gamma}{g} (c - u) u;$$

¹⁾ G. Herrmann, „Die graphische Theorie der Turbinen und Kreiselpumpen,“ Berlin 1887, Leonhard Simon.

Für die Ablenkung des Wassers durch eine stetig gekrümmte Führung (Fig. 690) folgen die Elementar-Kraftkomponenten (Beschleunigungskräfte)

$$dX = dm \frac{d c_x}{dt} = M d c_x = M d(c \sin \alpha),$$

$$dY = dm \frac{d c_y}{dt} = M d c_y = M d(c \cos \alpha)$$

und die in Richtung der Achsen ausgeübten Drücke

$$\left. \begin{aligned} X &= M(c_2 \sin \alpha_2 - c_1 \sin \alpha_1) \\ Y &= M(c_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cos \alpha_1) \end{aligned} \right\} \quad \mathbf{123}$$

Der Beschleunigungsdruck in irgend einer Richtung ist gleich dem Produkt aus der sekundlichen Wassermasse mal Unterschied der in jener Richtung vorhandenen Geschwindigkeit zu Ende und Anfang des betreffenden Kanalstückes.

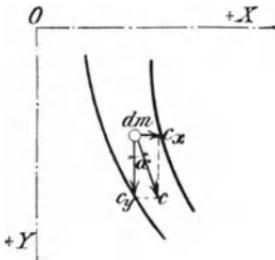


Fig. 690.

Mit diesen Beschleunigungskräften wirkt das Wasser auf die Führung (Kanalwand) zurück.

Unter Vernachlässigung der Schwere und Bewegungswiderstände ist $c_2 = c_1$, wenn der Überdruck in I gleich Null ist; die Führung braucht nur auf drei Seiten begrenzt zu sein. Es folgt in diesem Falle

$$X = M c (\sin \alpha_2 - \sin \alpha_1) = \frac{Q \gamma}{g} c (\sin \alpha_2 - \sin \alpha_1),$$

$$Y = M c (\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1) = \frac{Q \gamma}{g} c (\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1).$$

Zwischen $\alpha_1 = 0$ und $\alpha_2 = 180^\circ$, entsprechend einer Ablenkung von 180° , wird $X = 0$ und $Y = -2 \frac{Q \gamma}{g} c$, d. h. auf das Wasser nach oben wirkend, und doppelt so groß wie beim senkrechten Auftreffen auf eine ebene Fläche; der nach unten auf die Führung

ausgeübte Druck ist $Y = 2 \frac{Q \gamma}{g} c$.

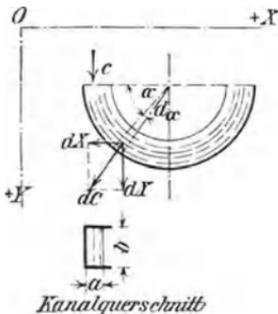


Fig. 691.

Dasselbe Resultat ergibt sich durch Bestimmung der nach der X- und Y-Achse bez. wirkenden Komponenten der Centrifugalkraft (Fig. 691); es ist

$$dC = dm \frac{c^2}{r} = \frac{a b c^2 \gamma}{g} d\alpha,$$

also

$$dX = -dC \cos \alpha = -\frac{a b c^2 \gamma}{g} \cos \alpha d\alpha,$$

$$dY = dC \sin \alpha = \frac{a b c^2 \gamma}{g} \sin \alpha d\alpha.$$

Daher folgt in

horizontaler Richtung ausgeübter Führungsdruck

$$X = -\frac{a b c^2 \gamma}{g} (\sin \alpha_2 - \sin \alpha_1),$$

vertikaler Richtung ausgeübter Führungsdruck

$$Y = -\frac{a b c^2 \gamma}{g} (\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1).$$

Zwischen $\alpha_1 = 0$ und $\alpha_2 = 180^\circ$ folgt $X = 0$ und $Y = 2 \frac{Q \gamma}{g} c$ wie oben.

Ist (Fig. 692) die Geschwindigkeit des Kanals = u , gleichsinnig und gleichgerichtet der anfänglichen Geschwindigkeit c , so ist statt c die relative Geschwindigkeit $w = c - u$ einzuführen ($c > u$); es folgen zwischen den Winkeln 0 und α als Komponenten des Führungsdruckes

$$X = -\frac{Q \gamma}{g} (c - u) \sin \alpha = -\frac{Q \gamma}{g} w \sin \alpha,$$

$$Y = \frac{Q \gamma}{g} (c - u) (1 - \cos \alpha) = \frac{Q \gamma}{g} w (1 - \cos \alpha).$$

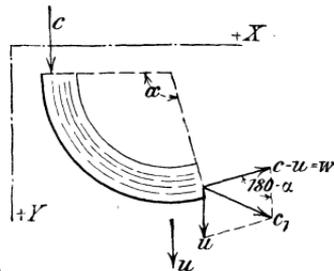


Fig. 692.

Die nutzbar gemachte Arbeit ist

$$A = Y u = \frac{Q \gamma}{g} u w (1 - \cos \alpha) = \frac{Q \gamma}{g} (c - u) u (1 - \cos \alpha);$$

sie wird für ein bestimmtes α am größten für $u = \frac{c}{2}$, und zwar ist

$$A_{\max} = \frac{Q \gamma}{g} \frac{c^2}{4} (1 - \cos \alpha).$$

Für $\alpha = 180^\circ$ folgt $A_{\max} = \frac{1}{2} \frac{Q \gamma}{g} c^2$, d. i. die im Wasser enthaltene Energie.

Für $\alpha < 180^\circ$ (Fig. 692) ist die absolute Austrittsgeschwindigkeit bestimmt durch

$$c_1^2 = (c - u)^2 + u^2 + 2(c - u) u \cos \alpha;$$

die entsprechende Energie ist

$$A_1 = \frac{Q \gamma}{g} \frac{c_1^2}{2}$$

und der Arbeitsverlust

$$A_v = A_0 - A - A_1 = \frac{Q \gamma}{g} \left[\frac{c^2}{2} - (c - u) u (1 - \cos \alpha) - \frac{c_1^2}{2} \right] = 0;$$

Energie wird nicht verloren.

Die Krümmung des Kanals ist unter Vernachlässigung der Bewegungswiderstände ohne Einfluß.

Ist die Geschwindigkeit u des Kanals nicht gleichgerichtet derjenigen c des eintretenden Wassers (Fig. 693), so muß zur Vermeidung von Stoßverlusten die relative Geschwindigkeit w in Richtung des ersten Kanalelementes fallen, d. h. es besteht die Beziehung

$$w : c = \sin \alpha_0 : \sin \alpha_1.$$

Ist der Krümmungshalbmesser veränderlich, so folgt nach Fig. 694

$$X = - \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{a b w^2 \gamma}{g} \cos \alpha d \alpha = - \frac{a b w^2 \gamma}{g} (\sin \alpha_2 - \sin \alpha_1);$$

$$Y = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{a b w^2 \gamma}{g} \sin \alpha d \alpha = - \frac{a b w^2 \gamma}{g} (\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1).$$

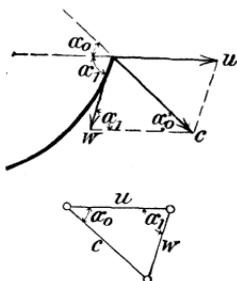


Fig. 693.

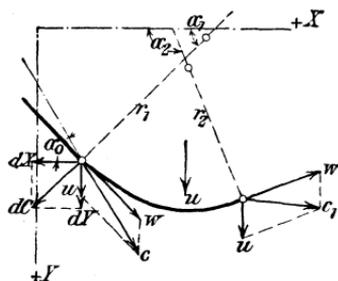


Fig. 694.

Hierin ist

$$w^2 = c^2 + u^2 - 2 u c \sin \alpha_0.$$

Die nutzbar gemachte Arbeit beträgt

$$A = Y u,$$

die im abfließenden Wasser enthaltene

$$A_1 = \frac{Q \gamma}{2 g} c_1^2,$$

und es läßt sich wieder die Beziehung nachweisen

$$A_v = A_0 - A - A_1 = 0.$$

Mit der stetigen Ablenkung des Strahles sind unter obigen Voraussetzungen keine Energieverluste verknüpft.

Bei einem in Querschnitt I vorhandenen Überdruck ist, von Schwere und Bewegungswiderstand abgesehen, $c_2 > c_1$, die Führung ist geschlossen, ein ausgefüllter Kanal; in diesem Falle pflegen die auf letzteren seitens des Wassers ausgeübten Drucke als Reaktion des Wassers bezeichnet zu werden. Die Komponenten nach Richtung der X - und Y -Achse folgen nach Gl. 123 (S. 768).

Reaktionskräfte sind mit jeder Änderung der Geschwindigkeit nach Größe und Richtung verknüpft, daher auch im Falle $c_2 = c_1 = c$ vorhanden.

Beispiel. Bei der aus Fig. 695 ersichtlichen Sachlage beträgt für den ruhenden Kanal, sofern die hydraulischen Drücke in I und II bzw. h_1 und h_2 sind, und wenn die Wassergeschwindigkeit w_1 mit dem ersten Element des Kanals gleichgerichtet ist,

die Druckhöhe im Querschnitt I

$$\frac{p_1}{\gamma} = h_1 + \frac{w_1^2}{2g},$$

diejenige im Querschnitt II

$$\frac{p_2}{\gamma} = h_2 + \frac{w_2^2}{2g} = h_1 + \frac{w_1^2}{2g} + h_r.$$

Hieraus folgt

$$\frac{w_2^2}{2g} = \frac{w_1^2}{2g} + h_1 + h_r - h_2 = H \text{ und } w_2 = \sqrt{2gH}.$$

Die Beschleunigungskraft in Richtung der positiven X-Achse ist

$$\begin{aligned} X &= \frac{Q\gamma}{g} (-w_2 \sin \alpha_2 - w_1 \sin \alpha_1) \\ &= -\frac{Q\gamma}{g} (w_2 \sin \alpha_2 + w_1 \sin \alpha_1); \end{aligned}$$

ebenso folgt

$$Y = \frac{Q\gamma}{g} (w_2 \cos \alpha_2 - w_1 \cos \alpha_1).$$

Je nach Größe und Richtung der Geschwindigkeiten wird $Y \geq 0$ sein.

Im Falle der Bewegung des Kanals stellt w allgemein die relative Geschwindigkeit dar; die nutzbar gemachte Arbeit ist

$$A = Xu = \frac{Q\gamma}{g} (w_2 \sin \alpha_2 + w_1 \sin \alpha_1) u.$$

Nach Figur ist

$$c_1^2 = w_1^2 + u^2 + 2uw_1 \sin \alpha_1, \text{ also } uw_1 \sin \alpha_1 = \frac{c_1^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} - \frac{u^2}{2},$$

$$c_2^2 = w_2^2 + u^2 - 2uw_2 \sin \alpha_2, \text{ also } uw_2 \sin \alpha_2 = -\frac{c_2^2}{2} + \frac{w_2^2}{2} + \frac{u^2}{2};$$

somit folgt

$$A = Q\gamma \left(\frac{c_1^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} \right) = Q\gamma \left(H - \frac{c_2^2}{2g} \right).$$

Die verfügbare Arbeit ist

$$A_0 = Q\gamma H,$$

somit der Arbeitsverlust

$$A_1 = A_0 - A = Q\gamma \frac{c_2^2}{2g};$$

derselbe ist gleich der im abfließenden Wasser enthaltenen Energie und gleich groß dem früher ermittelten Verlust im Falle $w_2 = w_1$, d. h. Überdruck = 0.

Unter den gemachten Voraussetzungen (Vernachlässigung der Schwere und widerstandslose Bewegung) ist es, sofern c_2 gleich groß ist, für die Arbeitsfähigkeit des Wassers gleichgültig, ob die Durchflußgeschwindigkeit w konstant, also der Überdruck in I gleich Null ist, das Wasser sonach nur abgelenkt wird, oder ob w entsprechend einem in I vorhandenen Überdruck veränderlich ist, die Geschwindigkeit w sich demnach sowohl nach Größe als nach Richtung ändert.

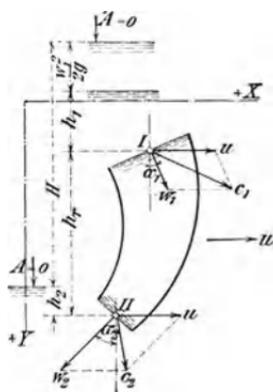


Fig. 695.

B. Wasserkraftanlagen.

Die Konzentrierung des Gefälles zwischen zwei Punkten des Wasserlaufes an einem bestimmten, zwischenliegenden Punkt erfolgt durch

Anstauung des Wassers und Überführung desselben auf einem, möglichst geringen Widerstand bietenden Weg (Wasserführung).

Zum Anstauen dienen Wehre, entweder fest (dicht), wenn dadurch die ganze Flußbreite dauernd abgesperrt wird, oder beweglich (licht), wenn die Durchflußöffnung veränderlich ist (Schleusen- oder Schützenwehre, Klappen-, Trommel-, Nadelwehre). Je nachdem die Wehroberkante (Wehrkrone) über oder unter dem Unterwasser liegt, unterscheidet man Überfall- oder Grundwehre.

Bei veränderlichem Wasserstand kann dasselbe Wehr Grund- und Überfallwehr sein, wenn die Wehrkrone zwischen dem höchsten und niedrigsten Unterwasser, d. i. das hinter (wasserabwärts) der Stauvorrichtung befindliche Wasser, liegt.

Die Anordnung des Wehres erfolgt zweckmäßig normal zum Flußlauf und, sofern fest, an möglichst breiter Stelle desselben, um die Hochwasserabfuhr zu erleichtern, den Hochwasserstau gering zu halten.

Oberhalb des Wehres¹⁾, parallel zum Flußlauf, wird der Obergraben angeschnitten; der Eintrittswiderstand bei der Ablenkung des Wassers um ca. 90° wird durch große Eintrittsfläche (geringe Geschwindigkeit) klein gehalten.

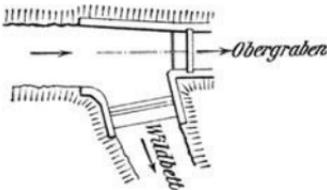


Fig. 696.

Die Anordnung des Einlaufes nahezu senkrecht zum Flußlauf (Fig. 696) gestattet zwar die Nutzbarmachung der Wassergeschwindigkeit im Flußlauf für Zwecke des Eintrittes, wirkt aber auch das Geschiebe in den Obergraben, ist daher unzweckmäßig.

Am Einlauf ist ein Rechen und eine über Hochwasser abschließende Absperrschütze anzubringen.

Die Wasserführung erfolgt entweder mittels offenen Grabens (Werkkanal, Gerinne) oder geschlossener Rohrleitung oder beides, je nach Gefälle und Geländebeziehungen.

Die Anlegung der Grabensohle ist mit dem nach Gl. 122 (S. 765) errechneten relativen Wasserspiegelgefälle zu bewirken. Geringhaltung desselben und damit des gesamten Widerstands- oder Transportgefälles bedingt geringe Geschwindigkeit, 0,25 bis 1,25 m, bei offenen Graben und Gerinnen, bei Rohrleitungen bis zu 3 m und darüber, je nach Gefälle; bezüglich der Wassergeschwindigkeit im Graben ist von dem, für den jeweils vorliegenden Fall als zulässig erachteten Gefällverlust infolge der Bewegungswiderstände auszugehen. Außerdem liegt im Interesse

geringen Transportgefälles ein kleines Verhältnis $\frac{\text{benetzter Umfang}}{\text{Wasserquerschnitt}} = \alpha$;

in dieser Richtung ist für offene Graben am günstigsten Rechteckquerschnitt (senkrechte, gemauerte oder hölzerne Kanalwände) mit einer Wassertiefe = halbe Breite, also $b = 2a$. Bei trapezförmigem Querschnitt (Fig. 697, Neigungswinkel der Kanalwände entsprechend dem Böschungswinkel des betreffenden Materials,



Fig. 697.

¹⁾ Vergl. A. Pfarr, „Neuere Turbinenanlagen, ausgeführt von der Maschinenfabrik von J. M. Voith, Heidenheim a. Brenz“. (Z. d. V. d. I. 1897 S. 792 u. ff.)

andernfalls event. befestigte Wände) ist die Wassertiefe ungefähr der halben mittleren Querschnittsbreite zu machen.

Wenn möglich, ist die Sohle wegen der Querschnittsverminderung durch event. Eisbildung etwas tiefer zu legen, als der Rechnung zugrunde gelegt wurde.

Bei stark Geschiebe führendem Wasserlauf ist hinter dem Einlauf eine nach dem Wildbett führende Kiesschütze anzuordnen.

Im Falle der Zuführung des Wassers mittels Rohrleitung ist bei der hier üblichen, verhältnismäßig großen Geschwindigkeit besonders auf Geringhaltung des Eintrittswiderstandes durch Abrundung der Kanten am Einlaufquerschnitt und ferner darauf zu achten, daß dessen Scheitel in genügender Tiefe unter dem Oberwasserspiegel liegt, damit keine Luft eingezogen wird (Fig. 698). Im übrigen sind Querschnitts- und Richtungsänderungen tunlichst zu vermeiden und letztere, sofern sie wegen der Geländeverhältnisse unumgänglich sind, durch Krümmungen mit großem Halbmesser zu bewirken.

An der Kraftstation ist gleichfalls Rechen- und Schützenanlage erforderlich; für die Lichtweite des Rechens sind event. vorhandene, die Fischzucht betreffende Bestimmungen und bei Turbinenbetrieb — behufs Vermeidung von Verstopfungen — die kleinste Schaufelweite des Turbinenlaufrades bestimmend; sehr kleine Turbinenlaufräder zwingen zu größerer Rechenweite, als der kleinsten Lichtweite der Räder entspricht.

Die benetzte Rechenfläche ist von der Durchflußgeschwindigkeit abhängig, welche zwecks Geringhaltung des Rechenverlustes klein gewählt wird, etwa 0,25 bis 0,50 m.

Für die Stablänge ist die Möglichkeit des Reinigens des Rechens bestimmend; die Stäbe reichen bis über den höchsten Wasserstand oder das Hochwasser wird im Falle zu großer Stablänge durch eine besondere Hochwasserschutzwand abgehalten.

Nicht zu übersehen ist die Anordnung einer Leerschütze (Freiarche, Grundablaß), event. mit Eisablaßvorrichtung dadurch, daß die Tafel zweiteilig und zum Kuppeln beider Teile eingerichtet ist.

Im Interesse gleichmäßigen Zuflusses für den am gleichen Werkkanal befindlichen Unterlieger (Wasserberechtigten) ist die Anordnung eines reichlichen, möglichst breiten Überfalles oder Übereiches erforderlich, namentlich bei langem Obergraben und stark schwankendem Kraftbedarf der Anlage, besonders wenn diese mit selbsttätiger Regulierung ausgestattet ist.

Die Kupplung der Einlaßschütze mit der Leerschütze (Wechselhalle) derart, daß beim Schließen ersterer sich letztere um gleich viel öffnet, ist unwirtschaftlich.

Rücksichtlich der Anlagekosten ist die Kraftanlage möglichst nahe dem Ende der Wasserführung anzuordnen, damit der kostspieligere Untergraben kurz ausfällt. Derselbe erhält eine horizontale oder nach dem Wildbett ansteigende Sohle, letzteres besonders bei Turbinen mit Sauggefälle.

Gefälle. Das für die Leistung der Wasserkraftmaschinen maßgebende Nutz- oder Nettogefälle H_n ist gleich dem Brutto-

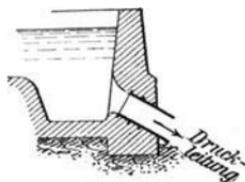


Fig. 698.

oder geodätischen Gefälle abzüglich aller durch die Wasserführung bedingten Gefällverluste; die im ankommenden Wasser enthaltene und die für Abfluß desselben aufzuwendende Bewegungsenergie sind zu berücksichtigen¹⁾. Hiernach ist an Hand der Fig. 699 der Höhenunterschied zwischen *A* und *B* die aufzuwendende Druckhöhe zur Erzeugung der Eintrittsgeschwindigkeit, sofern die Wassergeschwindigkeit

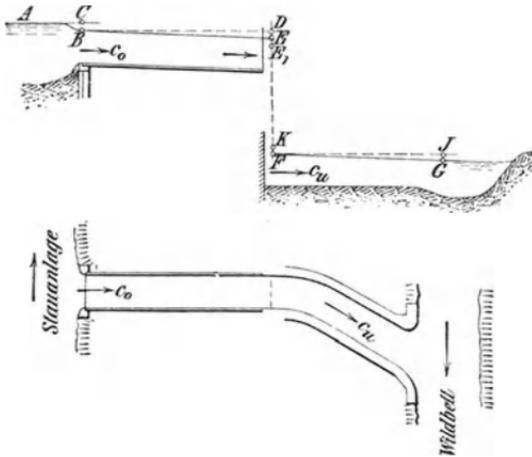


Fig. 699.

im Untergraben ist das Widerstandsgefälle $= \overline{GJ}$ und die zur Erzeugung der Abflußgeschwindigkeit aufzuwendende Druckhöhe

$$\overline{KF} = \frac{c_u^2}{2g};$$

es folgt somit

$$H_u = \frac{c_0^2}{2g} + \overline{EK} = \frac{c_0^2}{2g} + \overline{EF} - \frac{c_u^2}{2g},$$

sofern $c_0 = \text{konst.}$, bzw.

$$H_u = \frac{c_0^2}{2g} + \overline{E_1K} = \frac{c_0^2}{2g} + \overline{E_1F} - \frac{c_u^2}{2g},$$

wenn c_0 , nicht konst., die Geschwindigkeit des in E_1 ankommenden Wassers ist.

Nur wenn $c_u = c_0$ ist, ergibt sich als Nettogefälle die Wasserspiegelhöhendifferenz am Motor zwischen den Querschnitten, in denen die Wassergeschwindigkeiten c_0 bzw. c_u sind.

In vielen Fällen ist c_u wenig von c_0 verschieden, so daß mit der Höhendifferenz der Wasserspiegel als Nutzgefälle gerechnet werden darf.

im Flußlauf hierzu nicht herangezogen wird, und zur Überwindung des Eintrittswiderstandes, also

$$\overline{BC} = (1 + \zeta_0) \frac{c_0^2}{2g}.$$

Der Höhenunterschied zwischen *B* und *E* ist das Widerstandsgefälle im Obergraben, sofern $c_0 = c_E = \text{konstant}$ ist, bzw. derjenige zwischen *B* und E_1 die Summe von Widerstands- und Beschleunigungsgefälle, wenn die Geschwindigkeit derart zunimmt, daß $c_{E_1} > c_E$.

¹⁾ C. v. Bach, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1872, S. 289 u. f., sowie „Die Wasserräder“, Stuttgart 1886, Konrad Wittwer.

Die Zuflußgeschwindigkeit c_0 wird bisweilen für Eintrittszwecke nur mangelhaft ausgenutzt¹⁾, der Verlust ist auf das Konto der Kraftmaschine zu setzen; dagegen wird bei gewissen Anordnungen das Wasser dem Untergraben mit der richtigen Geschwindigkeit nach Größe und Richtung zugeführt; die Höhe \overline{KF} ist dem Motor gutzuschreiben.

Bei Zuführung mittels Rohrleitung ist der mit derselben verknüpfte Verlust, wenn er nicht zu Lasten der Kraftmaschine geht, wie es meist der Fall ist, auszuschalten; es wird der hydraulische Druck am Motor mittels Manometers gemessen. Die Zurechnung der Geschwindigkeitshöhe gibt die hydrostatische Druckhöhe im Einlauf; der andere Teil des Gefälles, vom Einlauf bis Unterwasserspiegel, ist leicht bestimmbar.

Das Gefälle selbst ist mit der Wassermenge derart veränderlich, daß mit Zunahme letzterer das Gefälle abnimmt und umgekehrt. Es steigt bei Stauanlagen mit zunehmender Wassermenge der Unterwasserspiegel rascher an als der Oberwasserspiegel — das Gefälle nimmt ab. Bei abnehmender Wassermenge sinkt der Oberwasserspiegel langsam und verbleibt schließlich (vom Abarbeiten abgesehen, im Falle die verarbeitete Wassermenge vorübergehend größer ist, als die vom Flußlauf dargebotene) in Wehrkronenhöhe, während der Unterwasserspiegel unabhängig vom Oberwasserspiegel weitersinkt — das Gefälle nimmt zu.

C. Unterschied zwischen Wasserrädern und Turbinen.

Das im Wasser enthaltene Arbeitsvermögen drückt sich aus durch

$$A = 1000 Q H,$$

worin

Q die sekundliche Wassermenge in cbm,
 H das Gefälle in m bezeichnet.

Das Wasser fällt entweder mit gleichförmiger Geschwindigkeit von der Höhe H herab, indem es Zellen füllt und auf diese drückend niedersinkt: Wirkungsweise des Wassers durch sein Gewicht in Wasserrädern — Ausnutzung der potentiellen Energie des Wassers, oder es fließt mit einer Geschwindigkeit, welche zuzüglich derjenigen der Bewegungswiderstände der gesamten Höhe H (oder einem Teile derselben) entspricht, aus und wird durch gekrümmte Schaufeln abgelenkt, hierdurch einen Druck (Reaktion) auf dieselben ausübend: Wirkungsweise des Wassers vermöge seiner Geschwindigkeit in Turbinen — Ausnutzung der kinetischen Energie.

Der der Höhe H entsprechende hydrostatische Druck kann auf den in einem Cylinder hin und her gehenden Kolben wirken und damit durch einen Kurbelmechanismus die für Kraftmaschinen geeignete Rotationsbewegung erzeugt werden: Wirkungsweise der Wassers in Wassersäulenmaschinen (Umkehrung der Kolbenpumpen).

D. Wasserräder²⁾.

Je nachdem der Wassereintritt im Scheitel — bei großer Umdrehungszahl auch vor dem Scheitel — des Rades erfolgt oder aber das Wasser demselben durch eine besondere Einlaufvorrichtung (Kulisse)

¹⁾ Dr. R. Camerer, „Neue Diagramme zur Turbinentheorie“, S. 8 u. f., Berlin 1902, Rich. Dietze.

²⁾ Nach C. v. Bach, „Die Wasserräder“, II. Teil, Stuttgart 1886, Konrad Wittwer.

in bestimmter Richtung oberhalb der Höhe der Radachse oder in der Mitte des Rades zugeführt wird, unterscheidet man ober-
schlächtige und rücken- oder mittelschlächtige Wasserräder; letztere werden auch als Wasserräder mit Kulissen einlauf bezeichnet.

Bei Wasserrädern mit Überfalleinlauf erfolgt der Wassereintritt zumeist unterhalb der Höhe der Radachse durch eine Überfall-
schütze. Bei den unterschlächtigen Wasserrädern wirkt das im unteren Teile des Radumfangs eintretende Wasser entweder nur durch Stoß (reine Stoßräder) oder aber zum größeren Teile durch Aktion auf die radialen oder wenig geneigten bezw. gekrümmten Radschaufeln ein.

Es sei

Q die zufließende Wassermenge in cbm/sek,

H das wirksame Gefälle in m,

$N = \frac{1000 QH}{75}$ die verfügbare Arbeitsstärke der Wasserkraft in PS,

$N_n = \eta N$ die Nutzleistung des Rades in PS,

$\eta = N_n : N$ der Gesamtwirkungsgrad des Rades,

n die minutliche Umdrehungszahl des Rades,

$D = 2R$ der äußere Durchmesser des Rades in m,

b die lichte Radbreite und a die lichte Radtiefe in m,

z die Anzahl der Schaufeln,

$t = \pi D : z$ die Schaufelteilung in m,

$u = \frac{2\pi R n}{60}$ die Umfangsgeschwindigkeit des Rades in m/sek,

$q = \frac{60 Q}{z n}$ das in einem Schaufelraume enthaltene Wasser in cbm,

$E = \frac{Q}{a b u}$ der Füllungskoeffizient,

g die Beschleunigung durch die Schwere = 9,81 m/sek².

a) Oberschlächtige Wasserräder.

Man wählt die Umfangsgeschwindigkeit je nach dem verfügbaren Gefälle

$$u = 1,5 \text{ bis } 2,0 \text{ m/sek.}$$

Für die wagerechte Komponente c_h der Geschwindigkeit des Wasserstrahles im Punkte A (Fig. 700) kann als erster Anhalt dienen

$$c_h = 2,5 \sqrt{u};$$

die hierzu erforderliche Druckhöhe ist

$$h_0 = (1 + \zeta') \frac{c_h^2}{2g},$$

worin für den Widerstandskoeffizienten ζ' , je nachdem der Einlauf mehr oder weniger sorgfältig ausgeführt wird, 0,1 bis 0,15 gesetzt werden kann.

Die Mittellinie ABP des Wasserstrahles ist eine Parabel mit A als Scheitel (bestimmt durch h_0), der Wagerechten c_h als Scheiteltangente, der durch A gezogenen Lotrechten als Hauptachse, dem Parameter $2p$ und mit dem um

$$AG = \frac{p}{2} = \frac{c_h^2}{2g} = \frac{h_0}{1 + \zeta'}$$

unterhalb A gelegenen Brennpunkte G . Ein beliebiger Punkt P der Parabel ergibt sich dadurch, daß $AI = A_1I$ gezeichnet und von G aus mit GI als Halbmesser ein Kreis beschrieben wird. Der Schnittpunkt P des Kreises mit der durch I gezogenen Wagerechten ist ein Punkt der Parabel und die Gerade PI Tangente im Punkte P . Eine Tangente an die Parabel unter dem Winkel $\alpha = 15^\circ$ mit der Wagerechten gibt den Berührungspunkt B . Dieser kann als der Scheitelpunkt des Rades angenommen werden.

Nach Annahme des Freihängens $x'' = 0,03$ bis $0,10$ m (je nach dem etwa zu erwartenden Steigen des Unterwasserspiegels), der

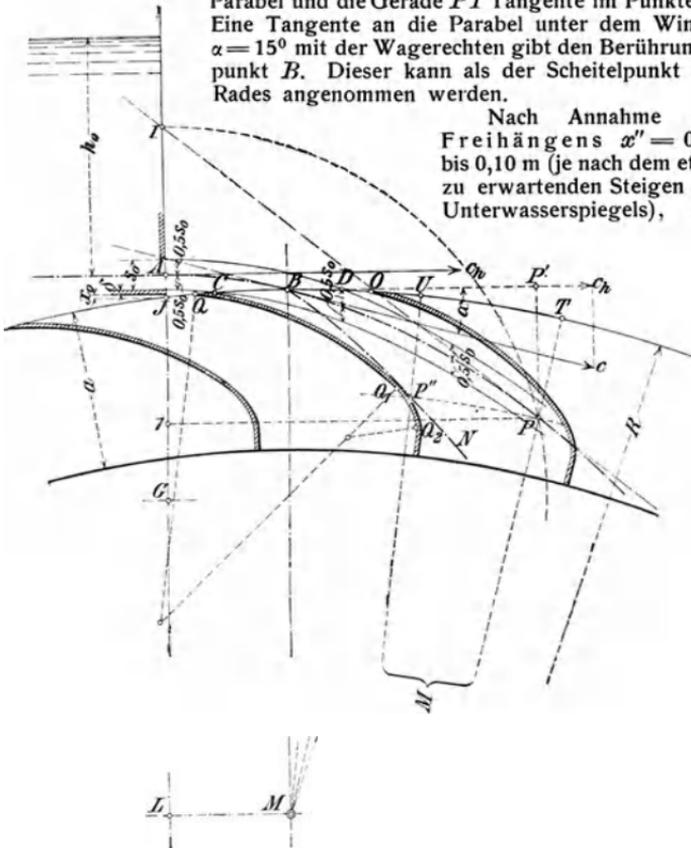


Fig. 700.

Dicke δ der Einlaßschaufel (bei Eisenblech $\delta = 5$ bis 8 mm), des Spielraumes x_0 zwischen Radumfang und Unterkante Einlaufblech (bei nicht zu breiten eisernen Rädern $x_0 \geq 5$ mm, bei hölzernen Rädern $x_0 \sim 15$ mm) und der Größe $x' = R - \overline{JL}$ ergibt sich der Durchmesser des Rades (in m) aus

$$D = 2R = H - [h_0 + 0,5 s_0 + \delta + x_0 - x' + x''].$$

Zur Gewinnung eines vorläufigen Wertes D schätze man

$$D = H - \left(1,1 \frac{c_h^2}{2g} + 0,2\right) \text{ bis } D = H - \left(1,1 \frac{c_h^2}{2g} + 0,1\right).$$

Mit dem erhaltenen D wird, unter Annahme einer passenden Umdrehungszahl $u = \frac{\pi D n}{60}$ ermittelt, dann nochmals c_h berechnet und h_0 festgestellt.

Die Radtiefe kann betragen

$$a = \frac{1}{6} \sqrt[3]{H} \text{ bis } \frac{1}{4} \sqrt[3]{H};$$

damit folgt für die Radbreite

$$b = \frac{Q}{a u \varepsilon},$$

worin $\varepsilon = \frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{2}$ zu nehmen ist.

Für $b > 1,7$ m ist ein mittlerer Kranz oder wenigstens eine Unterstützung des Radbodens nötig.

Die Strahlbreite ist zu wählen

$$\begin{aligned} b_0 &= b - 0,4 \text{ bis } b - 0,2 \text{ für Räder ohne Mittelkranz,} \\ \frac{b_0}{2} &= \frac{b}{2} - 0,4 \text{ „ } \frac{b}{2} - 0,2 \text{ „ „ mit „} \end{aligned}$$

Die Strahldicke beträgt

$$s_0 = \frac{Q}{b_0 c_h}.$$

Die absolute Eintrittsgeschwindigkeit c [des Wassers im Punkte B ergibt sich zu

$$c = \frac{c_h}{\cos \alpha};$$

damit folgt aus dem Parallelogramm der Geschwindigkeiten die relative Geschwindigkeit des bei B eintretenden Wasserteilchens bezw. aus dem absoluten Weg BP die relative Bahn $BP''N$ desselben, indem durch P der Halbmesser MPT gezogen und Kreisbogen $TU = BP''u : c_h$ gemacht wird. Der durch U bestimmte Halbmesser $UP''M$ schneidet den aus dem Radmittelpunkte M durch P beschriebenen Kreisbogen PP'' in dem gesuchten Punkte P'' .

Die Schaufelkurve wird mit Rücksicht auf den Austrittsverlust bei eisernen Schaufeln aus zwei Kreisbogen Q_1Q_2 und Q_1Q_2 derart zusammengesetzt, daß sie, die relative Bahn BN berührend, den Radumfang in einem Punkte Q schneidet, der um den Bogen $BQ \approx \frac{1}{2} t = \frac{1}{2} QO$ von B absteht; in Q_2 schließt sich eine gerade, radial gerichtete Strecke an, deren Länge mindestens gleich der Höhe des Winkeleisens ist, das zur Befestigung der Schaufel an dem Radboden dient. Bei Rädern mit Kropf wird sich die Schaufelform der relativen Bahn möglichst anschließen.

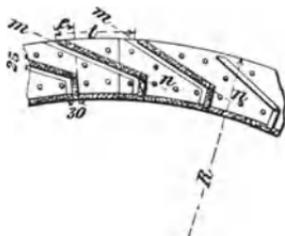


Fig. 701.

Bei hölzernen Schaufeln wählt man den Winkel, unter dem die Schaufel den Radumfang schneidet, etwa 30° , so daß die Richtungen mn (Fig. 701) Tangenten eines Kreises vom Halbmesser $0,866 R$ werden; bei größeren

Füllungen geht man mit diesem Halbmesser bis zu $0,9 R$, bei kleinen herab bis auf $0,85 R$. Die Deckung e kann etwa $\frac{1}{4} t$ betragen.

Die Schaufelteilung t , d. h. die mittlere Entfernung zweier Schaufeln am äußersten Radumfang, ist gleich dem $\frac{4}{3}$ - bis $\frac{3}{2}$ -fachen der Länge des Einlaufbogens CD (Fig. 700) zu nehmen.

Mit t folgt die vorläufige Schaufelzahl

$$z = \frac{\pi D}{t}.$$

Mit Rücksicht auf die Konstruktion des Rades ist z als ein Vielfaches der Armzahl zu wählen; diese kann (wenn D in m) etwa

$$D + 2 \text{ bis } D + 3$$

genommen werden.

Der Gesamtwirkungsgrad richtig gebauter ober-schlächziger Wasserräder beträgt bei größeren Gefällen bis $\eta = 0,85$.

b) Wasserräder mit Kulisseneinlauf.

Sie werden bei veränderlichem Ober- und Unterwasserspiegel und nicht zu großen veränderlichen Wassermengen und Gefällen angewendet.

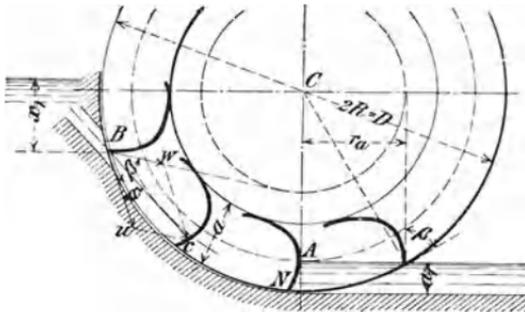


Fig. 702.

Für Schaufelräder nach Fig. 702, die im Unterwasser eintauchen, kann der Raddurchmesser genommen werden

$$D = H + 3,5 \text{ m,}$$

ferner die Umfangsgeschwindigkeit, je nach Umständen,

$$u = 1,6 \text{ bis } 2,2 \text{ m/sek.}$$

Die Radtiefe kann etwa betragen

$$a = 0,4 \sqrt[3]{\frac{D}{H}} \text{ bis } 0,5 \sqrt[3]{\frac{D}{H}}$$

und mehr, namentlich dann, wenn der Unterwasserspiegel stark veränderlich ist.

Für die Radbreite gilt

$$b = \frac{Q}{a u \varepsilon}, \text{ worin } \varepsilon = 1/3 \text{ bis } 2/3,$$

und für die Schaufelteilung

$$t = 0,5 a \text{ bis } 0,7 a.$$

Schaufel- und Armzahl sind wie bei überschlächtigen Wasserrädern zu wählen.

Unter der Voraussetzung, daß das Wasser unmittelbar vom Rade angenähert mit der Geschwindigkeit u abfließt, kann die Eintauchtiefe genommen werden

$$a_1 = \frac{Q}{b u}.$$

Der Spielraum zwischen eisernen Rädern und dem steinernen Kropf kann 5 mm und weniger betragen.

Die Richtung des äußersten Schaufelmantels wird bestimmt durch

$$r_a = \sqrt{R^2 - (R - a_1)^2}; \sin \beta = (R - a_1) : R.$$

Hiervon kann man etwas nach oben oder unten abweichen, und zwar um so mehr, je weniger Wert darauf gelegt wird, daß die Schaufeln aus dem Unterwasserspiegel lotrecht austreten.

Schaufelform. Bei lotrechtem Austreten ist NA die Evolvente an dem Grundkreise vom Halbmesser $CA = R \sin \beta = R - a_1$ oder ein Kreisbogen, der sich dieser Evolvente möglichst anschließt. Von A an ist die Schaufel rasch nach oben zu krümmen, sowie derart und so weit zu führen, daß kein Wasser in das Radinnere übertreten kann.

Einlauf. Der Winkel α , unter dem die Kulissen an das Rad anschließen, ergibt sich aus $\operatorname{tg} \alpha \sim 0,5$.

Damit folgt die Größe der absoluten Eintrittsgeschwindigkeit c für die oberste Kulisse zu

$$c = u \frac{\sin \beta}{\sin(\beta - \alpha)}.$$

Die Tiefe des Punktes B unter dem Oberwasserspiegel wird

$$x_1 = (1 + \zeta') \frac{c^2}{2g},$$

worin — für mittlere Verhältnisse — $\zeta' = 0,12$ bis $0,15$ gesetzt werden kann.

Kulissenform. Je nach der verfügbaren Wassermenge Q wählt man die Anzahl der übereinanderliegenden Kulissen (Weite derselben etwa $s = 0,06$ bis $0,10$ m) und nähert sie dem Radumfang derart, daß ihre Mittellinien mit diesem den Winkel α bilden, bestimmt sodann den Schwerpunkt jeder Austrittöffnung und mißt die demselben entsprechende Druckhöhe h . Die aus jeder Öffnung sekundlich ausströmende Wassermenge beträgt dann

$$q = \mu b_0 s \sqrt{2gh},$$

worin noch b_0 die lichte Kulissenbreite, μ den Ausflußkoeffizienten (und zwar μ bis $0,94$ bei eisernen Radschaufeln, bei hölzernen um 5% bis 10% kleiner) bedeutet.

Die Stärke des Kulissenbleches kann 5 bis 8 mm genommen werden.

Es muß nun

$$\Sigma q = Q$$

sein; andernfalls ist die gewählte Anzahl der Kulissen bezw. deren Weite entsprechend zu ändern. Außerdem ist nachzurechnen, ob die gegebene Wassermenge auch durch die oberen Querschnitte der Kulissen einzutreten imstande ist.

Es empfiehlt sich, bei z. B. drei Kulissen die sekundlich durchfließenden Wassermengen etwa

$$q_1 = q_2 = q_3$$

zu machen und die Kulissenwerte hiernach rechnerisch zu ermitteln.

Zu den Arbeitsverlusten beim Eintritt und Austritt des Wassers, die bei diesem Rade im allgemeinen kleiner sind als beim überschlächtigen Rade, kommen noch solche während des Verweilens des Wassers im Rade hinzu.

Der Gesamtwirkungsgrad erreicht trotzdem, bei richtig entworfenen und sorgfältig ausgeführten Rädern (Gefälle von 3 m bis 4 m vorausgesetzt), den Wert $\eta = 0,85$; dabei soll die Geschwindigkeit, die das Wasser beim Verlassen des Rades besitzt, für den Abfluß nutzbar gemacht werden.

c) Wasserräder mit Überfalleinlauf.

Diese Räder sind für kleine und mittlere Gefälle, besonders bei stark veränderlichem Unterwasserspiegel, geeignet. Die Ausführungen zeigen entweder gewöhnliche kurze Schaufeln oder solche, die nach Zuppinger weit in das Innere des Rades treten.

Die Konstruktion der Räder stimmt mit derjenigen der Kulissenräder nahezu überein. Der einzige Unterschied besteht darin, daß das Wasser über eine Schütze fallend und nicht durch eine Führung nach unten gezwungen in das Rad eintritt.

Man findet für den Durchmesser gewöhnlicher Räder

$$D = 3H \text{ bis } 4H$$

und für die Umfangsgeschwindigkeit etwa

$$u = 1,4 \text{ bis } 1,7 \text{ m/sek.}$$

Einlauf. Die Stellung A (Fig. 703) der mit Leitblech versehenen Schütze beim Überfließen der normalen Wassermenge Q ist bestimmt durch

$$Q = \mu b_0 h \sqrt{2gh},$$

worin b_0 die nutzbare Überfallbreite, h die Tiefe des Punktes A unter dem Oberwasserspiegel und $\mu = 0,50$ bis herab auf $\mu = 0,45$ (bei Holzschaufeln) bedeutet.

Für die mittlere Schicht $A_m X S$, in der der ganze Wasserstrahl zusammengedrängt gedacht werden kann, ergibt sich aus

$$0,5 Q = \mu b_0 h_m \sqrt{2gh_m}$$

der Scheitel A_m der Parabel, deren Brennpunkt G um

$$A_m G = 10/11 h_m$$

unter A_m liegt.

Alsdann berechnet man die Eintauchtiefe a_1 (s. S. 778) und erhält damit den Abstand

$$R - (H + a_1),$$

um den die Radachse senkrecht über dem Oberwasserspiegel liegt. Von einem Punkte der hierdurch bestimmten Wagerechten ist mit R als Halbmesser ein Kreis zu beschreiben derart, daß sein Schnittpunkt X mit der Parabel um etwa 0,40 m bis 0,45 m unter dem Oberwasser liegt. Für den Schnittpunkt X wird das Parallelogramm der Geschwindigkeiten mit

$$c = 0,95 \sqrt{2gX}$$

gezeichnet und sodann geprüft, ob die Zerlegung von c in Richtung des Radumfanges eine Komponente ergibt, die nahezu gleich der Umfangsgeschwindigkeit u des Rades ist. In diesem Falle kann X für

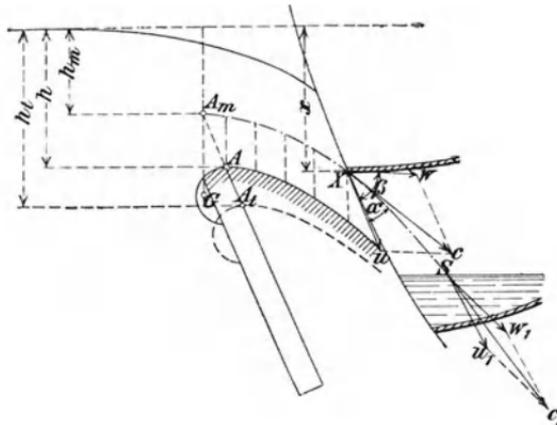


Fig. 703.

den Eintritt des mittleren Wasserstrahles beibehalten werden. Andernfalls ist der Mittelpunkt des Rades auf der vorgenannten Wagerechten zu verschieben oder der Radhalbmesser R oder auch die Umfangsgeschwindigkeit u entsprechend zu ändern. Der tiefste Stand der Schütze (Stellung A_t derselben) ergibt sich aus

$$Q_{\max} = \mu \cdot b_0 h_t \sqrt{2g h_t},$$

wenn Q_{\max} die größte Wassermenge (in cbm/sek) ist, die noch überfließen soll.

Der Wirkungsgrad dürfte etwa $\eta = 0,60$ bis $0,65$ betragen.

Bei den Zuppingerschen Rädern ist auf ein senkrecht Ausreten der Schaufeln aus dem Unterwasser verzichtet. Der betreffende Neigungswinkel gegen die Wagerechte beträgt hier 70° bis 75° bei einer Eintauchtiefe $a_1 = 0,3$ m; er soll bei dem höchsten in Rücksicht zu ziehenden Wasserstände noch mindestens 45° bis 55° betragen.

Die Radtiefe a hängt von der Veränderlichkeit des Unterwasserspiegels ab und liegt etwa zwischen $\frac{1}{3} R$ und $\frac{2}{3} R$ ($R =$ Radhalbmesser); jedenfalls muß a so bemessen werden, daß das Wasser nicht in das Radinnere übertreten kann.

Die Umfangsgeschwindigkeit kann

$$u = 1,1 \text{ bis } 1,3 \text{ m/sek,}$$

der Raddurchmesser

$$D = 2(H + a_1 + 0,7 \text{ bis } 1,2 \text{ m})$$

(mit $a_1 = 0,3$ bis $0,5$ m) gewählt werden.

Der Füllungskoeffizient soll

$$\varepsilon = 0,5$$

nicht überschreiten.

Der Wirkungsgrad beträgt

$$\eta = 0,65 \text{ bis } 0,78.$$

d) Unterschlächtige Wasserräder.

Sie werden für kleine Gefälle ($H = 0,2$ bis $1,5$ m), und zwar entweder als reine Stoßräder mit radialen oder wenig geneigten Schaufeln oder nach Poncelet mit gekrümmten Schaufeln ausgeführt. Im letzteren Falle wirkt das Wasser zum größten Teil durch Aktion auf die Schaufeln ein. Die Räder laufen in einem geraden Gerinne mit Steigung von $1:20$ oder in einem kleinen Kropf. Das Wasser fließt unter einer um etwa 60° gegen die Wagerechte geneigten Spansschütze dem Rade zu.

Für Stoßräder ($\eta \leq 0,35$) kann $u = 0,4 \sqrt{2gH}$ und D bis zu 6 m, für Ponceleträder ($\eta \leq 0,7$) $u = 0,55 \sqrt{2gH}$, $D = 4H$, $\varepsilon = 0,5$, $a = 0,75$ bis $1,2$ m und $t = 0,3H$ gewählt werden.

E. Turbinen¹⁾.

Je nach der Richtung des dem Laufrade zufließenden Wassers unterscheidet man Achsial-, Radial- oder Diagonalturbinen; der Wassereintritt erfolgt parallel, senkrecht oder schräg zur Turbinenachse.

Bei Radialturbinen kann außerdem das Wasser am äußeren oder inneren Umfange des Laufrades eintreten; man spricht von solchen mit äußerem oder innerem Leitrad bzw. äußerer oder innerer Beaufschlagung. Das Wasser kann hierbei von oben oder unten zugeführt werden.

Hinsichtlich der hydraulischen Wirkung des Wassers ist zu unterscheiden zwischen Reaktions- oder Überdruckturbinen und Aktions- oder Druckturbinen. Bei ersteren ist die Wassergeschwindigkeit beim Eintritt in das Laufrad kleiner, als der Gefällhöhe entspricht — es ist ein auf Vermehrung der relativen Wassergeschwindigkeit hinwirkender Überdruck (Pressung) vorhanden; das Wasser leistet Arbeit durch Änderung der Richtung und Größe seiner relativen Geschwindigkeit. Bei den Druckturbinen ist das gesamte vorhandene Gefälle in Geschwindigkeit umgesetzt — die Wasserpressung beim Eintritt ins Laufrad ist Null, das Wasser leistet

¹⁾ Vergl. G. Meißner, „Theorie und Bau der Turbinen und Wasserräder“, Jena 1898, H. Costenoble. — C. v. Bach, „Die Wasserräder“, I. Teil, Stuttgart 1886, Konrad Wittwer. — Ernst A. Brauer, „Grundriß der Turbinentheorie“, Leipzig 1899, S. Hirzel. — Dr. Gustav Zeuner, „Vorlesungen über Theorie der Turbinen“, Leipzig 1899, Arthur Felix. — Gustav Herrmann, „Die graphische Theorie der Turbinen und Kreiselpumpen“, Berlin 1887, Leonhard Simion.

Arbeit nur vermöge der Richtungsänderung seiner relativen Geschwindigkeit. Je nachdem hierbei das Wasser die Laufradzellen vollständig ausfüllt oder dieselben in einem Strahle, nur eine Fläche der Schaufel berührend, durchfließt, unterscheidet man Grenzturbinen und Strahlsturbinen.

Das Wasser wird dem Laufrad entweder auf dessen ganzen Umfang zugeführt: Vollturbinen, oder nur auf einen Teil desselben: Partialturbinen.

Durch Teilung der Eintrittsbreite zwecks gesicherter Wasserführung erhält man mehrkränzige Turbinen im Falle achsialen Durchflusses, oder mehretagige Turbinen bei radialem Durchfluß.

Wenn die Turbinenleistung dem veränderlichen Kraftbedarf durch Änderung der zu verarbeitenden Wassermenge angepaßt werden kann, spricht man von Regulier- oder regulierbaren Turbinen.

Hinsichtlich der ersten konstruktiven Durchbildung in Verbindung mit der hydraulischen Wirkung des Wassers bezeichnet man die mit Überdruck arbeitende Achsialturbine als Jonvalturbine (zuerst von Henschel & Sohn in Cassel gebaut und kurz darauf dem Werkmeister Jonval in Mülhausen durch französisches Patent geschützt), die ohne solchen arbeitende Druckturbine als Girardturbine, die mit Überdruck und äußerem Leitrad arbeitende Radialturbine als Francisturbine und die Radialturbinen mit innerem Leitrad in Anordnung mit stehender Welle ganz allgemein als Fourneyronturbine¹⁾. Die Girardturbinen mit radialem Durchfluß und innerer teilweiser Beaufschlagung heißen nach ihrem ersten Erbauer Schwamkrurturbinen.

Allen Turbinen gemeinschaftlich ist

1. ein Leitapparat oder Leitrad, bestehend entweder aus feststehenden gußeisernen, schmiedeeisernen oder Stahlblechschaufeln oder aus drehbaren Leit-schaufeln, welche je nach Wassergeschwindigkeit und Abmessungen aus Gußeisen, Stahlguß oder Bronze bestehen, oder aus einem bzw. mehreren Leitkanälen, die mittels Stempels oder Zungenschiebers geschlossen werden;
2. ein Laufrad aus Gußeisen oder Bronze mit ebensolchen Schaufeln oder eingegossenen Stahlblechschaufeln;
3. eine Welle, entweder aus Flußstahl, massiv, oder aus Gußeisen bzw. Stahlguß, hohl, samt Standsäule oder Tragstange;
4. bei vorhandener, in Richtung der Achse wirkender und abzufangender Kraft ein Spurzapfen, sowie Führungslager der Turbinenwelle und
5. Vorrichtungen zum Regulieren bzw. Absperren des Wassers.

Allgemeine Gleichungen der Turbinentheorie.

Es bezeichne mit Bezugnahme auf Fig. 704

c_0 die Austrittsgeschwindigkeit aus dem Leitrade,

c_1 die absolute Geschwindigkeit für den Eintritt in das Laufrad,

¹⁾ Die Konstruktion mit Wasserzuführung von oben rührt von Fourneyron, diejenige mit unterer Beaufschlagung von Nagel her.

- u_1 die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades an der Eintrittsstelle,
 u_2 " " " " " " " " Austrittsstelle,
 w_1 die relative Wassergeschwindigkeit an der Eintrittsstelle ins
 Laufrad,
 w_2 die relative Wassergeschwindigkeit an der Austrittsstelle aus
 dem Laufrad,
 c_2 die absolute Wassergeschwindigkeit an der Austrittsstelle aus
 dem Laufrad, sämtliche Geschwindigkeiten in m/sek,
 α den Winkel zwischen c_1 und u_1 ,
 β " " " " w_1 " u_1 ,
 γ " " " " w_2 " $-u_2$,
 a_0, a_1, a_2 die Lichtweiten der Schaufelöffnungen am Austritt des
 Leitrades bezw. am Ein- und Austritt des Laufrades,

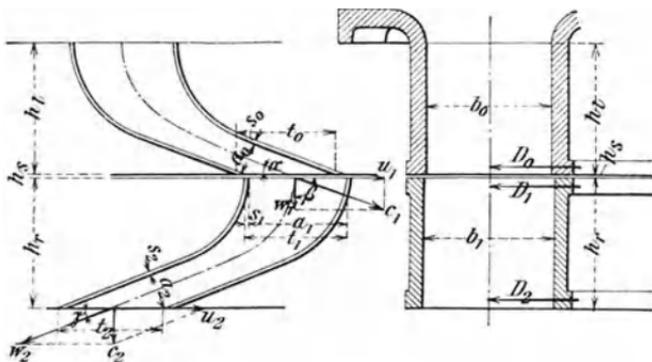


Fig. 704.

- b_0, b_1, b_2 die lichten Breiten an den bezüglichen Stellen von Leit-
 und Laufrad,
 s_0, s_1, s_2 die Schaufeldicken an den bezüglichen Stellen von Leit-
 und Laufrad,
 t_0, t_1, t_2 die Schaufelteilungen an den bezüglichen Stellen von Leit-
 und Laufrad,
 z_0, z die Zahl der Schaufeln von Leit- bezw. Laufrad,
 h_l, h_r, h_s die Höhen des Leitrades, Laufrades bezw. Kranzspaltes,
 D_0, D_1, D_2 die Durchmesser des Leitrades an der Austrittsstelle
 bezw. des Laufrades an der Ein- resp. Austrittsstelle, bei nicht
 radialem Durchfluß die mittleren Durchmesser der Ein- bezw.
 Austrittsflächen,
 H allgemein das Gefälle, sämtliche linearen Abmessungen in m,
 Q die sekundlich zu verarbeitende Wassermenge in cbm,
 $g = 9,81$ m/sek² die Beschleunigung durch die Schwere,
 n die minutliche Umdrehungszahl des Laufrades;

es bezeichne ferner jeweils

- ιH_n die Widerstandshöhe, also ι den verhältnismäßigen Teil des
 Nutzgefälles, welcher zur Überwindung des auftretenden Wider-
 standes aufzuwenden ist, kurz die den Gefällverlust messende

Zahl in Teilen des Gesamtgefälles — es ist z. B. (Fig. 705) $\frac{1}{2} H_n$ die Widerstandshöhe für die Wasserbewegung im Laufradkanal (zwischen 1 und 2) —,

c_y die Abflußgeschwindigkeit in m/sek aus der Turbine (Fig. 714).

Wie S. 774 unter „Gefälle“ erörtert, ist eine Abflußgeschwindigkeit c_u im Untergraben erforderlich. Entläßt nun der Motor das Wasser mit einer Geschwindigkeit c_y , welche mit c_u nach Größe und Richtung übereinstimmt (Fig. 705), so ist die Höhe $K F'$ (Fig. 699) nicht besonders aufzuwenden; der Höhenunterschied der Wasserspiegel am Motor, bezogen auf den berichtigten Oberwasserspiegel, ist um $\frac{c_u^2}{2g}$ größer als im Falle der Nichtausnutzung von c_y (Fig. 699 und Fig. 714). Die Wasser-

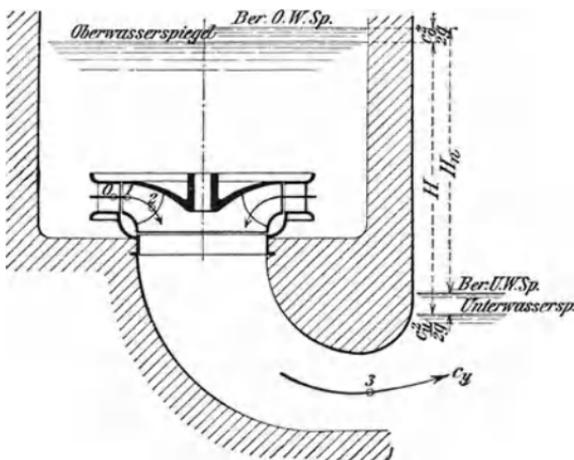


Fig. 705.

geschwindigkeiten in der Turbine sind bestimmt durch den bezeichneten Höhenunterschied der Wasserspiegel:

$$H' = H + \frac{c_0^2}{2g} \text{ bzw. } H_n = H' - \frac{c_u^2}{2g} = H + \frac{c_0^2 - c_u^2}{2g}$$

und die von ihnen abhängigen Widerstände; sie sind also für beide Fälle verschieden.

Die wiederholte Anwendung des Satzes von der Arbeit (vergl. S. 761) auf die Endpunkte der vier wichtigen Wegstrecken beim Wasserdurchfluß durch die Turbine liefert die Grundgleichung

$$\frac{c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}{2g} = H' (1 - \Sigma \iota) - \frac{c_u^2}{2g} \text{ für den ersten Fall,}$$

$$= H_n (1 - \Sigma \iota) - \frac{c_y^2}{2g} \text{ im zweiten Falle.}$$

Mit $H' = H_n + \frac{c_u^2}{2g}$ wird die rechte Seite

$$H_n(1 - \Sigma \iota) - \frac{c_u^2}{2g} \Sigma \iota \text{ bzw. } H_n(1 - \Sigma \iota) - \frac{c_y^2}{2g}.$$

$\frac{c_u^2}{2g} \Sigma \iota$ ist wesentlich kleiner als $\frac{c_y^2}{2g}$ und gering gegenüber $H_n(1 - \Sigma \iota)$, selbst unter Beachtung, daß $\Sigma \iota$ im ersten Falle größer sein wird als im zweiten; es darf vernachlässigt werden.

Mit $\varepsilon = 1 - \Sigma \iota$ bzw. $\varepsilon = 1 - \Sigma \iota - \frac{c_y^2}{2g H_n} =$ hydraulischer Nutzeffekt — bei teilweiser Ausnutzung von c_y liegt ε zwischen diesen beiden Grenzwerten¹⁾ — folgt die weitere Grundgleichung

$$c_1^2 - c_2^2 + w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2 = g \varepsilon H_n \dots \dots \dots \mathbf{124}$$

Unter Beachtung des Zusammenhanges zwischen c_1 , u_1 und w_1 , sowie unter Voraussetzung senkrechten Abflusses, d. h.

$$w_2 \cos \gamma = u_2,$$

folgt die Hauptgleichung

$$c_1 u_1 \cos \alpha = g \varepsilon H_n \dots \dots \dots \mathbf{125}$$

Die hierbei gemachten Voraussetzungen sind außer senkrechtem Abfluß noch: Vollständige Füllung der Kanäle, Aufrechterhaltung der Kontinuität, d. h. Zusammenhang des durchfließenden Wassers mit Ober- und Unterwasser.

Die Forderung stoßfreien Eintrittes (Fig. 704) in das Lauf-
rad, d. h.

$$c_1 = u_1 \frac{\sin \beta}{\sin(\beta - \alpha)} \text{ bzw. } u_1 = c_1 \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \alpha},$$

liefert

$$u_1 = \sqrt{\varepsilon} \sqrt{g H_n \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta \cos \alpha}} \dots \dots \dots \mathbf{126}$$

$$c_1 = \sqrt{\varepsilon} \sqrt{g H_n \frac{\sin \beta}{\sin(\beta - \alpha) \cos \alpha}} \dots \dots \dots \mathbf{127}$$

Sofern ε bekannt ist, ergeben sich u_1 und c_1 analytisch als Funktionen der Winkel α und β ²⁾.

¹⁾ Zurzeit wird fast ausnahmslos nicht mit c_y bzw. c_u gerechnet, sondern mit α_2 und die Höhe $\frac{c_2^2}{2g}$ als Verlust betrachtet; man vernachlässigt also den mit dem Saugrohr event. verknüpften Gefällgewinn mangels Kenntnis der Bewegungs- und Widerstandsverhältnisse im Saugrohr (vergl. S. 794). Ebenso wird fast allgemein mit den Höhenunterschied der Wasserspiegel am Motor als H_n gerechnet und die im zu- und abfließenden Wasser enthaltenen Energiemengen, selbst wenn sie verschieden sind und nutzbar gemacht werden, vernachlässigt.

²⁾ Es ist ohne weiteres ersichtlich, daß die Relativgeschwindigkeiten unter sonst gleichen Umständen von den dargebotenen, dazu normalen Querschnitten abhängen; da diese mit den Schaufelwinkeln sich ändern (Fig. 704), so muß dies auch mit den Relativgeschwindigkeiten und damit auch mit den anderen in Betracht kommenden Geschwindigkeiten der Fall sein.

Für die graphische Ermittlung ist zu beachten, daß allgemein die Wassergeschwindigkeit bedingt ist durch die Druckhöhe bzw. den Druckhöhenunterschied, und zwar ist c^2 proportional H .

Man geht deshalb vom wirksamen Gefälle aus, d. i. das um das Widerstandsgefälle verminderte Nutzgefälle, also

$$H_e = H_n - H_w = H_n (1 - \Sigma \iota) \text{ (vergl. S. 786).}$$

Schließt c_2 mit u_2 den Winkel $\delta \geq 90^\circ$ ein (Fig. 706), so geht Gl. 124 über in

$$c_1 u_1 \cos \alpha - c_2 u_2 \cos \delta = g \varepsilon H_n.$$

Die Ersetzung von εH_n durch H_e liefert die Arbeitsleistung des mit c_2 von der Turbine abfließenden Wassers zu

$$\left. \begin{aligned} c_1 u_1 \cos \alpha - c_2 u_2 \cos \delta &= \frac{c_e^2 - c_2^2}{2} \\ \text{bzw. } c_1 u_1 \cos \alpha &= \frac{c_e^2 - c_2^2}{2} \end{aligned} \right\} \mathbf{128}$$

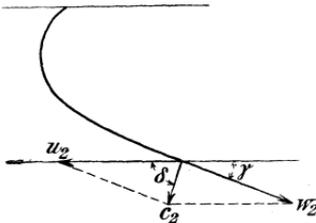


Fig. 706.

Dieselbe ist um so größer, je kleiner c_2 ; je nach den Verhältnissen kann die c_2 entsprechende Geschwindigkeitshöhe zum großen Teil wiedergewonnen werden (vergl. S. 794).

Gl. 127 läßt in der Umformung

$$c_1 = \sqrt{\varepsilon} \sqrt{g H_n \frac{1}{\cos^2 \alpha - \cotg \beta \sin \alpha \cos \alpha}}$$

erkennen, daß bei dem für das vorliegende Gefälle größtmöglichen c_1 der Winkel β am kleinsten ist und mit zunehmendem β die Geschwindigkeit c_1 abnimmt, entsprechend einem auftretenden Überdruck.

Gl. 126 besagt in der Umformung

$$u_1 = \sqrt{\varepsilon} \sqrt{g H_n \left(1 - \frac{\tg \alpha}{\tg \beta}\right)},$$

daß für den kleinsten Winkel β die Umfangsgeschwindigkeit am geringsten ausfällt und mit wachsendem Winkel zunimmt. Die Druckturbine hat den kleinsten Winkel β , die geringste Umfangsgeschwindigkeit u_1 , dagegen größte Eintrittsgeschwindigkeit c_1 ; mit wachsendem Winkel β nimmt die Eintrittsgeschwindigkeit c_1 ab, die Umfangsgeschwindigkeit zu, der Überdruck wächst.

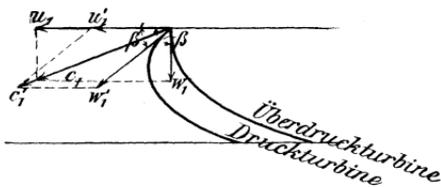


Fig. 707.

Dies folgt auch unmittelbar aus den Geschwindigkeitsdreiecken (Fig. 707), unter Beachtung, daß bei

Druckturbinen, sofern Reibungswiderstände und Einfluß der Schwere vernachlässigt werden, gilt $c_1' = \max$, $w_2 = w_1'$, während bei Überdruckturbinen $w_2 > w_1$ ist, und zwar um so mehr verschieden, je größer der

Überdruck ist, d. h. je mehr c_1 abnimmt. Unter obiger Voraussetzung gilt die Beziehung

$$c_1'^2 = c_1^2 + w_2^2 - w_1'^2;$$

sofern $w_2 = w_1'$, folgt

$$c_1^2 = c_1'^2 - w_1'^2 + w_1^2, \text{ und hieraus } u_1 > u_1'.$$

Die graphische Darstellung der Gl. 125 liefert unter Voraussetzung konstanten Wirkungsgrades bei gleichbleibendem Gefälle und Winkel α eine gleichseitige Hyperbel (Fig. 708); sie läßt den Zusammenhang zwischen c_1 und u_1 erkennen.

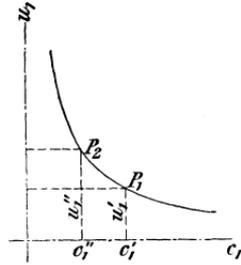


Fig. 708.

c_2 ist zufolge Gl. 128 bei unmittelbarem Austritt des Wassers aus der Turbine in das Unterwasser gering zu halten; sehr kleines c_2 unter sonst gleichen Umständen führt zu sehr kleinen Winkeln γ (Fig. 709) und erschwert hierdurch die Ausführung.

Für den Abfluß steht im Falle geeigneter Austrittsgeschwindigkeit c_2 nur deren vertikale Komponente zur Verfügung, daher bei gleichem c_2 die Raddurchmesser mit der Neigung der Austrittsgeschwindigkeit wachsen (Fig. 706 und 709).

Bei gleichbleibender, einem bestimmten Gefälle entsprechender Umfangsgeschwindigkeit und konstanter Wassermenge nimmt mit wachsender Umdrehungszahl zufolge der Beziehungen

$$D = \frac{60 u}{\pi n} \text{ bzw. } n = \frac{60 u}{D \pi} \dots \dots \dots \mathbf{129}$$

die Austrittsgeschwindigkeit c_2 wegen Abnahme der Raddurchmesser zu und umgekehrt.

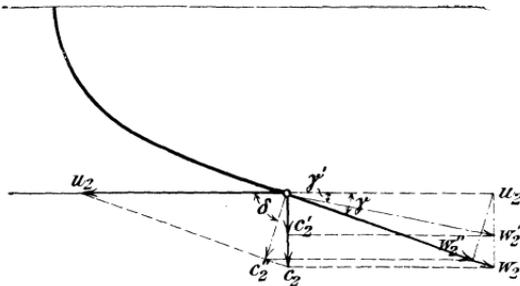


Fig. 709.

Man pflegt zur Bestimmung von c_2 von der Geschwindigkeitshöhe $\frac{c_2^2}{2g} = H_2'$ als Teil des Gefälles H_n auszugehen, und es wird z. B. eine Turbine mit $c_2 = \sqrt{0,04 \cdot 2g H_n}$, also $\frac{c_2^2}{2g} = 0,04 H_n$ als vierprozentig bezeichnet. Zu beachten ist bezüglich der Wahl dieser Verhältniszahl, ob der Austritt unmittelbar in das Unterwasser erfolgt, oder ob die Verhältnisse

gemäß Fig. 705 oder Fig. 714 liegen, bei denen die wirkliche Austrittsgeschwindigkeitshöhe $= \frac{c_2^2}{2g}$ beträgt.

Von den Größen, über welche eine Entscheidung zu treffen ist zwecks Bestimmung der noch fehlenden Größen (Geschwindigkeiten und Schaufelwinkel), wird zumeist die Umfangsgeschwindigkeit gewählt, welche aus bewährten Ausführungen abgeleitet wird, da deren Einfluß wissenschaftlich noch nicht genügend geklärt ist; Durchmesser, Umdrehungszahl und Umfangsgeschwindigkeit stehen im Zusammenhang gemäß Gl. 129, anderseits u_1 und c_1 in demjenigen der Gl. 126 und 127.

Wachsendem u_1 entspricht unter sonst gleichen Umständen ein abnehmendes c_1 , der Überdruck wächst entsprechend einer Abnahme von u_1 , die Lichtweiten von Leit- und Laufrad müssen daher zunehmen.

Die Geschwindigkeit c_1 schwankt zwischen einem dem größten Überdruck entsprechenden Minimum, größer als Null, und einem der Druckturbine entsprechenden Maximum.

Bewegungswiderstände beim Durchgang des Wassers durch die Turbine. Die denselben entsprechenden Gefällverluste, deren Summe durch Σt (s. S. 786 und 787) ausgedrückt wird, sind für die vier wichtigen Strecken folgende:

1. Strecke vom Oberwasserspiegel bis zum Austritt aus dem Leitrade: Event. Nichtausnutzung der im zufließenden Wasser enthaltenen Bewegungsenergie, Verluste bei wiederholter Richtungsänderung des Wassers, Stoßverluste beim Auftreffen auf die Leitschaufelstirnflächen. Zur Abminderung oder Vermeidung letzterer Verluste werden die Leitschaufelstirnflächen zugeschärft oder abgerundet. Reibungs- und Krümmungswiderstand sowie derjenige infolge Querschnittsänderung des Wasserstromes im Leitrادkanal; Geringhaltung desselben bedingt allmähliche, stetige Querschnittsverminderung. Kurze Kanäle liegen im Interesse geringer Reibung, wogegen schwache Krümmung für lange Kanäle spricht; es ist vorteilhaft, die scharfe Krümmung mit der kleinen Geschwindigkeit zusammenfallend anzuordnen.

Hinsichtlich der im Leitrادkanal auftretenden Widerstände, welche sich proportional dem Quadrat der Geschwindigkeit ändern, verhält sich die Überdruckturbine günstiger als die Druckturbine.

Versuche für Verhältnisse, ähnlich den bei ersteren vorliegenden, wurden von Oesterlin¹⁾ für sieben verschiedene Kanäle durchgeführt; derselbe findet den aus Reibung, Krümmung und Querschnittsänderung sich ergebenden Widerstandskoeffizienten, bezogen auf die Ausflußgeschwindigkeit c_0 , zu

$$\zeta_0 = 0,05 \text{ bis } 0,10,$$

je nach Beschaffenheit der Wandung.

Man wird die gesamte Widerstandshöhe setzen dürfen $t_0 H_n = \zeta_0 \frac{c_0^2}{2g}$,

worin $\zeta_0 = 0,1$ bis $0,12$, sofern die Zuflußgeschwindigkeitshöhe gering ist; andernfalls ist ζ_0 entsprechend größer einzuführen.

¹⁾ Dr. Ing. Hermann Oesterlin, „Untersuchungen über den Energieverlust des Wassers in Turbinenkanälen“, Berlin 1903, Julius Springer.

2. Strecke vom Austritt aus dem Leitrad bis zum Eintritt in das Laufrad¹⁾. Trotz der Verminderung der Leitradaustrittsfläche durch die Laufradschaufeln für den Leitkanal — im Höchstbetrage

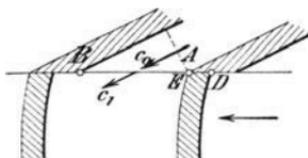


Fig. 710.

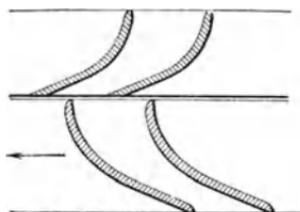
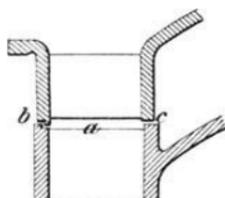


Fig. 711.

von AB auf $AB - ED$ (Fig. 710) — bleibt bei der Raschheit der aufeinanderfolgenden Änderungen und der Geringfügigkeit des dadurch bedingten Verlustes gegenüber dem Gesamtgefälle die Ausflußmenge nahezu unveränderlich; die Geschwindigkeit c'_1 paßt sich der jeweiligen Mündungsweite an. Der durch die Geschwindigkeitsänderungen verursachte Gefällverlust

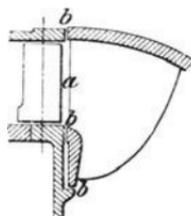
$$\frac{(c'_1 - c_1)^2}{2g} = \left(\frac{DE}{AB}\right)^2 \frac{c_1^2}{2g}$$

wird um so kleiner, je geringer die verhältnismäßige Verengung ist; daher sind eingegossene Schaufeln aus Eisen- oder Stahlblech, in einer Durchbiegungen ausschließenden Stärke, gußeisernen vorzuziehen. Durch



a = Schaufelspalt
 b, c = Kranzspalt
 (versetzt bzw. cylindrisch)

Fig. 712.



a = Schaufelspalt
 b = Kranzspalt

Fig. 713.

die Leitschaufeln wird das Wasser in Strahlen getrennt, welche im Laufrad unter Wirbelungen zusammenfließen; dieser Umstand spricht für dünnwandige Leitschaufeln. Rücksichtlich beider Erscheinungen sind die Laufradschaufelenden zuzuschärfen (Fig. 711), was sich auch für die Enden der Leitschaufeln empfiehlt. Der Einfluß der Schaufeldicke wird erfolgreich gemindert durch einen entsprechenden Schaufelspalt (Fig. 712 und 713), d. h. Leit- und Laufradschaufelkanten springen gegen den betreffenden Umfang zurück.

²⁾ Vergl. R. Striebeck, „Der Einfluß der Schaufelstärken der Turbinen“, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1891, S. 612 u. f.

Mit dem event. vorhandenen Überdruck ist ein Wasserverlust durch den Kranzspalt verknüpft, daher dieser so gering als möglich zu halten und so auszuführen ist, daß der Verlust an Wasser möglichst gering ausfällt, da dieses der Arbeitsleistung entzogen wird.

Die innerhalb des Spaltes auftretenden Gefällverluste werden zufolge der größeren Geschwindigkeit und der engeren Teilung bei Druckturbinen größer sein als bei Überdruckturbinen; sie belaufen sich auf

$${}_{1} H_n = \zeta_1 \frac{c_1^2}{2g},$$

worin $\zeta_1 = 0,075$ bis $0,10$ gesetzt werden kann.

3. Weg durch das Laufrad. Die hiermit verknüpften Widerstände, in der Hauptsache aus den unter 1. zuletzt genannten Gründen resultierend, sind proportional $\frac{w^2}{2g}$. Bei Überdruckturbinen nimmt die Relativgeschwindigkeit von w_1 auf w_2 zu; die Ablenkung ist (für Achsialturbinen) geringer als bei Druckturbinen, für welche $w_2 \sim w_1$ ist, wogegen letztere geringere Querschnittsänderungen des durchfließenden Wasserstrahles bedingen. Unter Beachtung dieser Verhältnisse ist zu setzen

$${}_{2} H_n = \zeta_2 \frac{w_2^2}{2g} \text{ mit } \zeta_2 = 0,10 \text{ bis } 0,12.$$

4. Austritt aus dem Laufrad bis zum Eintritt in das Unterwasser. Außer dem Gefällverlust, herrührend von dem Unterschied der Geschwindigkeiten im Laufradaustritt und Saugrohereintritt infolge der Schaufelstärke, sind noch die Bewegungswiderstände innerhalb des Saugrohres in gleicher Weise wie unter 1. zu berücksichtigen.

Für die durch Fig. 714 gekennzeichnete Sachlage lautet die Arbeitsgleichung

$$A + y + \frac{c_y^2}{2g} = h_2 + \frac{c_2^2}{2g} + H_2 + y - {}_{3} H_n,$$

also

$$\frac{c_y^2}{2g} = \frac{c_2^2}{2g} + h_2 + H_2 - A - {}_{3} H_n.$$

Im Falle kein Abfluß(saug)rohr vorhanden ist, wird $c_y = c_2$; dasselbe trifft zu für das cylindrische Saugrohr, dessen Querschnitt gleich dem Ausgußquerschnitt der Turbine, normal zu c_2 , ist.

$\frac{c_y^2}{2g} = {}_{4} H_n$ stellt den effektiven Austrittsverlust als Teil des Gefälles dar, insoweit c_y nicht für Abflußzwecke nutzbar gemacht wird (ganzer oder teilweiser Verlust durch Stoß). Vergl. S. 786 und 787.

Der Austrittsverlust des Laufrades bei Turbinen mit Saugwirkung pfllegt gesetzt zu werden

$$\frac{c_2^2}{2g} = (0,02 \text{ bis } 0,05 \text{ bis } 0,07) H_n,$$

entsprechend

$$c_2 = (0,141 \text{ bis } 0,224 \text{ bis } 0,265) \sqrt{2g H_n},$$

die kleinen Werte bei großen Gefällen, da hierbei die absolute Austrittsgeschwindigkeit zum Mitreißen der Luft (vergl. S. 793) groß genug ausfällt, sofern die Konstruktion der Turbine die Entlüftung auf diese

Weise ermöglicht, und die Wassermenge vielfach gering ist, so daß die Räder nicht übermäßig groß ausfallen, wogegen bei kleinen Gefällen und großen Wassermengen behufs Vermeidung großer Räder der Austrittsverlust größer gewählt wird.

Bei Turbinen ohne Saugwirkung ist die als zulässig erachtete Abfluggeschwindigkeit für c_2 maßgebend unter Beachtung des S. 786 und 787 Gesagten.

Für gute Turbinen darf gewählt werden $\Sigma t H_m = 10$ bis 12 bis 15 ‰ des Nutzgefälles, entsprechend

$$\varepsilon = 1 - \Sigma t = 0,90 \text{ bis } 0,88 \text{ bis } 0,85$$

und

$$\sqrt{\varepsilon} = 0,95 \text{ bis } 0,94 \text{ bis } 0,92.$$

Diese Werte von ε verstehen sich also ohne den Austrittsverlust $\frac{c_2^2}{2g}$.

a) Überdruckturbinen.

Zufolge des im Laufradeintritt vorhandenen Überdruckes sind bei voller Beaufschlagung sämtliche Turbinenkanäle vollständig mit Wasser

gefüllt, die Turbine darf in das Unterwasser eintauchen (Waten, Arbeiten im Stau), und erleidet eine Beeinträchtigung ihrer Nutzleistung nur nach Maßgabe der Reibung zwischen Wasser und Laufradoberfläche. Ebenso dürfen diese Turbinen über dem Unterwasser aufgestellt werden, wenn die Verbindung mit demselben durch ein sog. Saugrohr erfolgt, welches aus Blech, Gußeisen bestehen oder auch gemauert (Beton) sein kann. Bedingung ist in diesem Falle, daß die absolute Wasser-
 pression nirgends einen Wert unterschreitet, welcher vom Atmosphärendruck (niedrigster Barometerstand ist maßgebend), der Vollkommenheit der Entlüftung des Saugrohres und der Temperatur des Wassers abhängig ist, andernfalls ein Abreißen der Saugwassersäule erfolgt.

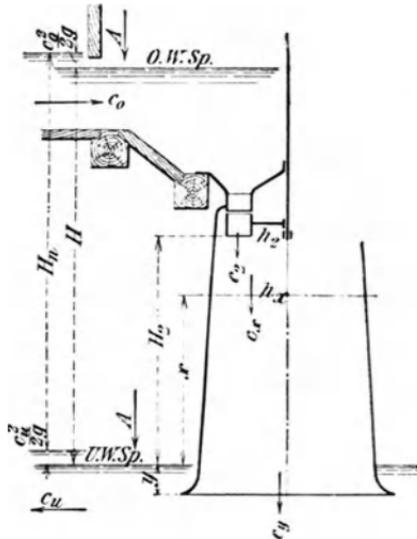


Fig. 714.

Nach Fig. 714 folgt der absolute Druck in der Schwerpunktslage des Saugrohraustrittes

$$A + y + \frac{c_y^2}{2g} = h_x + \frac{c_x^2}{2g} + (x + y) - \varepsilon_x \frac{c_y^2}{2g},$$

also

$$x_{\max} = A - \left(h_x + \frac{c_x^2}{2g} \right) + (1 + \varepsilon_x) \frac{c_y^2}{2g} \dots \dots \dots \mathbf{130}$$

Die Pressung h_x ist gleich der Spannung h'_i der sich unter Vakuum aus dem Wasser abscheidenden und event. durch Undichtheiten der Turbinen (Stopfbüchsen) eingesaugten Luft und der Spannung h'_d des der Wassertemperatur entsprechenden Wasserdampfes; somit folgt

$$x_{\max} = A - \left(h'_i + h'_d + \frac{c_x^2}{2g} \right) + (1 + \zeta_x) \frac{c_y^2}{2g}.$$

Für c_x ist der größte Wert einzusetzen, also die Austrittsgeschwindigkeit c_2 .

Die Entlüftung wird durch das Wasser bewirkt, insofern bei großer Geschwindigkeit die Luft mitgerissen wird.

Mit Rücksicht auf Unregelmäßigkeiten in der Wasserbewegung muß man unter x_{\max} bleiben; als Höchstwert von x darf zur Zeit ~ 7 m angesehen werden, bis Mitte Leitapparat bei Radialturbinen bzw. bis Kranzspalt bei Achsialturbinen gerechnet.

Hierbei ist noch zu beachten, daß die größte Saughöhe sich für den tiefsten Unterwasserstand versteht und das Eintreten von Luft vom Unterwasser her infolge Sinkens oder Schwankens von dessen Wasserspiegel durch genügende Eintauchtiefe des Saugrohres unmöglich gemacht wird.

Gl. 130 läßt in der Schreibweise

$$A - h_x = x + \frac{c_x^2 - c_y^2}{2g} - \zeta_x \frac{c_y^2}{2g}$$

erkennen, daß im Falle cylindrischen Saugrohres, d. i. $c_x = c_y$, für den Laufradaustritt gilt

$$A - h_2 = H_2 - \zeta_3 \frac{c_2^2}{2g} = H_2 - {}_3 H_n.$$

Der Pressungsunterschied zwischen Saugrohr- und Laufradaustritt ist gleich der Saughöhe bis zu dem letzteren, vermindert um die Widerstandshöhe im Saugrohr. Für den Fall eines konischen (erweiterten) Saugrohres ist $c_2 > c_y$; der bezeichnete Pressungsunterschied ist um $\frac{c_2^2 - c_y^2}{2g}$ größer, sofern die Widerstandshöhe dieselbe ist.

Für eine Saugrohrerweiterung derart, daß

$$\frac{c_2^2 - c_y^2}{2g} = \zeta_3 \frac{c_y^2}{2g} = {}_3 H_n,$$

folgt noch $A - h_2 = H_2$, d. h. der Pressungsunterschied ist gleich der Saughöhe.

Die Saugrohrerweiterung darf nicht zu weit getrieben werden, namentlich bei geringer Länge desselben, andernfalls c_2 nicht in die beabsichtigte Geschwindigkeit c_y übergeht; es ist eben dann c_2 gering zu wählen.

Infolge des Zusammenhanges von Ober- und Unterwasserspiegel mittels des Saugrohres ergibt sich als Vorzug der Überdruckturbinen die Möglichkeit der Ausnutzung des jeweils vorhandenen, gesamten Gefälles, welches infolge Schwankens der Wasserspiegel bei veränderlicher Wassermenge (Wasserstand) nicht konstant ist.

1. Achsialturbinen.

Die zu erfüllenden Bedingungen sind:

1. vollständige Füllung der Radkanäle, d. h. innerhalb gleicher Zeiten fließt durch jeden Querschnitt die gleiche Wassermenge;
2. stoßfreier Eintritt, das Geschwindigkeitsdreieck muß eine das äußerste Schaufel-element berührende Relativgeschwindigkeit liefern;
3. Geringhaltung von c_2 und c_2 möglichst senkrecht zu u_2 .

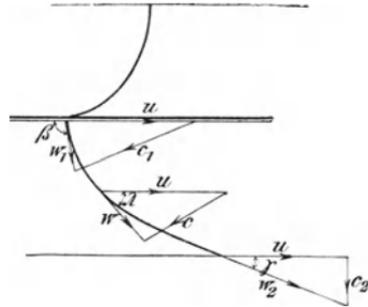


Fig. 715.

Die erste Forderung ergibt (Fig. 715) unter Voraussetzung unendlich dünner Schaufeln¹⁾ im Falle konstanter Kanalbreite

$$b t \sin \beta w_1 = b t \sin \gamma w_2 = b t \sin \lambda w,$$

also $w_1 \sin \beta = w_2 \sin \gamma = w \sin \lambda.$

Die Vertikalprojektion der Relativgeschwindigkeit ist konstant.

Im Falle veränderlicher Kanalbreite folgt

$$b_1 t \sin \beta w_1 = b_2 t \sin \gamma w_2 = b t \sin \lambda w,$$

also

$$\frac{w_1 \sin \beta}{w_2 \sin \gamma} = \frac{b_2}{b_1}, \quad \frac{w \sin \lambda}{w_1 \sin \beta} = \frac{b_1}{b}.$$

Die Vertikalprojektionen der Relativgeschwindigkeit verhalten sich umgekehrt wie die Kranzbreiten.

Die Aufeinanderlegung der Geschwindigkeitsdreiecke derart, daß u sich deckt, liefert das Geschwindigkeitsdiagramm (Fig. 716). Zufolge Veränderlichkeit von

u mit $\frac{D}{2}$ (Laufradhalbmesser) versteht sich dasselbe nur für den mittleren Wasserfaden im Abstände $\frac{D_m}{2}$ und es liefert in:

$AB = c_1$ die absolute Eintrittsgeschwindigkeit in das Laufrad,

$AC = u$ die dem Halbmesser $\frac{D}{2}$ entsprechende Umfangsgeschwindigkeit,

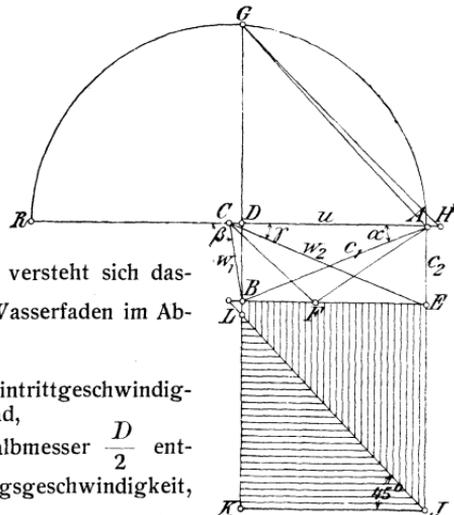


Fig. 716.

¹⁾ M. Kohn, Pilsen, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1887, S. 47 u. f. — Gustav Herrmann, „Graphische Theorie der Turbinen und Kreiselpumpen“.

$CB = w_1$ die relative Eintrittsgeschwindigkeit,
 $DB = c_{1v}$ die Vertikalkomponente der absoluten Eintrittsgeschwindigkeit,
 $\sphericalangle BAC = \alpha$ den Austrittswinkel aus dem Leitrad,
 $\sphericalangle RCB = \beta$ den Schaufelwinkel am Laufradeintritt,
 $\sphericalangle CEB = ECA = \gamma$ den Schaufelwinkel am Laufradaustritt,
 $CE = w_2$ die relative Austrittsgeschwindigkeit,
 $AE = c_2$ die absolute Austrittsgeschwindigkeit,
 $AF = c, CF = w$ die entsprechenden Geschwindigkeiten in einem durch Richtung CF bestimmten Punkte des Kanals.

Zur Änderung von w_1 auf w_2 ist eine Druckhöhe im Eintritt erforderlich

$$h_Q = \frac{c_Q^2}{2g}, \text{ also } c_Q^2 = 2g h_Q = w_2^2 - w_1^2 = \overline{CE}^2 - \overline{CB}^2 = \overline{AC}^2 - \overline{CD}^2.$$

Die Vertikale durch D schneidet den Kreis mit u als Radius um C in G und es ist

$$\overline{GD}^2 = (\overline{AC} + \overline{CD})(\overline{AC} - \overline{CD}) = \overline{AC}^2 - \overline{CD}^2.$$

Es stellt also dar

$$\overline{GD} = c_Q = \sqrt{2g h_Q}$$

die dem Überdruck entsprechende Geschwindigkeit.

Mit $\overline{DH} = \overline{AB} = c_1$ folgt

$$\overline{GH} = \sqrt{c_1^2 + c_Q^2} = \sqrt{\varepsilon} \sqrt{2g H_n}.$$

Hierdurch ist der Maßstab des Diagramms bestimmt.

Von der Energie $\frac{c_1^2}{2g}$ des eintretenden Wassers (für 1 kg desselben) gehen mit dem abfließenden $\frac{c_2^2}{2g} = \frac{c_{1v}^2}{2g}$ verloren, es wird also nur \overline{AD}^2 ausgenutzt (vielfach als Leistung infolge Druckes oder Aktion bezeichnet).

Ferner wird nutzbar gemacht

$$h_Q = \frac{c_Q^2}{2g} \text{ (als Leistung infolge Reaktion bezeichnet).}$$

Die gesamte Nutzleistung wird dargestellt durch

$$H'_e = \frac{\overline{AD}^2 + \overline{GD}^2}{2g} = \frac{\overline{AG}^2}{2g} = \frac{c'_e{}^2}{2g}.$$

Der Unterschied $\frac{\overline{GH}^2 - \overline{AG}^2}{2g} = \frac{c_e^2 - c'_e{}^2}{2g}$ ist die im abfließenden Wasser enthaltene Energie $\frac{c_2^2}{2g}$. (Bezüglich $\frac{c_2^2}{2g}$ vergl. das S. 792 unter „Saugrohr“ Gesagte.)

Die Leistungen ergeben sich auch noch folgendermaßen:

Die Änderung von c_1 in c_2 bedingt die Vernichtung der Horizontalkomponente von c_1 und damit das Vorhandensein entsprechender Verzögerungskräfte, welche im Widerstand der Laufradschaufeln gegeben sind. Mit $u' = c_1 \cos \alpha = \overline{AD}$ folgt die Nutzarbeit

$$L_e = m u' u$$

und für $m = 1$

$$L'_e = \text{Inhalt } B E J K, \text{ sofern } E J = u \text{ gemacht wird.}$$

Nach Obigem ist für $m = 1$

$$L'_e = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}.$$

Die unter 45° geneigte Gerade durch J gibt

(Leistung infolge Aktion) $\frac{c_1^2 - c_2^2}{2} = \text{Inhalt } JK L$ (horizontal schraffiert),

(„ „ Reaktion) $\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = \text{ „ } BEJ L$ (vertikal „).

Der Maßstab ergibt sich zufolge

$$L'_e = m u' u = m g H'_e \text{ aus } H'_e = \frac{u' u}{g} = H_e - H'_2.$$

H'_e ergibt sich graphisch (Fig. 717) folgendermaßen: Trage von C aus $\overline{CM} = g = 9,81$ m ab, ziehe BM und durch N die Gerade AO , dann ist $EO = H'_e$, denn es folgt

$$EO : u' = u : g, \text{ also } EO = \frac{u' u}{g}.$$

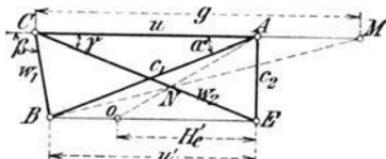


Fig. 717.

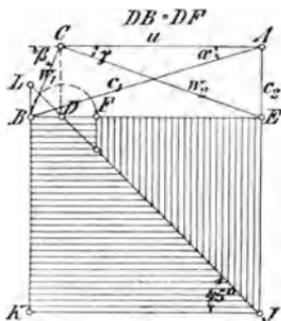


Fig. 718.

Für $\beta > 90^\circ$ folgt nach Fig. 716 die Reaktionsleistung größer als die Aktionsleistung.

Für $\beta = 90^\circ$ fällt Punkt L nach B ; beide Einzelleistungen sind gleich groß.

Für $\beta < 90^\circ$ wird die Reaktionsleistung kleiner als die Aktionsleistung, und für $\beta = \gamma$ wird erstere gleich Null (Fig. 718). Vergl. unter „Druckturbinen“.

Das Diagramm ist beliebig gewählt und kann jedem Gefälle entsprechen, mit welchem sich dann nur der Maßstab ändert. Da allgemein c proportional \sqrt{H} ist, so folgt, daß eine für ein Gefälle H' richtig arbeitende Turbine dies auch bei einem Gefälle H'' tut, bei welchem sich die Geschwindigkeiten proportional

$$\sqrt{\frac{H''}{H'}} \text{ ändern.}$$

Das Diagramm bleibt auch richtig für $H = 1$, daher dasselbe die Geschwindigkeiten für die Einheit des Gefalles angibt; die tatsächlichen dem Gefälle H entsprechenden Geschwindigkeiten werden durch Multiplikationen der Diagrammwerte mit \sqrt{H} gefunden.

Von den in Betracht kommenden Größen $u, c_2, c_0 = \sqrt{w_2^2 - w_1^2}$, c_1, α, β können zwei angenommen werden, die übrigen sind durch

das Diagramm bestimmt, wenn die von den Geschwindigkeiten abhängige Widerstandshöhe schätzungsweise eingeführt wird. Mit den Diagrammwerten sind die Widerstände zu bestimmen, und falls ihre Summe von der ersten Annahme erheblich abweicht, die Diagrammwerte zu berichtigen. Es ist zweckmäßig, vom Austrittsverlust und einer der Geschwindigkeiten c_1 oder u auszugehen.

Beispiel. Es ist das Diagramm einer achsialen Überdruckturbine für ein Nutzgefälle von 5 m zu konstruieren. Der Austrittsverlust betrage 4% beim Austritt in das Unterwasser und werde für Abflußzwecke nicht nutzbar gemacht; die Widerstandshöhe belaufe sich auf 15% des Nutzgefälles.

Es ist

$$\Sigma \iota = 0,15 \text{ und } \frac{c_2^2}{2g} = 0,04 \cdot 5 = 0,2, \text{ also } c_2 = 1,98 \text{ m;}$$

damit folgt

$$H'_e = (1 - 0,15 - 0,04) H_n = 0,81 \cdot 5 = 4,05 \text{ m.}$$

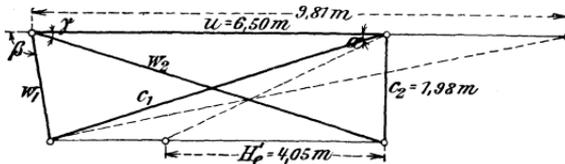


Fig. 719.

Jetzt darf entweder noch α oder u gewählt werden, wenn nicht c_1 oder c_0 festgesetzt wird. Mit $u = 6,50$ m folgt das Diagramm Fig. 719; nach demselben ergibt sich

$$c_1 = 6,42 \text{ m, } \alpha = 170^\circ 45', w_1 = 2,01 \text{ m, } \beta = 101^\circ 30', w_2 = 6,80 \text{ m, } \gamma = 16^\circ 50'.$$

Auf dem Wege der Rechnung ergibt sich nach Gl. 126 bzw. 127

$$u = 6,5 = \sqrt{0,81} \sqrt{9,81 \cdot 5 \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta \cos \alpha}}$$

$$c_1 = \sqrt{0,81} \sqrt{9,81 \cdot 5 \frac{\sin \beta}{\sin(\beta - \alpha) \cos \alpha}}$$

und für senkrechten Abfluß

$$c_1 \sin \alpha = c_2 = 1,98 \text{ m.}$$

Aus der ersten Gleichung folgt

$$\operatorname{tg}(180 - \beta) = 15,71 \operatorname{tg} \alpha,$$

und aus der Verbindung mit den anderen Gleichungen

$$\alpha = 170^\circ 57'.$$

Damit ergibt sich

$$c_1 = 6,425 \text{ m, } \beta = 101^\circ 7', w_1 = 2,017 \text{ m.}$$

Außerdem ist noch

$$w_2 = \sqrt{1,98^2 + 6,5^2} = 6,795 \text{ m und } \operatorname{tg} \gamma = \frac{1,98}{6,5} = 0,30462, \text{ also } \gamma = 16^\circ 56,5'.$$

Nach dem Diagramm ergibt sich die mit 1 kg Wasser in der Zeiteinheit geleistete Arbeit zu

$$\frac{1}{2g} (6,425^2 - 1,98^2 + 6,80^2 - 2,01^2) = 4,052 \text{ mkg.}$$

Nach den für die Wasserkraft gemachten Angaben und den getroffenen Annahmen beträgt diese Leistung $1 \cdot 4,05 = 4,05$ mkg.

Mit den errechneten Werten folgt die Arbeit schließlich zu

$$\frac{1}{2g} (6,425^2 - 1,98^2 + 6,795^2 - 2,017^2) = 4,05 \text{ mkg.}$$

Zur Kontrolle ergibt sich ferner

$$\varepsilon = \frac{c_1 u \cos \alpha}{g H_n} = 0,81.$$

Über die Zulässigkeit der Diagramm- bzw. Rechnungswerte (Geschwindigkeiten und Winkel) vergl. die später hierüber gemachten Angaben.

Verzichtet man auf senkrechten Austritt, wählt man z. B. $w_2 = u$, so ist auszugehen von der Beziehung

$$c_1 u \cos \alpha - c_2 u \cos \delta = \varepsilon g H_n.$$

Hierin ist unter obiger Voraussetzung

$$\cos \delta = \frac{c_2}{2u}$$

und damit folgt

$$c_1 u \cos \alpha - \frac{c_2^2}{2} = \varepsilon g H_n$$

oder

$$c_1 u \cos \alpha = g H_n \left(\varepsilon + \frac{c_2^2}{2 g H_n} \right).$$

Wählt man $\frac{c_2^2}{2g}$ als Teil von H_n , so ist $\varepsilon + \frac{c_2^2}{2 g H_n} = 0,85$ statt 0,81, wie im vorigen Beispiel, zu setzen; es folgt

$$u = 6,5 = \sqrt{0,85} \sqrt{9,81 \cdot 5 \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta \cos \alpha}},$$

$$c_1 = \sqrt{0,85} \sqrt{9,81 \cdot 5 \frac{\sin \beta}{\sin(\beta - \alpha) \cos \alpha}},$$

Hieraus ergeben sich $c_2 \sin \delta = c_1 \sin \alpha$.

$\delta = 81^{\circ}14'$, $\gamma = 17^{\circ}32'$, $\alpha = 16^{\circ}58'$, $\beta = 92^{\circ}31'$, $c_1 = 6,706$ m, $w_1 = 1,959$ m, $w_2 = 6,50$ m.

Die Vertikalkomponente von w_1 bzw. c_1 , d. i. die wirksame Abflußkomponente, ist $c_{1v} = c_1 \sin \alpha = 1,957$ m, also kleiner als im vorigen Falle, daher der Raddurchmesser für die gleiche Wassermenge im gleichen Verhältnis größer, die Umdrehungszahl proportional dieser Änderung kleiner wird.

Die mit diesen Werten sich ergebende Leistung folgt wieder zu

$$L = \frac{1}{2g} (6,706^2 - 1,98^2 + 6,5^2 - 1,959^2) = 4,05 \text{ mkg},$$

wie erforderlich.

Die Kontrolle liefert

$$\frac{c_1 u \cos \alpha}{g H_n} = \frac{6,706 \cdot 6,5 \cdot 0,9565}{9,81 \cdot 5} = 0,85 = 0,81 + 0,04.$$

Die Neigung von c_2 gegen die Normale zur Austrittsfläche bedeutet keinen Verlust, sie hat größere Raddurchmesser im Gefolge.

Ein Verlust gegenüber der ersten Annahme würde entstehen durch die Forderung $u = w_2$ und $\frac{(c_2 \sin \delta)^2}{2g} = 0,04 H_n$, d. h. Geschwindigkeitshöhe der wirksamen Abflußgeschwindigkeit $= 0,04 H_n$, in welchem Falle der Raddurchmesser gleich groß dem nach der ersten Voraussetzung sich ergebenden wird.

Eine Erweiterung des Laufradkranzes ist nur so weit zulässig, als der Austrittsquerschnitt höchstens gleich dem Eintrittsquerschnitt werden darf, entsprechend $w_2 \geq w_1$. Im Falle der Kranzerweiterung folgt an Hand der Fig. 720

Verzögerung der Wassermenge innerhalb der Sekunde von c_1 auf c_2 , also

Verzögerung $= u'$; damit ergibt sich der horizontale Wasser- (verzögerungs)druck $= m u'_c$ und die Leistung $L = m u'_c u$,

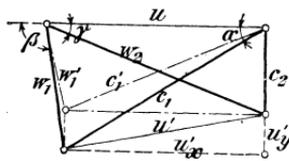


Fig. 720.

sowie der vertikale Wasser(verzögerungs)druck $V = m u_y$ nach oben gerichtet. Auf die Schaufeln wirkt er in gleicher Stärke nach unten, also auf Vermehrung der Zapfenbelastung hin.

Die dieser Turbine gleichwertige besitzt bei denselben Größen u_2 und γ die entsprechenden Werte c'_1 , α' , w'_1 und β' .

Da $w'_1 < w_1$ bzw. $c'_1 < c_1$, so folgt bei gleicher Wassermenge und Eintrittbreite $D' > D_1$.

Die Kranzerweiterung ermöglicht Verminderung des Durchmessers und damit Erhöhung der Umdrehungszahl.

Bei einseitiger, nicht symmetrischer Verbreiterung ist der Einfluß der Centrifugalkraft ($D_2 \geq D_1$) auf die relative Geschwindigkeit zu beachten.

Wie aus obigem Beispiel ersichtlich, folgen die Geschwindigkeiten

$$u_1 = \sqrt{\varepsilon} \sqrt{g H_n \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta \cos \alpha}}; \quad c_1 = \sqrt{\varepsilon} \sqrt{g H_n \frac{\sin \beta}{\sin(\beta - \alpha) \cos \alpha}}$$

Die den hydraulischen Wirkungsgrad ε bestimmende Widerstandshöhe darf schätzungsweise eingeführt werden mit $\Sigma t H_n = (0,15 \text{ bis } 0,18) H_n$ (vergl. das S. 793 hierüber Gesagte).

Für α sind zwischen 20° und 26° liegende Winkel anzutreffen; innerhalb dieser Grenze pflegt auch γ zu liegen. Für β finden sich Winkel in der Nähe von 90° .

Für $\beta = 90^\circ$ wird, immer unter Voraussetzung senkrechten Abflusses¹⁾,

$$u_1 = \sqrt{\varepsilon} \sqrt{g H_n}, \text{ also unabhängig von } \alpha \text{ und } \beta, \text{ und } c_1 = \sqrt{\varepsilon} \sqrt{g H_n} \frac{1}{\cos \alpha}$$

Für diese, dem Reaktionsverhältnis $\rho = \frac{1}{2}$ entsprechende Turbine findet sich vielfach — unter Voraussetzung von $\varepsilon = 0,85$

$$\alpha = 23^\circ, \quad c_1 = 0,68 \sqrt{2 g H_n},$$

bzw. auf 1 m Gefälle

$$c'_1 = 3,01 \text{ m}, \quad u_1 = 0,65 \sqrt{2 g H_n} \text{ oder } u'_1 = 2,88 \text{ m.}$$

Es ergibt sich damit auf 1 m Gefälle

$$c'_0{}^2 = c'_e{}^2 - c'_1{}^2 = (0,85 - 0,68^2) 2 g = 0,39 \cdot 2 g \text{ und } \rho = \frac{c'_0{}^2}{c'_e{}^2} = \frac{0,39}{0,85} = 0,47,$$

also unter Berücksichtigung der Widerstände im Laufrad $\rho \sim 0,5$.

Es lassen sich nicht nur, wie irrtümlich angenommen wurde, für diese Verhältnisse Reaktionsturbinen konstruieren, sondern auch für alle anderen Reaktionsgrade, denen zwischen 0,6 und 0 liegende Werte von $c'_0{}^2$ entsprechen.

Zur Bestimmung des Laufrades geht man vorteilhaft vom Austritt aus; für denselben gilt, unter Voraussetzung unendlich dünner Schaufeln,

$$Q = \pi D_2 b_2 c_2 \sin \delta,$$

worin $c_2 \sin \delta$ aus dem Diagramm abzugreifen und Q mit einem Aufschlag bis zu 5% auf die zu verarbeitende Wassermenge zu rechnen ist, um event. Ausführungsfehlern zu begegnen.

¹⁾ J. J. Reifer, „Einfache Berechnung der Turbinen“, Zürich 1891.

Unter Berücksichtigung der Schaufeldicke folgt

$$Q = \pi D b_2 \frac{a_2}{a_2 + s_2} c_2 \sin \delta.$$

Da das Geschwindigkeitsdiagramm nur für den mittleren Cylinder Gültigkeit besitzt und die Bewegungs- und Pressungsverhältnisse des Wassers um so mehr davon abweichen, in je größerem Abstand vom mittleren Cylinder dasselbe den Laufradkanal durchströmt, hält man allgemein die Breite knapp. Praktische Erfahrung läßt gute Wirkungsgrade erwarten für

$$\frac{b_2}{D} = k \leq \frac{1}{5} \text{ bis } \frac{1}{4}.$$

Damit folgt

$$Q = \pi k D^2 \frac{a_2}{a_2 + s_2} c_2 \sin \delta,$$

also

$$D = \sqrt{\frac{1}{\pi k} \frac{a_2 + s_2}{a_2}} \sqrt{\frac{Q}{c_2 \sin \delta}};$$

$\frac{a_2 + s_2}{a_2}$ darf gesetzt werden zu 1,07 bis 1,15.

Der Durchmesser D soll eine durch 50 oder 100 teilbare, ganze Zahl sein; er ist mit der Umfangsgeschwindigkeit u und Umlaufzahl n verbunden durch

$$D \pi n = 60 u.$$

Mit abnehmendem k wächst D und damit Gewicht und Anlagekosten sowie Reibungs- und Spaltverlust. Die obere Grenze für D ist durch Transport- und Aufstellungsrücksichten gezogen, und zwar ist etwa

$$D_{\max} = 3,00 \text{ bis } 3,50 \text{ m.}$$

Bei kleinen Gefällen und großen Wassermengen wird zu mehrkränzigen Turbinen gegriffen; die Schaufelung für die Kränze ist verschieden zufolge der verschiedenen Umfangsgeschwindigkeiten. Abgesehen hiervon können Rücksichten auf Hochwasser bestimmend sein.

Die Schaufeldicke s_2 beträgt je nach Material und Gefälle 6 bis 10 bis 16 mm (Guß) bzw. 3 bis 8 mm (Blech). Die Lichtweite a_2 wird gemacht $a_2 = 15$ bis 45 bis 80 mm, ersterer Wert für kleine, letzterer für große Turbinen. Statt a_2 kann auch β gewählt werden, etwa

$$\beta = \frac{1}{2} \sqrt{D \text{ mm.}}$$

Lichtweite, Schaufelzahl und Teilung auf dem mittleren Umfang stehen im Zusammenhang

$$D \pi = \beta t_2 = \beta \frac{a_2 + s_2}{\sin \gamma}.$$

Bei stark Geschiebe führendem Wasser und bei ungünstigen Eisverhältnissen wird behufs Vermeidung von Verstopfungen a_2 groß, d. h. β klein gewählt.

Rechnungsvorgang. Festsetzung von c_2 bzw. $c_2 \sin \delta$ (kleine Abweichungen von der Vertikalen sind zulässig).

Wahl von k und Schätzung von $\frac{a_2 + s_2}{a_2}$.

Bestimmung von D . Annahme von u und Ermittlung von n oder umgekehrt.

Damit folgt w_2 und γ , unter Annahme von β noch $a_2 + s_2$. Wahl von s_2 .

Kontrolle der Voraussetzung hinsichtlich $\frac{a_2 + s_2}{a_2}$ und event. neue Rechnung.

Mit w_2 folgt b_2 aus

$$b_2 = \frac{Q}{\beta a_2 w_2}$$

Prüfung des Verhältnisses $\frac{b_2}{D}$ dahin, ob es innerhalb der für $\frac{b}{D} = k$ gezogenen Grenze liegt.

Damit ist das Geschwindigkeitsdiagramm bestimmt gemäß den S. 795 u. f. gemachten Ausführungen.

Für den Austritt aus dem Leitrad gilt in gleicher Weise wie für denjenigen des Laufrades, wenn für die zugeschärfte Laufradschaufel $\frac{a_1 + s_1}{a_1} \sim 1$ gesetzt wird

$$b_0 = \frac{a_0 + s_0}{a_0 \pi} \frac{Q}{D c_1 \sin \alpha}$$

Hierin ist $\frac{a_0 + s_0}{a_0} = 1,07$ bis $1,15$; ersterer Wert für schwache, letzterer für starke Schaufeln.

Man macht $a_0 \leq a_2$, damit event. durch das Leitrad gehende feste Körper sich nicht im Laufrad festsetzen, und wählt β_0 um 1 bis 2 kleiner als β .

Lichtweite, Schaufelzahl und Teilung auf den mittleren Umfang sind wieder verbunden durch

$$D \pi = \beta_0 t_0 = \beta_0 \frac{a_0 + s_0}{\sin \alpha}$$

Bei Wahl von β_0 ist nachträglich $\frac{a_0 + s_0}{a_0}$ mit dem vorher eingeführten Schätzwert zu prüfen und event. b_0 zu berichtigen.

Durch Verbindung beider Gleichungen folgt noch

$$b_0 = \frac{Q}{\beta_0 a_0 c_1}$$

von welcher Beziehung auch zur Bestimmung von b_0 ausgegangen werden kann.

Leitradkanal. Das Schaufelende, unter α gegen die Horizontalebene geneigt, wird behufs Abschwächung von Werkstattfehlern und Vermeidung von Kontraktion

des Wassers gerade ausgeführt derart, daß sich die geradlinige Begrenzung um 5 bis 10 mm überdeckt (Fig. 721); die Höhe des Leitrades pflegt man zu machen $h_l \sim 3 a_0$ und die Schaufel nach einer Parabel zu

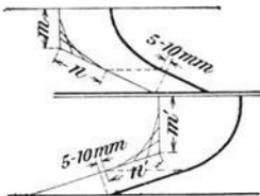


Fig. 721.

krümmen, damit die schärfere Krümmung mit der kleineren Geschwindigkeit zusammenfällt (Fig. 721). Entsprechend der Geschwindigkeitssteigerung nimmt man $n > m$.

Die Formgebung der Schaufel hängt unter Umständen mit von der Reguliereinrichtung ab, was zu beachten ist (vergl. S. 806 u. f.).

Lauftradkanal. Die Laufradhöhe pflegt

$$h_r \sim 3 a_2$$

gewählt zu werden.

Die Schaufelkurve muß die aus dem Diagramm oder durch Rechnung sich ergebenden Richtungen der Relativgeschwindigkeiten berühren; sie wird vielfach als Parabel mit diesen als Tangenten gezeichnet und zwar ist $n' > m'$ (Fig. 721). Sofern $w_2 = w_1$ (Druck- oder Grenz turbine) wählt man $n' = m'$.

Bei Verwendung von Blechschaufeln werden einige Schaufeln — zwecks Verbindung der Lauftradkränze — in Guß ausgeführt.

Zur Erleichterung der Werkstattarbeit und Geringhaltung event. Verluste infolge ungenauer Ausführung macht man

$$b_1 = b_0 + (5 \text{ bis } 10) \text{ mm (Fig. 704)}$$

oder man rundet bei $b_1 = b_0$ die Lauftradkränze innen ab.

Das Schaufelende wird behufs Vermeidung von Geschwindigkeitsänderungen nach Größe und Richtung geradlinig gehalten, und zwar greifen die geradlinigen Enden etwas über (vergl. Leitradkanal). Bis zu dem hierdurch bestimmten Querschnitt soll das Wasser seine Energie abgeben haben.

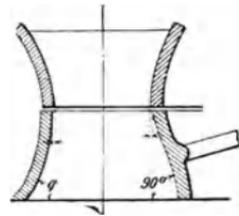


Fig. 722.

Im Falle veränderlicher Kranzbreite ist auf mögliche Erhaltung von c_2 nach Größe und Richtung zu achten, daher $\angle \varphi$ nur wenig von 90° abweichen darf (Fig. 722, links); besser ist die Erweiterung mit $\varphi = 90^\circ$ (Fig. 722, rechts). Unter allen Umständen muß in diesem Falle die Relativgeschwindigkeit w stetig wachsen, d. h. der Querschnitt des Lauftradkanals, senkrecht zur Relativgeschwindigkeit, stetig abnehmen.

Schaufelung. Die nach vorstehendem festgesetzten Schaufelkurven werden aufgefaßt als Abwickelungen der auf dem mittleren Cylinder liegenden Kurven. Da sich der mittlere Wasserfaden auf der wirklichen Cylinderfläche von Durchmesser D und nicht auf der abgewickelten bewegt, ist er infolge der Centrifugalkraft radialen Pressungen unterworfen, welche von innen nach außen zunehmen; der Pressungsunterschied zwischen innerem und äußerem Mantel, also auf die Breite b_0 , beträgt in m Wassersäule

$$\frac{(c_0 \cos \alpha)^2}{g} \frac{b_0}{D};$$

er ist also proportional b_0 , daher b_0 im Verhältnis zu D gering zu halten ist (vergl. S. 801).

Die übliche Auffassung der Schaufelfläche als eine Schraubenfläche mit der mittleren Schaufelkurve als Leitlinie und einer die Achse senkrecht

schneidenden Erzeugenden ist wegen der damit verknüpften Stoßverluste unrationell, wie sich aus folgendem ergibt.

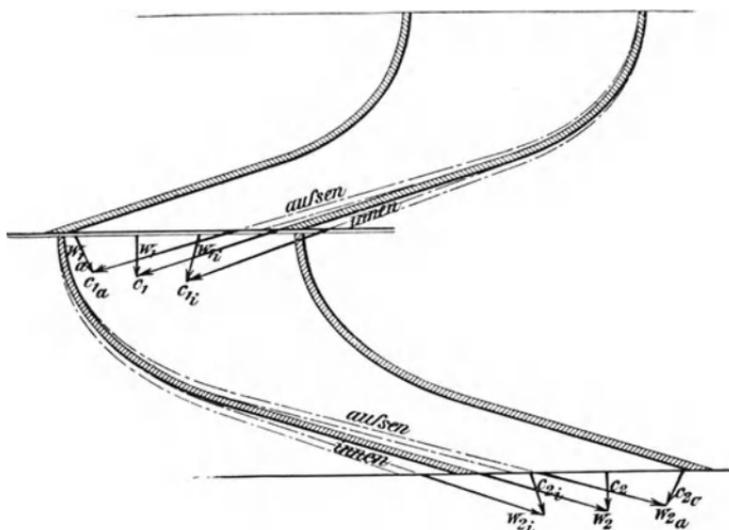


Fig. 723.

Der Steigungswinkel der zum Cylinder mit x als Halbmesser gehörigen Schraubenlinie ist bestimmt durch

$$\operatorname{tg} \alpha_x = \frac{h}{2 \pi x},$$

also, da $h = \text{konst.}$, umgekehrt proportional x .

Mit den zusammengehörigen Werten r und α bzw. β bzw. γ folgt sonach

$$\operatorname{tg} \alpha_x = \frac{r}{x} \operatorname{tg} \alpha, \operatorname{tg} \beta_x = \frac{r}{x} \operatorname{tg} \beta, \operatorname{tg} \gamma_x = \frac{r}{x} \operatorname{tg} \gamma.$$

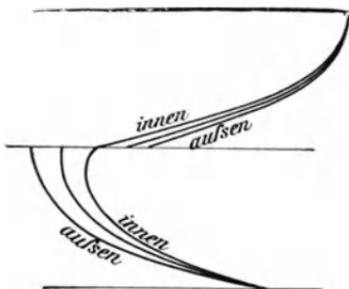


Fig. 723 a.

Der Eintritt erfolgt somit nicht toßfrei, der Austritt nicht senkrecht zu u (Fig. 723).

Soll letzteres der Fall und c_T über die ganze Breite konstant ein, so muß stattfinden¹⁾

$$\operatorname{otg} \gamma_x = \frac{\omega}{c_2} x, \operatorname{cotg} \alpha_x = \frac{\varepsilon g H_n}{\omega c_2} \frac{1}{x},$$

$$\operatorname{cotg} \beta_x = \frac{\varepsilon g H_n}{\omega c_2} \frac{1}{x} - \frac{\omega}{c_2} x.$$

Hiernach berechnen sich die Schaufelwinkel für verschiedene

¹⁾ C. v. Bach, „Die Wasserräder“.

Cylinderdurchmesser; α und β ändern sich also mit x entgegengesetzt dem vorigen Fall der Schraubenfläche (Fig. 723 a). Der untere Teil der Laufradschaufel liegt auf einer Schraubenfläche von konstanter Steigung, die Schaufelstirnflächen im Spalt liegen nicht mehr radial, ein Vorteil, insofern die mit der endlichen Schaufelstärke verknüpften Unregelmäßigkeiten in der Wasserbewegung zurücktreten gegenüber der radialen Schaufelstellung.)

Arbeitsverluste.

a) Spaltverlust. Die Verhältnisse des Laufrades wurden für die gesamte Wassermenge Q ermittelt; durch den Kranzspalt entweicht unter dem daselbst vorhandenen Druckunterschied Wasser ohne Arbeitsverrichtung. Um diesen Verlust ist streng genommen die durch das Laufrad gehende Wassermenge geringer.

Der hydraulische Druck im Punkte „0“ (Fig. 705 bzw. 714) ist

$$h_0 = H_n - H_0 - (1 + \zeta_0) \frac{c_0^2}{2g} = (1 - \iota_0) H_n - H_0 - \frac{c_0^2}{2g}.$$

Für den Punkt „1“ folgt

$$h_1 = H_n - H_1 - (1 + \zeta_0 + \zeta_1) \frac{c_1^2}{2g} = (1 - \iota_0 - \iota_1) H_n - H_1 - \frac{c_1^2}{2g}.$$

Sofern $H_0 = H_1$ und $c_0 = c_1$ angenommen wird, folgt der auf Wasserverlust durch den Kranzspalt hinwirkende Überdruck bei einer Sachlage gemäß Fig. 714

$$\frac{h_0 + h_1}{2} - (-H_0) = \frac{h_0 + h_1}{2} + H_0.$$

Im Sinne der Rechnung liegt die Einführung eines großen Überdruckes; derselbe werde gesetzt

$$h_0 + H_0 = H_n - (1 + \zeta_0) \frac{c_0^2}{2g} = (1 - \iota_0) H_n - \frac{c_0^2}{2g}.$$

Der Wasserverlust beträgt dann mit D als mittleren Durchmesser

$$q = \mu \cdot 2 \pi D h_s \sqrt{2g(h_0 + H_0)}.$$

μ ist abhängig vom Geschwindigkeitskoeffizienten, welcher bei der starken Drosselung gering sein wird (vergl. S. 760).

Es darf gesetzt werden

$$\begin{aligned} \mu &\sim 0,5 \text{ für cylindrischen Spalt (c in Fig. 712, rechts),} \\ \mu &\sim 0,3 \text{ für versetzten Spalt (b in Fig. 712, links).} \end{aligned}$$

Die Höhe h_s des Kranzspaltes ist so klein zu machen, als Spurzapfen- oder Lagerabnutzung gestattet, damit das Laufrad nicht schleift, 1 bis 3 mm. (Ausgleichung dieser Abnutzung durch Nachstellung.)

b) Spurzapfenreibung. Die bei Anordnung mit stehender Welle (Fig. 714) sich ergebende Spurzapfenbelastung setzt sich zusammen aus:

1. Gewicht der rotierenden Turbinenteile (Laufrad, Welle, Zahnrad, statt dessen bei direktem Antrieb das Gewicht des entsprechenden rotierenden Teiles), vermindert um den Auftrieb, soweit die Teile unter Wasser liegen;
2. Gewicht des im Laufrad enthaltenen Wassers;

3. Reaktionskraft, welche mit der Geschwindigkeitsänderung des Wassers in vertikaler Richtung verknüpft ist; nach Fig. 717 ist dieselbe gleich Null, nach Fig. 720 beträgt sie

$$V = n u'_y;$$

4. Druck des Wassers infolge Überdruckes im Spalt auf die Ringfläche $\pi D b$;
 5. Überdruck des Wassers gegen die Stirnflächen der Radkränze;
 6. Vertikalkomponente des Zahndruckes für den Fall der Übertragung mittels konischer Räder (vergl. „Turbinenbremsung“).

In Betracht kommen hauptsächlich die Kräfte [unter 1, event. 2, sowie 3 und 4.

Die Berechnung der Zapfenreibung erfolgt nach dem unter „Zapfen“ (S. 180 u. ff.) Gesagten, wobei für $\mu \sim 0,05$ eingeführt werden darf¹⁾.

c) Reibung in den Führungslagern infolge der Zapfendrucke, welche sich aus den Zahndrücken oder aus den Riemen- bzw. Seilspannungen ergeben (s. ebenfalls unter „Zapfen“).

d) Reibung des Laufrades am Wasser oder an der Luft, Luftreibung des Vorgeleges.

Bei guter Ausführung dürfen die Verluste eingeführt werden

unter a)

$$\text{zu 2 bis 3\% der absoluten Wasserkraft } A_0 = 1000 Q H_n,$$

unter b)

zu 2 bis 5% der absoluten Wasserkraft $A_0 = 1000 Q H_n$ } je nach den
 und b) bis d) je einschl. } Verhältnissen²⁾.
 zu 4 bis 7% der absoluten Wasserkraft $A_0 = 1000 Q H_n$ }

Regulierung. Diese hat, wie alle wirtschaftlichen Regulierungen, auf die Wassermenge und nicht auf das Gefälle einzuwirken; daher ist die Regulierung mittels Drosselklappe, durch die Einlauf- oder Auslaßschütze (Fig. 724)³⁾ wegen Drosselung des ein- bzw. ablaufenden Wassers (Gefällverminderung) unrationell. Die Auslaßschütze wird bisweilen ausgeführt, um die Turbine schnell an- oder abstellen zu können ohne die Turbineneinlaßschütze bedienen zu müssen, welche bei großen Abmessungen einen unter Umständen hohen Kraftaufwand auf längere Zeit bedingt als statthaft ist.

Den genannten Anforderungen wird entsprochen durch Absperrn von Leitradkanälen mittels Klappen (Fig. 724), deren jede (Sektor)

¹⁾ Neuere Versuche ergeben Zapfenreibungskoeffizienten $\mu = \frac{1}{40}$ und kleiner, je nach Ölbeschaffenheit, Pressung und Geschwindigkeit.

²⁾ M. Schröter hat für die Jonvalturbinen in Göggingen (Fußbem. 3) den Spaltverlust zu 3%, die Zapfenreibung zu 4% eingesetzt und damit durch Rechnung einen Wirkungsgrad von 81% gefunden; die Bremsung ergab bei voller Beaufschlagung und normaler Umlaufzahl 82% Wirkungsgrad.

³⁾ Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1886, S. 782: M. Schröter, „Die Jonvalturbinen der Nähfadefabrik in Göggingen“. Für dieselben ist $D = 2450$, $h_1 = h_2 = 450$, also $k = \frac{1}{5,45}$; bei 4,1 m Nutzgefälle ist $n = 46$, somit pro 1 m Gefälle $u' = \frac{46}{\sqrt{4,1}} = 22,7$, $u' = 2,90$ m, bzw. folgt $u = 5,90 = 0,655 \sqrt{2g H_n}$. 36 Leit- und 38 Laufschaufeln. $h_l = 330$, $h_r = 300$ mm.

gleichzeitig mehrere aufeinanderfolgende Kanäle überdeckt, mittels Schieber, welche sich vertikal in Schlitzen der Leitradkränze (Fig. 725) oder auf den Eintrittstirnflächen letzterer, um die Turbinenachse drehend, bewegen. Einteilige, das gesamte Leitrad abdeckende Schieber von ebener, cylindrischer oder sattelförmiger Form ¹⁾, welche, um vollständig

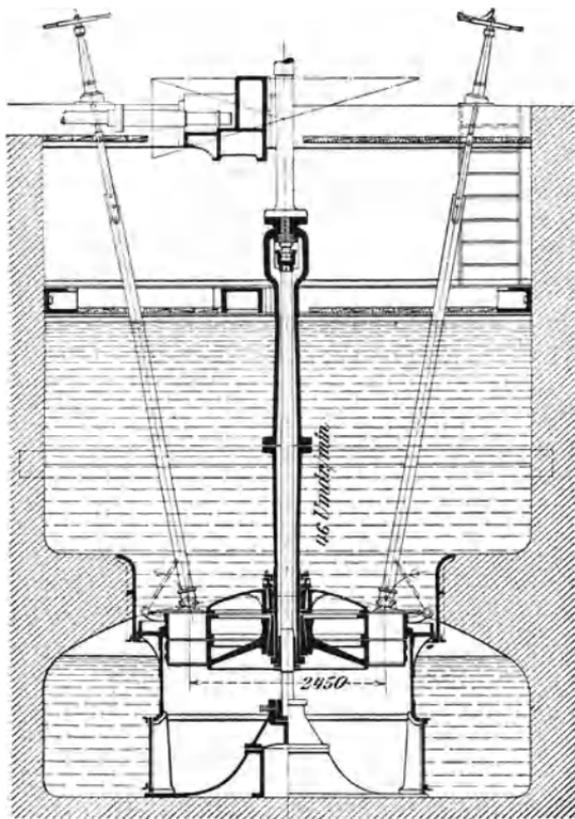


Fig. 724.

- 1) Vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure: 1891, S. 1063, insbes. Fig. 10, Tafel 30, Ausführung von Ganz & Co., Maschinenfabrik A.-G. Budapest, für die „Krainische Industrie-gesellschaft Assling“.
- 1892, S. 1029 u. f., „Wasserwerk Genf“, Ausführung der A.-G. der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Cie., Zürich.
- 1893, S. 1416 u. f., „Wasserwerk Schaffhausen“, Ausführung der A.-G. der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Cie., Zürich, bezw. A.-G. vorm. J. J. Rieter, Winterthur.
- Die Turbinen letztgenannter Anlage sind teilweise durch Francis-turbinen ersetzt worden. Vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1901, S. 1192.
- 1897, S. 962 u. f., insbes. Fig. 4, S. 963, Ausführung von Ganz & Co., Budapest.

öffnen und schließen zu können, gewundene Leitradkanäle bedingen, die in radialer Richtung um die halbe Eintrittsbreite je in zwei gegenüberliegenden Quadranten nach außen oder innen abgelenkt sind, erforderlich wegen des auf ihnen lastenden Wasserdruckes und des unter Umständen hohen Reibungskoeffizienten, $\mu \geq 0,3$, zu ihrer Betätigung großen Kraftaufwand. Das Ausschalten der Leitradzellen mittels einzelner Schieber oder Klappen, welcher nacheinander von Hand oder zwangsläufig durch Getriebe gesteuert werden, ist daher besser und ermöglicht leichter selbsttätige (automatische) Regulierung.

Damit sich die unter den abgesperrten Leitradzellen befindlichen Laufzellen auch entleeren, muß Luft zugeführt werden (Ventilation), andernfalls nach Zurücklegung des abgesperrten Leitradumfanges seitens

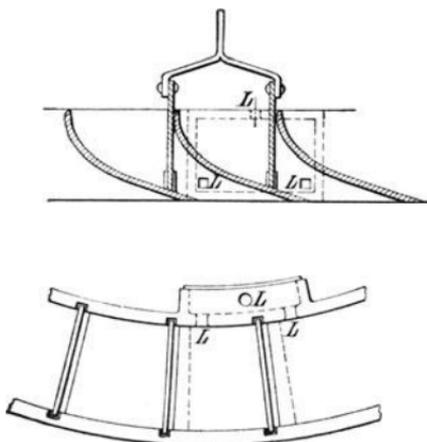


Fig. 725.

welches aus der dem abgesperrten Umfange im Sinne der Laufzelle folgenden Leitradzelle austritt, eine größere, dem nutzbaren Leitradgefälle entsprechende Geschwindigkeit besitzt, als wenn im Laufzelleintritt der normale Überdruck vorhanden wäre.

Die Luftzuführung erfolgt durch das hohle Gestänge der Klappen (Fig. 724) oder Schieber oder durch besondere Rohre in Verbindung mit eingegossenen Kanälen (Fig. 725 mit L bezeichnet).

Zur Herabminderung der bezeichneten Stoßverluste empfiehlt sich die Absperrung derart, daß je die offenen und geschlossenen Leitradkanäle unmittelbar aufeinander folgen, statt abwechselnde oder symmetrische Absperrung; für letztere spricht die Fernhaltung einseitigen Zapfendruckes.

Die Erfahrung hat gezeigt, daß selbst bei Turbinen mit geringem Sauggefälle, in denen die zugeführte Luft eine Gefällverminderung verursacht, durch Absperrn einzelner Leitradkanäle bessere Wirkungsgrade erzielt werden als bei den eingangs erwähnten, auf Gefällver-

des Laufrades das aus dem Leitrad mit c_0 austretende Wasser auf das bis dahin im Laufrade relativ ruhende Wasser trifft und Stoßverluste verursacht. Diese Verluste sind nicht zu vermeiden beim Arbeiten der Turbine im Stau (Waten)¹⁾ und mit Saugrohr versehenen Turbinen. Um mit letzteren bei teilweiser Beaufschlagung noch möglichst gute Wirkungsgrade zu erhalten, nähert man sich mit ihnen dem Zustande des Umlaufes in freier Luft, indem man den Spalt wenig über Unterwasser anordnet, d. h. die Saughöhe gering hält (Fig. 724). Auch bei dem in freier Luft ausgießenden, ventilierten Laufrade sind Stoßverluste nicht zu vermeiden, insofern das Wasser,

¹⁾ Vergl. Fußbem. 3 (S. 806) und Dr. Gust. Zeuner, „Theorie der Turbinen“, S. 200.

nichtung hinwirkenden Vorrichtungen oder bei gleichzeitiger Verminderung des Eintrittsquerschnittes aller Leitradkanäle.

Absoluter Wasserweg ist der vom Wasser im Raume wirklich zurückgelegte Weg. Manche Konstrukteure gehen von ihm zur Bestimmung der Schaufelkurve aus. Er kann aus letzterer und den Wassergeschwindigkeiten in der Ebene (Abwicklung) für den Fall unendlich dünner Schaufeln und konstanter Kanalbreite (Fig. 726) folgendermaßen festgestellt werden. Unter den getroffenen Voraussetzungen ist die Vertikalkomponente der Relativgeschwindigkeit konstant; daher folgt die Zeit, innerhalb welcher das bei A eintretende Teilchen nach B_1 gelangt, zu

$$t = \frac{\overline{AC}_1}{c_{1v}} = \frac{\overline{AC}_1}{w_1},$$

sofern $\beta = 90^\circ$, andernfalls ist statt w_1 die Vertikalkomponente der relativen Eintrittsgeschwindigkeit zu setzen.

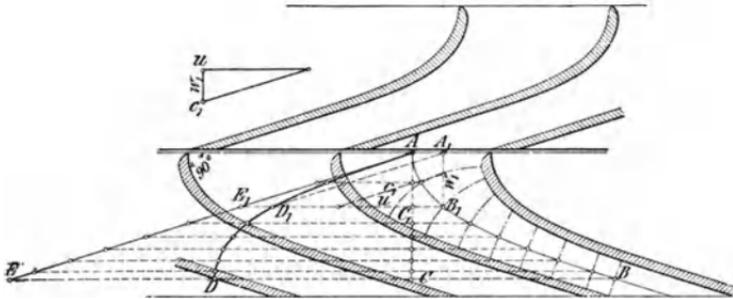


Fig. 726.

Innerhalb dieser Zeit gelangt B_1 nach D_1 , d. h. es ist D_1 ein Punkt der absoluten Bahn. Es ist also auch

$$t = \frac{\overline{B_1 D_1}}{u}.$$

Daher folgt

$$\overline{AC}_1 : w_1 = \overline{B_1 D_1} : u = \overline{A_1 B_1} : w_1.$$

Die Anlegung des Geschwindigkeitsdreieckes in B_1 derart, daß Geschwindigkeit u horizontal ist, liefert in deren Schnitt D_1 mit der durch A_1 zu c_1 gezogenen Parallelen den gesuchten Punkt der absoluten Bahn.

Nach Figur 726 folgt $\overline{A A_1} = \overline{E_1 D_1} = \overline{C_1 B_1}$; es genügt hiernach, zur Bestimmung von D_1 die Entfernung $C_1 B_1$ der relativen Bahn von der durch A gehenden Vertikalen vom Punkte E_1 nach rechts abzutragen, nach welchem das in A eintretende Wasserteilchen nach t Sekunden gelangen würde, wenn keine Ablenkung durch die Schaufel stattfände. Es folgt dies direkt aus der Betrachtung, daß im Falle Verlaufes der Schaufel nach \overline{AC} statt \overline{AB} unter Einfluß der gezeichneten Geschwindigkeiten die absolute Bahn nach AE verläuft; um die Abweichung der gekrümmten Schaufel von AC muß die absolute Bahn von AE abweichen.

Über die Bestimmung des absoluten Weges für endliche Schaufelstärken und veränderliche Kranzbreite s. Dr. Gust. Zeuner, „Theorie der Turbinen“, S. 145 u. f.

Ausführungen. Bei wenig veränderlicher Wasserkraft wird das Laufrad einkränzig ausgeführt, im andern Falle, wenn Gefälle und Wassermenge stark schwanken, zwei- und mehrkränzig; die Schaufelungen weichen entsprechend den verschiedenen Umfangsgeschwindigkeiten voneinander ab.

Über Einzelheiten der Turbinen mit Zubehör vergl. die in Fußbemerkung S. 806 und 807 genannten Quellen, sowie Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1888, S. 125 u. f., „Jonvalturbinen der München-Dachauer A.-G. in Olching“.

Für diese letzteren ist

$$D = 3400, b_1 = b_2 = 805, \text{ also } k = \frac{1}{4,22}, \alpha = 18^\circ 50', \gamma = 16^\circ 37', \beta_0 = 53.$$

Die Turbine lief bei $H = 3,046$ m mit $n = 28,9$ Umdrehungen, verarbeitete 11,443 cbm Wasser und leistete 370,7 PS_n, also folgt der Wirkungsgrad $\eta = 79,8\%$.

Es ergibt sich

$$u = 5,15 = 0,665 \sqrt{2gHn} \text{ bzw. } u = \frac{5,15}{\sqrt{3,046}} = 2,95 \text{ und } n' = 16,55.$$

Während des Versuches hing das Laufrad 98 mm frei, wogegen sich H bis zum Unterwasserspiegel versteht.

[2. Radialturbinen mit äußerer Beaufschlagung, Francisturbinen.

Mit der Änderung der Radien R_1 und R_2 wird die lebendige Kraft der relativen Bewegung für jedes zur Wirkung kommende Kilogramm Wasser erhöht um

$$\frac{\omega^2}{g} \int_{R_1}^{R_2} r dr = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2g} \omega^2 = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}. \quad (\text{Vergl. S. 762, Fig. 684.})$$

Falls sonstige Einflüsse auf Veränderung von w nicht einwirken, gilt somit die Beziehung

$$w_2^2 - w_1^2 = u_2^2 - u_1^2 \text{ oder } w_2^2 - u_2^2 = w_1^2 - u_1^2.$$

Die absolute Wirkungsfähigkeit des Wassers wird hierdurch nicht berührt.

Unter Voraussetzung vollständiger Erfüllung der Radkanäle (Überdruck beim Eintritt), paralleler Radkränze, d. h. gleichbleibende Breite $b_1 = b_2$, und Vernachlässigung der Schaufelstärken folgt aus

$$2\pi R_1 b w_{r1} = 2\pi R_2 b w_{r2} = 2\pi R b w_r,$$

$$w_{r1} : w_{r2} = R_2 : R_1 \text{ und } w_{r2} : w_r = R : R_2.$$

Die radialen Relativgeschwindigkeitskomponenten (Projektion der relativen Geschwindigkeit auf den Halbmesser) in den einzelnen Punkten des Kanals verhalten sich umgekehrt wie die zugehörigen Halbmesser.

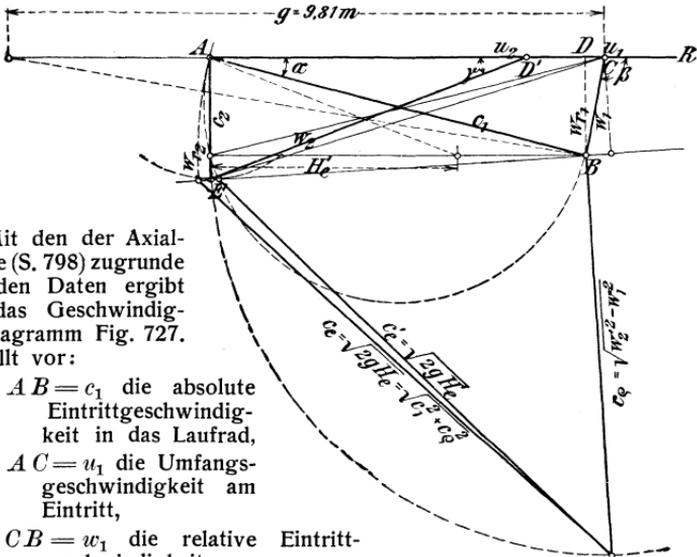
Im Falle veränderlicher Kanalbreite gilt

$$2 \pi R_1 b_1 w_{r1} = 2 \pi R_2 b_2 w_{r2} = 2 \pi R b w_r,$$

also

$$w_{r1} : w_{r2} = b_2 R_2 : b_1 R_1 \text{ und } w_{r2} : w_r = b R : b_2 R_2.$$

Die radialen Relativgeschwindigkeitskomponenten verhalten sich umgekehrt wie die Produkte aus Breite und zugehörigem Halbmesser.



Mit den der Axialturbine (S. 798) zugrunde liegenden Daten ergibt sich das Geschwindigkeitsdiagramm Fig. 727. Es stellt vor:

$AB = c_1$ die absolute Eintrittsgeschwindigkeit in das Laufrad,

$AC = u_1$ die Umfangsgeschwindigkeit am Eintritt,

$CB = w_1$ die relative Eintrittsgeschwindigkeit,

$BD = w_{r1}$ deren radiale Komponente,

$\sphericalangle CAB = \alpha$ den Austrittswinkel aus dem Leitrad,

$\sphericalangle RCB = \beta$ den Schaufelwinkel am Laufradeintritt,

$AD' = u_2 = \frac{R_2}{R_1} u_1$ die Umfangsgeschwindigkeit am Austritt,

$EA = \frac{R_1}{R_2} BD = w_{r2} = \frac{R_1}{R_2} w_{r1}$ die radiale Komponente der relativen Austrittsgeschwindigkeit,

$ED' = w_2$ die relative Austrittsgeschwindigkeit.

Sofern die absolute Austrittsgeschwindigkeit radial gewählt wird, ist

$$EA = w_{r2} = \frac{R_1}{R_2} w_{r1} = c_2 \text{ und}$$

$\sphericalangle AD'E = \gamma$ der Schaufelwinkel am Laufradaustritt.

Fig. 727.

Zur Änderung von w_1 auf w_2 ist ein Überdruck im Eintritt erforderlich, bestimmt durch

$$\frac{w_1^2 + u_2^2 - w_1^2}{2g} + h_Q = \frac{w_2^2}{2g},$$

somit folgt

$$2g h_Q = w_2^2 - w_1^2 - (u_2^2 - u_1^2).$$

Mit $w_2^2 = w_2^2 - (u_2^2 - u_1^2)$ ergibt sich

$$2g h_Q = w_2'^2 - w_1^2.$$

Es ist

$$w_2' = CE.$$

Die Turbinenleistung ist für jedes Kilogramm Aufschlagwasser

$$L = \frac{1}{2g} [c_1^2 - c_2^2 + c_Q^2] = \frac{1}{2g} [c_1^2 - c_2^2 + w_2'^2 - w_1^2].$$

Die Radialturbine ist gleichwertig einer Achsialturbine mit erweitertem Schaufelkranz, entsprechend $\frac{b_2}{b_1} = \frac{R_1}{R_2}$, und mit den gleichen Größen $c_1, w_1, u_1, c_2, \alpha$ und β ; es ändern sich nur γ in γ' ($\sphericalangle ADE$) und w_2 in $w_2' = \sqrt{w_2^2 - (u_2^2 - u_1^2)} = CE$.

Diese Achsialturbine mit erweitertem Kranz ist einer andern mit parallelen Kränzen gleichwertig, wie S. 800 ausgeführt. Es wird also das Diagramm der Radialturbine aus demjenigen der Achsialturbine abgeleitet.

Beispiel. Es ist für das Nutzgefälle von 5 m unter den S. 798 genannten Bedingungen das Diagramm der radialen Überdruckturbine mit äußerer Beaufschlagung zu ermitteln. Es sei $\frac{R_2}{R_1} = 0,8$, ferner, wie früher, $\Sigma t = 0,15$ und $\frac{c_Q^2}{2g} = 0,04 H_n$, also $c_Q = 1,98$ m.

Damit wird $H_e = (1 - 0,15 - 0,04) H_n = 4,05$ m.

Die Austrittsgeschwindigkeit der entsprechenden Achsialturbine mit parallelen Kränzen ist $c_2' = 0,8 c_2 = 1,584$ m; mit diesem Wert folgt das Diagramm der Achsialturbine und durch Abtragung von $u_2 = 0,8 u_1$ dasjenige der Radialturbine.

Nach demselben ergibt sich

$$c_1 = 6,30 \text{ m}, w_1 = 1,630 \text{ m}, \alpha = 140^\circ 34', \beta = 104^\circ, u_2 = 5,56 \text{ m}, \gamma = 20^\circ 48'.$$

Hiernach ist die für das Kilogramm Wasser in der Zeiteinheit geleistete Arbeit

$$\frac{1}{2g} (c_1^2 - c_2^2 + c_Q^2) = \frac{1}{2g} (6,30^2 - 1,98^2 + 5,56^2 - 1,63^2 - (0,8 \cdot 6,5)^2 + 6,5^2) = 4,04 \text{ mkg}.$$

Auf dem Wege der Rechnung folgt in gleicher Weise wie im Beispiel S. 798

$$u_1 = 6,5 = \sqrt{0,81} \sqrt{9,81 \cdot 5 \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta \cos \alpha}},$$

$$c_1 = \sqrt{0,81} \sqrt{9,81 \cdot 5 \frac{\sin \beta}{\sin(\beta - \alpha) \cos \alpha}},$$

$$c_1 \sin \alpha = 0,8 c_2 = 1,584.$$

Hieraus ergibt sich

$$\alpha = 140^\circ 31', c_1 = 6,318 \text{ m}, \beta = 103^\circ 46', w_1 = 1,630.$$

Außerdem ist

$$w_2 = \sqrt{1,98^2 + (0,8 \cdot 6,5)^2} = 5,564 \text{ und } \operatorname{tg} \gamma = \frac{1,98}{0,8 \cdot 6,5}, \text{ also } \gamma = 20^\circ 51'.$$

Mit den errechneten Werten folgt die Leistung für 1 kg Aufschlagwasser

$$\frac{1}{2g} (6,318^2 - 1,96^2 + 5,564^2 - 1,630^2 - 5,2^2 + 6,5^2) = 4,05 \text{ mkg,}$$

wie es mit $H'_e = 4,05$ erforderlich ist.

Es ist also, sofern die Verluste $\Sigma \epsilon$ dieselben sind, gleichgültig, ob die Ausnutzung der Wasserkraft mittels einer Achsial- oder Radialturbine erfolgt.

Bezüglich der Verluste vergl. S. 790 u. f.

Über die Zulässigkeit der Rechnungswerte vergl. die später gemachten Angaben.

Es sei noch bemerkt, daß für die Radial- wie für die Achsialturbine die Umfangsgeschwindigkeit am Eintritt gleich ist; ob dies auch für die Umdrehungszahlen gilt, hängt von den entsprechenden Durchmessern ab.

Das Beispiel läßt erkennen, daß für die getroffenen Annahmen hinsichtlich c_1 , u_1 und der Radtiefe alle andern Diagrammwerte (Geschwindigkeiten und Winkel) bestimmt sind. Hätte man z. B. $\beta = 90^\circ$ gewählt und c_2 , wie vorher, beibehalten, so folgt u_1 direkt aus der ersten Gleichung, also unabhängig von α , und dieses sowie c_1 aus den beiden letzten Gleichungen¹⁾.

Bei der modernen Francisturbine durchfließt das Wasser das Laufrad nicht rein radial, sondern es wird durch letzteres selbst allmählich in die achsiale Abflußrichtung übergeführt, die Wasserfäden sind nicht parallel. Die Ablenkung ist um so stärker, je näher der betreffende Faden dem Abflußrohre liegt, es läßt sich daher die Schaufelung nicht allein aus dem mittleren Wasserfaden bestimmen²⁾.

Man geht wieder von der Austrittsgeschwindigkeit c_2 aus, bestimmt durch den zulässigen Austrittsverlust H'_2 .

Die auf Abfluß hinwirkende Geschwindigkeit (Fig. 706 und 709) ist $c_2 \sin \delta$ und die Austrittsgeschwindigkeit selbst wählt man zu

$$c_2 = (0,16 \text{ bis } 0,20 \text{ bis } 0,25) \sqrt{2gH_n},$$

also

$$\frac{c_2}{2g} = (0,026 \text{ bis } 0,04 \text{ bis } 0,063) H_n,$$

d. s. 2,6 bis 4 bis 6,3 % des Nutzgefälles.

Die kleinen Werte bei hohen Gefällen werden bisweilen noch unterschritten, die höheren Werte werden bei großen Wassermengen im Interesse kleiner Räder und Billigkeit der Anlage gewählt (vergl. S. 814 u. f.).

Die Geschwindigkeit $c_2 \sin \delta$ versteht sich für die endliche Schaufeldicke; für letztere folgt die Geschwindigkeit des in das Saugrohr eintretenden Wassers zu

$$c_s = \frac{a_2}{a_2 + s_2} c_2 \sin \delta,$$

worin

$$\frac{a_2}{a_2 + s_2} = 0,95 \text{ bis } 0,85$$

gesetzt werden darf.

¹⁾ Die Abhängigkeit des Winkels α von den angenommenen Größen (c_2 und u_1 bzw. c_2 und β) ist zu betonen gegenüber der Auffassung, die Größe von α sei im Falle eines Schaufelwinkels von 90° ohne Einfluß auf die Eigenschaften der Turbine. Inwieweit die Winkel, also auch α , auf diese einwirken oder ob die bezeichnete Auffassung praktisch zulässig ist, kann nur durch Versuche festgestellt werden, da der Wert ϵ selbst nicht konstant ist.

²⁾ Der Unterschied zwischen mehr radialem Durchfluß und solchem mit allmählicher Überführung des Wassers in die achsiale Richtung ist zu ersehen an den „Turbinen der Kraftübertragungswerke Rheinfelden“. Vergl. F. Prásil, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1899, S. 1217 u. f.

Die gleiche Geschwindigkeit c_s axial gerichtet, nimmt man im obersten Saugrohrquerschnitt vom Durchmesser D_3 an (Fig. 728 bis 730); derselbe folgt aus der Wassermenge und c_s .

Regulierturbinen für veränderliche Wassermengen pflegt man im Interesse guten Nutzeffektes bei Mittel- und Kleinwasser, d. h. bei teilweiser Öffnung des Leitapparates, derart zu konstruieren, daß man das Laufrad für $\frac{3}{4}$ der normalen Wassermenge bemißt, also hierfür die beabsichtigten Geschwindigkeiten nach Größe und Richtung erhält und die Winkel bestimmt. Bei nach oben oder unten abweichender Wassermenge erfolgt der Wasserdurchgang nicht mehr stoßfrei im Sinne der früheren Darlegungen, insbesondere ist der Austrittsverlust bei der Gesamtwassermenge Q größer. Derart konstruierte Turbinen zeigen tatsächlich in der Nähe von $\frac{3}{4}$ Beaufschlagung den besten Nutzeffekt.

Damit folgt

$$\frac{\pi}{4} D_3^2 c_s = \frac{3}{4} Q,$$

wodurch D_3 bestimmt ist.

Turbinen für wenig veränderlichen Wasserstand dagegen, mit der Aufgabe möglichst großer Wasserverarbeitung, werden für die volle Wassermenge konstruiert; für diese folgt D_3 aus

$$\frac{\pi}{4} D_3^2 c_s = Q,$$

worin die c_s bestimmende Geschwindigkeit c_2 größer als vorher angenommen wird.

Das anschließende Saugrohr erhält mit Rücksicht auf event. Verengung durch das Tragkreuz im Falle der Anordnung mit stehender Welle einen entsprechend größeren Durchmesser; es genügt für den ersten Entwurf ein Zuschlag von 5 bis 10 % zur berechneten Fläche $D_3^2 \frac{\pi}{4}$.

Der Laufraddurchmesser D_1 wird bei Ausführungen gefunden zu

$$D_1 = (1,4 \text{ bis } 1 \text{ bis } 0,7) D_3;$$

er steht mit der Umfangsgeschwindigkeit u_1 und der Umlaufzahl im Zusammenhange

$$D_1 = \frac{60 u_1}{\pi n}.$$

Die Umfangsgeschwindigkeit u_1 entspricht hierin etwa (56 bis 65 bis 75 %) der Gefällgeschwindigkeit, d. h.

$$u_1 = (0,56 \text{ bis } 0,65 \text{ bis } 0,75) \sqrt{2gH_n}.$$

Setzt man $H_n = 1$ m, so folgt die für das Meter Gefälle anzu-treffende Umfangsgeschwindigkeit zu

$$u'_1 = 2,5 \text{ bis } 2,9 \text{ bis } 3,30 \text{ m.}$$

Umfangsgeschwindigkeiten größer als 3,50 m für 1 m Gefälle oder über 79 % der Gefällgeschwindigkeit geben weniger gute Nutzeffekte. Der Zunahme von u_1 bezw. u'_1 entspricht ein Wachsen des Winkels β und damit des Überdruckes im Spalt (vergl. S. 788).

Für $\beta = 90^\circ$ findet sich vielfach

$$u_1 = 0,62 \sqrt{2gH_n} \text{ oder } u'_1 = 2,75 \text{ m.}$$

Je mehr sich der Laufraddurchmesser D_1 dem oben berechneten D_3 nähert, desto größere Umlaufzahl wird bei gleichem Wert von u_1 bzw. u'_1

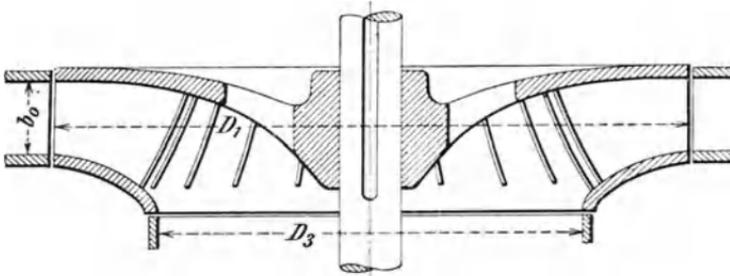


Fig. 728.

und gleichem Austrittsverlust erreicht; mit Wachsen des letzteren nimmt bei gleicher Wassermenge D_3 ab und es kann damit auch D_1 kleiner werden.

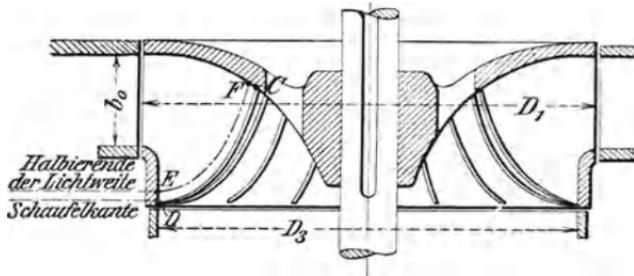


Fig. 729.

Den genannten Geschwindigkeitswerten entsprechen die oben angegebenen, in der Praxis anzutreffenden Verhältnisse zwischen D_1 und D_3 und damit die aus Fig. 728 bis 730 ersichtlichen Ausführungsformen¹⁾, welche Laufräder von gleicher Leistung darstellen und deren Umlaufzahlen sich verhalten wie 100:140:200.

¹⁾ P. Thomann, „Die Entwicklung des Turbinenbaues mit den Fortschritten der Elektrotechnik“, Antrittsvorlesung, Stuttgart 1901, Konrad Wittwer.

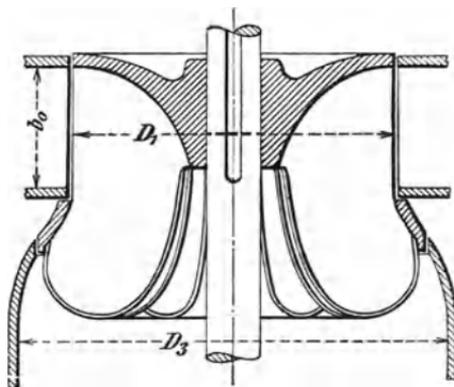


Fig. 730.

Fig. 728 entspricht der ursprünglichen Form, dem Normaltypus, Fig. 730 der sog. amerikanischen (erweiterten) Form, während Fig. 729 eine Übergangsform darstellt.

Noch höhere Umdrehungszahlen werden erreicht durch Verteilung der Wassermenge auf zwei oder mehr, auf gemeinschaftlicher Welle sitzender Laufräder, Zwillings- und mehrfache Turbinen; die Räder fallen kleiner aus und geben bei gleichem u_1 bzw. u'_1 entsprechend höhere Umlaufzahlen.

Für D_1 ist eine durch 50 oder 100 teilbare Zahl zu wählen und erforderlichenfalls u_1 hiernach zu korrigieren.

Sofern von einem Geschwindigkeitsverlust beim Durchgang durch den Spalt abgesehen, also $c_0 = c_1$ gesetzt wird und unter Berücksichtigung der Laufradschaufelstärke folgt die erforderliche Eintrittsbreite aus

$$Q = \pi D_1 b_1 c_1 \sin \alpha \frac{a_0}{a_0 + s_0} \frac{a_1}{a_1 + s_1}$$

Hierin ist für a_0 die größte Öffnung des Leitapparates einzuführen.

Für eingegossene, zugeschrägte Blehschaufeln ist $\frac{a_1}{a_1 + s_1} \sim 1$.

Q versteht sich für das Leitrad für die gesamte zu verarbeitende Wassermenge; dasselbe gilt vom Laufrad, wenn nicht auf letztere 5 bis 8% zugeschlagen werden, um event. Ausführungsfehlern zu begegnen und sicher zu sein, daß die vorhandene größte Wassermenge auch tatsächlich geschluckt wird.

Die Breite b_0 des Leitapparates wird gleich dem errechneten b_1 gemacht; zur Begegnung von Ausführungsfehlern und der mit der Spurzapfenabnutzung verknüpften Laufradverschiebung wird die Eintrittsbreite unter Umständen je nach Größe des Rades um 5 bis 10 mm größer gewählt, b_0 aber gleich dem Rechnungswert gemacht.

Die Schaufelzahl darf gewählt werden (mit D_1 in mm)

bis etwa $D_1 = 1700$

$$z_0 \sim 0,6 \sqrt{D_1}$$

von hier ab

$$z_0 \sim 0,6 \sqrt{D_1} + (1 \text{ bis } 3),$$

unter Beachtung, daß z_0 eine ganze durch 2 teilbare Zahl ist; das Laufrad erhält weniger Schaufeln, besonders bei Ausführung nach Fig. 730.

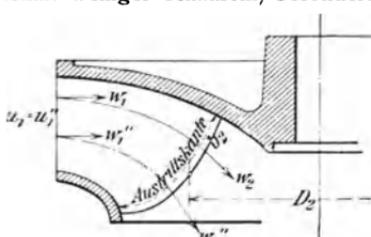


Fig. 731.

Das Eintrittsgeschwindigkeitsdiagramm wird für alle Punkte der Breite b_0 bzw. b_1 als gleich vorausgesetzt, d. h. c_1 und c_0 als konstant angenommen; die Berechtigung dieser Annahme für die Ausführungsform (Fig. 730) erscheint wegen der durch die scharfe Krümmung bedingten Kontraktion zweifelhaft.

Wegen der Verschiedenheit der Umfangsgeschwindigkeit am Austritt ist das demselben entsprechende

Austrittsdiagramm für die in verschiedener Höhe der Austrittsfläche liegenden Punkte verschieden. Es gilt (Fig. 731) allgemein

$$w_2^2 = w_1^2 + c_0^2 + u_2^2 - u_1^2.$$

Da am Eintritt c_0 und u_1 für alle Punkte gleich sind, folgt für zwei verschiedene Austrittspunkte

$$w_2''^2 = w_1''^2 + c_0^2 + u_2''^2 - u_1^2 = w_2^2 + u_2''^2 - u_2^2$$

und es bestimmt sich w_2'' graphisch gemäß Fig. 732 und 733.

Die Austrittfläche ist eine Rotationsfläche, bestimmt durch ihre Erzeugende, die Austrittskurve, und deren Schwerpunktsabstand von der Rotations-, d. i. Turbinenachse.

Zufolge der gemachten Voraussetzung hinsichtlich der Geschwindigkeit c_s ist

$$b_2 D_2 \pi \frac{a_2}{a_2 + s_2} = D_3^2 \frac{\pi}{4}.$$

Für die Austrittfläche wird entweder die Parabel oder der Kreisbogen als Erzeugende gewählt¹⁾; für die Größe ersterer ist es belanglos,

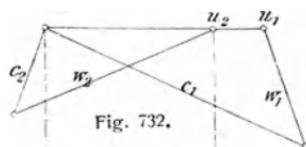


Fig. 732.

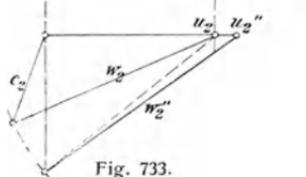


Fig. 733.

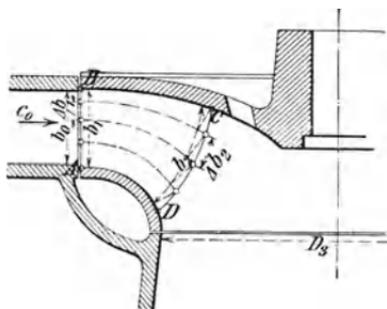


Fig. 734.

ob letztere (Fig. 729) die innere Schaufelkante \widehat{CD} oder die Halbierende \widehat{EF} der Lichtweiten darstellt, da dem größeren Bogen der kleinere Schwerpunktsdurchmesser entspricht und umgekehrt; gewöhnlich werden die Halbierenden der Lichtweiten zugrunde gelegt.

Die Erzeugenden \widehat{AD} bzw. \widehat{BC} des Laufrades (Fig. 734) bestehen aus Kurven, welche D_3 und b_1 berühren, im übrigen aber nach Gefühl zu verzeichnen sind; \widehat{BC} verläuft anfangs gerade und konvergiert dann gegen die Achse. Es empfiehlt sich $\widehat{AD} = \widehat{BC}$ zu machen und die Austrittskurve möglichst senkrecht an \widehat{AD} und \widehat{BC} anzuschließen, da man senkrechten Abfluß zur Austrittfläche annimmt²⁾.

¹⁾ Zur Schaufelung der Francisturbinen vergl. A. Hummel, Dingers polytechnisches Journal 1899, Bd. 311, Heft 1 und 2. — E. Speidel und Wagenbach, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1899, S. 581 u. f. — N. Baasheus, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1901, S. 1602. — Prof. Rud. Escher, Schweizerische Bauzeitung 1903, S. 25 u. f.

²⁾ Man will dadurch Unterschiede in den Geschwindigkeiten der einzelnen Wasserfäden und damit Beschleunigungen oder Verzögerungen nach Möglichkeit vermindern. Man macht auch $\widehat{AD} < \widehat{BC}$ in dem Bestreben, den Verlust infolge Reibung an der durch \widehat{AD} bestimmten Wand gering zu halten. Beide Bedingungen werden nahezu erfüllt bei schmalen Turbinen (Fig. 728), widersprechen sich mit zunehmender Breite b_1 (Fig. 729) und schließen sich vollständig aus bei sog. amerikanischen Turbinen (Fig. 730).

Für die Entwicklung der Schaufelung beginnt man mit der Untersuchung des Austrittes, für welchen die Geschwindigkeit c_2 je nach den Verhältnissen gewählt wird. Sofern c_2 und damit c_8 in allen Punkten der Austrittsfläche konstant ist, folgt deren Größe F_2 direkt, andernfalls ist das sich ergebende c_8 als Mittelwert anzusehen, die Austrittsfläche zu bestimmen und rückwärts die verarbeitete Wassermenge zu prüfen. Durch Wahl einer Kurve als Austrittskante folgt die Form der Austrittsfläche.

Wegen der Veränderlichkeit von D_2 mit b_2 ist F_2 durch Probieren zu ermitteln; die Bestimmung von D_2 für einen angenommenen Bogen b_2 erfolgt zweckmäßig graphisch mit Hilfe des Kraft- und Seilpolygons (Fig. 735), in welcher gleichzeitig die Konstruktion der Austrittskante als Parabel und die der Normalen in den einzelnen Punkten derselben ersichtlich ist; letztere mit Hilfe der Parabeleigenschaft, wonach die Subnormale konstant = p oder die Subtangente gleich der doppelten Abscisse ist¹⁾.

Für die einzelnen Punkte der Austrittsfläche sind als gegeben anzusehen c_2 und u_2 ; zu bestimmen sind w_2 und γ . Man setzt nun für das Austrittsdiagramm aller Punkte voraus entweder

1. konstante Austrittsgeschwindigkeit c_2 senkrecht zu u_2 gerichtet (Fig. 736), oder

¹⁾ Analytisch kann man in folgender Weise vorgehen:

Die Gleichung der Parabel als Austrittskante mit Scheitel in D und X -Achse parallel zur Turbinenachse ist $y^2 = 2p x$.

Mit den Koordinaten $x_0 = m y_0$ und y_0 des Endpunktes der Parabel ist p und damit der zwischen $x = 0$ und $x = x_0$ liegende Parabelbogen bestimmt. Der Schwerpunktsabstand desselben von der Parabelachse ist

$$\xi = \frac{\int y \, dl}{\int dl} = \frac{\int_0^{x_0} \sqrt{2px + p^2} \, dx}{l_2} = \frac{\sqrt{p(2x_0 + p)^3 - p^3}}{3b_2}$$

ξ läßt sich als Teil von b_2 ausdrücken und damit folgt schließlich

$$b_2 (D_8 - 2\xi) \pi \frac{a_2}{a_2 + s_2} = F_8 = \frac{\pi}{4} D_8^3,$$

woraus sich b_2 und damit x_0 bzw. y_0 bestimmen läßt.

Beispiel. Es seien die Endpunkte der Parabel bestimmt durch $x_0 = y_0$, damit folgt aus

$$x_0^2 = 2p x_0 \quad p = \frac{x_0}{2} = \frac{y_0}{2}$$

Die Bogenlänge ergibt sich zufolge

$$s = \frac{p}{2} \left\{ \sqrt{2x} \left(1 + \frac{2x}{p} \right) + l_n \left(\sqrt{2x} + \sqrt{1 + \frac{2x}{p}} \right) \right\}$$

zu

$$b_2 = \frac{x_0}{4} \left\{ \sqrt{20} + l_n (\sqrt{4} + \sqrt{5}) \right\} = \frac{5,9157}{4} x_0 = 1,48 x_0.$$

Damit wird

$$\xi = \frac{\sqrt{\frac{x_0}{2} \left(2x_0 + \frac{x_0}{2} \right)^3 - \left(\frac{x_0}{2} \right)^3}}{3 \cdot 1,48 x_0} = 0,574 x_0 = 0,39 b_2$$

und es folgt

$$b_2 (D_8 - 0,78 b_2) \pi \frac{a_2}{a_2 + s_2} = \frac{\pi}{4} D_8^3.$$

In dieser quadratischen Gleichung ist D_8 bestimmt, $\frac{a_2}{a_2 + s_2}$ darf nach früherem geschätzt werden; es ergibt sich hiernach b_2 , x_0 und y_0 .

Für niedere Turbinen, entsprechend Fig. 728 mit Kreisbogen als Austrittskante, kann in ähnlicher Weise vorgegangen werden.

2. konstante Austrittsgeschwindigkeit c_2 unter Verzichtleistung auf senkrechten Abfluß, indem man im Interesse einfacher Rechnung und Konstruktion $u_2 = w_2$ setzt (Fig. 737), oder
3. möglichst konstante Austrittsgeschwindigkeit bei möglichst gleicher Austrittsweite.

Es ist ohne weiteres ersichtlich, daß die Annahme nach 1. und 2. der S. 817 gemachten Voraussetzung bezüglich des überall gleichen Überdruckes im Laufradeintritt genügt, welche zu der Bedingung führte

$$w_2''^2 = w_2^2 + u_2'^2 - u_2^2.$$

Im ersten Falle nimmt der Winkel γ mit abnehmender Umfangsgeschwindigkeit zu; es ist $\text{tg } \gamma = \frac{c_2}{u_2}$, also γ wachsend mit abnehmendem u_2 .

Die zweite Annahme liefert das ähnliche Ergebnis, außerdem aber wächst mit abnehmender Umfangsgeschwindigkeit die Abweichung der Austrittsgeschwindigkeit c_2 von der zu u_2 senkrechten Richtung, δ nimmt ab. Es ist

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{c_2}{2 u_2},$$

also

$$\text{tg } \gamma = \frac{c_2}{u_2} \sqrt{\frac{4 - \left(\frac{c_2}{u_2}\right)^2}{4 - \left(\frac{c_2}{u_2}\right)^2 (4 - c_2^2)}}$$

Bei gleichen Werten von c_2 und u_2 ist γ größer als im vorigen Falle; mit wachsendem u_2 nimmt γ rascher ab als im vorigen Falle. Bezüglich der dritten Annahme s. S. 821 (Fußbmerk. 2).

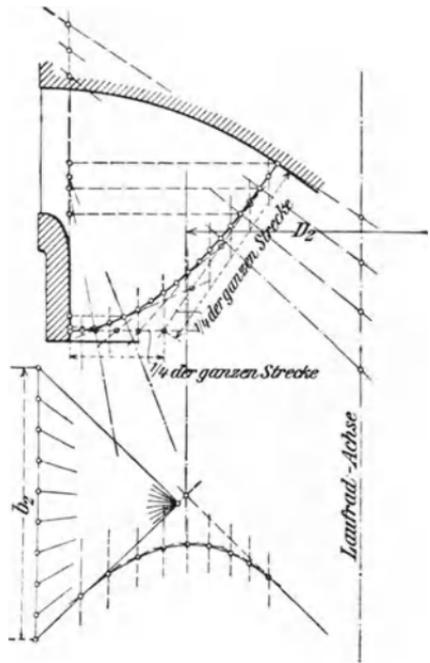


Fig. 735.

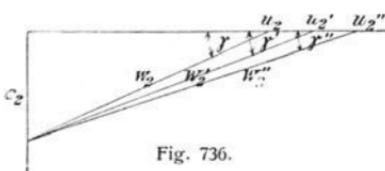


Fig. 736.

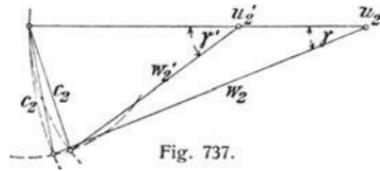


Fig. 737.

Mit der Wahl eines der drei Fälle ist für jeden Punkt der Austrittsfläche das Diagramm bestimmt.

Teilt man nun den Austrittsbogen in eine Anzahl kleiner Teile, so sind die diesen Abschnitten entsprechenden, austretenden Wassermengen mit dem jeweiligen Durchmesser D_2 verschieden; sie lassen sich bestimmen und damit auch die zugehörige Eintrittsbreite.

Es ist nach Fig. 734 mit

$$Q = \sum q$$

$$q = \int a_2 \Delta b_2 w_2 = \pi D_2 \Delta b_2 c_s,$$

worin a_2 und w_2 bzw. D_2 und c_s veränderlich sind, und andererseits

$$q = \int_0 a_0 \Delta b_0 c_1 \frac{a_1}{a_1 + s_1}.$$

Hiernach folgt Δb_0 bzw. Δb_2 , sofern die Eintrittshöhe gleich geteilt wurde. Bezüglich der Veränderlichkeit von a_2 s. S. 821.

Durch die die einzelnen Punkte verbindenden, stetig verlaufenden Kurven erhält man Teil- oder Schichtturbinen.

Wenn die Wasserfäden (Schichtlinien) die Austrittskante (-breite) rechtwinklig schneiden, ist Δb_2 ein Teil derselben, im anderen Falle stellt Δb_2 die senkrechte Entfernung der Schichtlinie in der Nähe der Austrittskante dar (Fig. 734, punktiert gezeichnet).

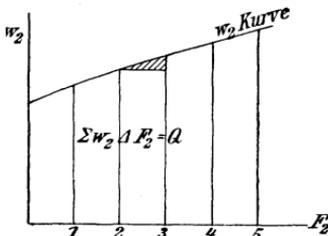


Fig. 738.

Zur Kontrolle der Schluckfähigkeit, d. i. die Fähigkeit der Turbine, das gegebene Wasserquantum auch wirklich zu verarbeiten, trägt man (Fig. 738) bei erheblicher Abweichung von der Rechtwinkligkeit zwischen Wasserfäden und Austrittskante die für die einzelnen Punkte derselben sich ergebenden Relativgeschwindigkeiten w_2 als Ordinaten zu den Einzelaustrittsflächen, d. i.

$$\Delta F_2 = \int a_2 \Delta b_2 = \pi D_2 \Delta b_2 \sin \gamma \frac{a_2}{a_2 + s_2},$$

als Abscissen auf. Die von der w_2 -Kurve eingeschlossene Fläche stellt zufolge der Beziehung

$$q = \Delta Q = \Delta F_2 \cdot w_2$$

die verarbeitete Wassermenge dar¹⁾.

Die Berechnung der Einzelwassermenge der Schichtturbinen vernachlässigt die stetige Änderung von w_2 , d. i. die in Fig. 738 schraffierte Fläche, bedeutet also eine im Sinne technischer Rechnungen liegende Reserve. Um für alle Fälle gesichert zu sein und event. Ausführungsfehler auszugleichen, pflegt man auf die zu verarbeitende Wassermenge 5 bis 8% zuzuschlagen (vergl. S. 800).

¹⁾ Mit der zweiten bzw. des Austrittsdiagramms gemachten Voraussetzung $u_2 = w_2$ folgt

$$Q = \int \sum a_2 \Delta b_2 w_2 = \int \sum a_2 \Delta b_2 u_2 = \frac{\int u_1}{D_1} \sum a_2 \Delta b_2 D_2 = \frac{2 \int u_1}{D_1} \sum a_2 \Delta b_2 \frac{D_2}{2}.$$

Sofern noch a_2 konstant ist, folgt

$$Q = \frac{2 \int u_1}{D_1} a_2 S,$$

worin S das statische Moment der Erzeugenden hinsichtlich der Drehachse bezeichnet. Somit folgt

$$Q = \frac{\int a_2 u_1}{D_1} b_2 D_2 = \int a_2 b_2 u_2.$$

Die Rechnung ist aber nur unter den beiden gleichzeitigen Voraussetzungen $u_2 = w_2$ und $a_2 = \text{konst.}$ zutreffend. Über die Zulässigkeit letzterer vergl. S. 821.

Bei sich ergebenden großen Unterschieden zwischen letzterer und der vorstehend ermittelten Wassermenge, ist der Austrittsbogen entsprechend zu ändern.

Die Schaufelenden pflegt man behufs Vermeidung von Kontraktion des austretenden Wasserstrahles (Fig. 739, punktiert gezeichnet) nach Evolventen zu krümmen¹⁾, welche auf der kurzen, in Betracht kommenden Strecke jeden zu ihrem Grundkreis konzentrischen Kreis annähernd unter gleichem Winkel schneiden; dies gilt sowohl für das Leitrad (Fig. 745) als für das Laufrad.

Der Grundkreis dieser Evolventen ist bestimmt durch $Dg = \frac{3}{\pi} (a + s)$; man denkt sich dieselben auf Kegelflächen liegend, welche die einzelnen Wasserfäden, also auch die Schichtlinien, in den einzelnen Punkten des Austrittsbogens berühren und verzeichnet sie in der Abwicklung dieser Kegelmäntel. Da sich auf die kurze Erstreckung die Evolvente nur wenig vom Kreisbogen unterscheidet, genügt es, sie durch solche zu ersetzen²⁾. (Vergl. Fußbemerkm. 1).

Auf diese Berührungskegel denkt man sich ferner die Längen der Schicht-

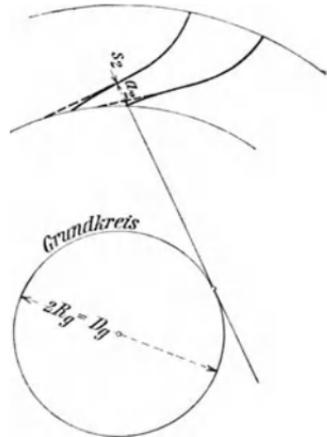


Fig. 739.

¹⁾ Diese neutralen Kurven für die Schaufelenden — bei der Achsialturbine waren es Gerade — sind unter Voraussetzung gleichen Winkels γ des austretenden Strahles gegen den Umfang logarithmische Spiralen. Nach Fig. 740 folgt

$$\operatorname{tg} (\gamma + d\varphi) = \frac{dr}{r d\varphi}$$

und entwickelt

$$\operatorname{tg} \gamma d\varphi = \frac{dr}{r}$$

also

$$(\varphi_2 - \varphi_1) \operatorname{tg} \gamma = \ln \frac{r_2}{r_1} \text{ oder } \frac{r_2}{r_1} = e^{(\varphi_2 - \varphi_1) \operatorname{tg} \gamma}$$

Da das Austrittsdiagramm nur für einen ganz bestimmten Fall (normales Gefälle, normale Umdrehungszahl) richtig ist, für andere nicht, so ist die Annäherung mittels Evolvente, welche durch einen Kreisbogen ersetzt wird, zulässig.

²⁾ Für die in Ebenen senkrecht zur Achse liegenden und durch Kreisbogen ersetzten neutralen Kurven gilt mit den bekannten Bezeichnungen

$$u_2 + s_2 = D_2 \sin \gamma \operatorname{tg} \frac{180}{\lambda}$$

und für die auf Kegelmänteln liegenden, sofern λ den halben Winkel an der Kegelspitze bezeichnet,

$$u_2 + s_2 = \frac{D_2}{\sin \lambda} \sin \gamma \operatorname{tg} \frac{180 \sin \lambda}{\lambda}$$

Beide Ausdrücke, leicht zu konstruieren, lassen die Abhängigkeit der Lichtweite u_2 von D_2 , λ und γ erkennen.

(Fortsetzung der Note s. nächste Seite.)

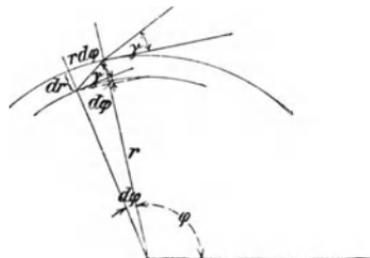


Fig. 740.

linien von ihrem Berührungspunkt abgetragen, also auch diejenigen der oberen und unteren Radbegrenzung. Es ist in Fig. 741 a $\overline{CB'} = \overline{CB}$;

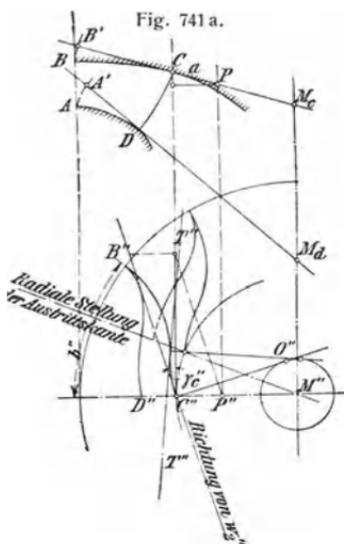


Fig. 741 c.



Fig. 741 d.

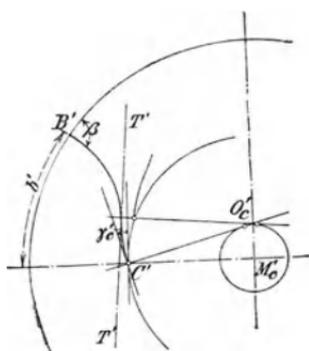


Fig. 741 b.

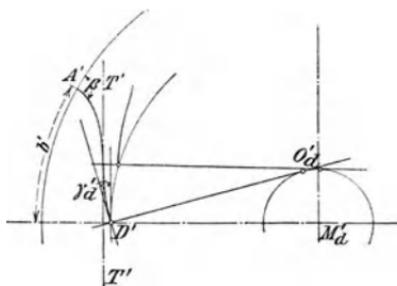


Fig. 741 e.

die Abwicklung Fig. 741 b des Berührungskügels mit den Mantellinien $M_c C$ bzw. $M_c B'$ sind Kreise um M_c' . In dieser trägt man Teilung, allgemein bestimmt durch D und β , Schaufelstärke und Austrittswinkel $\gamma = \gamma_c'$ an; durch Konstruktion des rechtwinkligen Dreiecks $C' M_c' O_c'$ mit $\sphericalangle O_c' C' M_c' = \gamma_c'$ folgt O' als Mittel-

Hiernach läßt sich die Veränderlichkeit von a_2 für die beiden ersten bezüglich des Austrittsdiagramms festgesetzten Bedingungen rechnerisch ermitteln.

Soll $u_2 + s_2 = \text{Konstante}$ sein gemäß der dritten Bedingung, so muß, da für eine einmal gewählte Austrittskurve λ jeweils einen bestimmten Wert besitzt, der Forderung genügt werden

$$D_2 \sin \gamma = \text{Konstante} \text{ oder auch } u_2 \sin \gamma = \text{Konstante.}$$

Die Relativgeschwindigkeiten u_2 berühren einen Kreis vom Radius $u_2 \sin \gamma$.

Die Erfüllung der Forderung bezüglich des im Laufradeintritt überall gleichen Überdruckes, liefert eine nach Größe sehr, nach Richtung weniger veränderliche Austrittsgeschwindigkeit c_2 ; gleichbleibendes c_2 befriedigt die Bedingung gleichen Überdruckes nicht.

punkt des die Evolvente (neutrale Kurve) ersetzenden Kreisbogens, falls die innere Schaufelkante als Erzeugende der Austrittsfläche angenommen wird, und $M_c O'_c$ als Radius des Evolventengrundkreises. Im Falle die Halbierende der Lichtweiten als Erzeugende zugrunde gelegt wird (Fig. 745), nimmt man den Mittelpunkt O'_c im Schnitt der beiden Fahrstrahlen an, welche den Umfang in zwei um die Teilung entfernten Punkten unter dem Winkel $90 - \gamma$ schneiden.

Die Schaufelkurve muß sowohl die neutrale Kurve, d. i. Tangente $T' T'$ an dieselbe, berühren, als den Umfang unter dem Eintrittswinkel β schneiden. Man zieht sie, diesen Bedingungen entsprechend, im übrigen nach Gefühl unter Beachtung, daß die Ablenkung der Schichtlinie allmählich erfolgt und ihre Länge nicht unnötig groß ausfällt.

Im Grundriß Fig. 741 c muß die Schaufelkurve die Horizontalprojektion des Austrittsdiagrammes berühren; man stellt letztere her, indem man das Diagramm Fig. 741 d in C so angehalten denkt, daß u_2 den Umfang berührt, bestimmt Punkt P derart, daß $CP = a$ ist und projiziert P in den Grundriß auf den horizontal angenommenen Radius.

Die Projektion der neutralen Schaufelkurve berührt die Richtung von w'_2 ; die Abtragung von t_2 und Konstruktion der Normalen zur Richtung von w'_2 liefert den Mittelpunkt O'' , um welchen die neutralen Kurven als Kreisbogen zu krümmen sind. Streng genommen ist die Evolvente der Abwicklung in den Grundriß zu projizieren.

Der Bogen b'' im Grundriß wird gleich oder kleiner demjenigen b' der Abwicklung gemacht.

In dieser Weise verfährt man für alle Punkte, also auch für D (Fig. 741 e). Bezüglich desselben ist eine Festsetzung zu treffen über die Lage der Austrittskante, ob in einer Radialebene oder in einer Ebene parallel zur Achse. Ersteres ist wegen des Einsetzens der Schaufeln für die Gießerei vorteilhaft; die Eintrittskante steht hierbei schräg, projiziert sich also im Grundriß als Bogen, da es schwierig ist, Eintritt und Austritt den S. 817 genannten Bedingungen entsprechend geschickt zu verbinden, namentlich wenn $\widehat{AD} < \widehat{BC}$ (Fig. 729). Wird auf die vertikale Eintrittskante Wert gelegt, so kommt aus diesen Gründen die Austrittskante in eine Ebene parallel zur Achse zu liegen, die untere Schaufelbegrenzung \widehat{AD} bzw. $\widehat{A'D'}$ fällt, wie im vorigen Falle, kürzer aus als bei gleichzeitiger Erfüllung beider Bedingungen. Fig. 741 entsprechen letzteren, d. h. die Eintrittskante ist vertikal

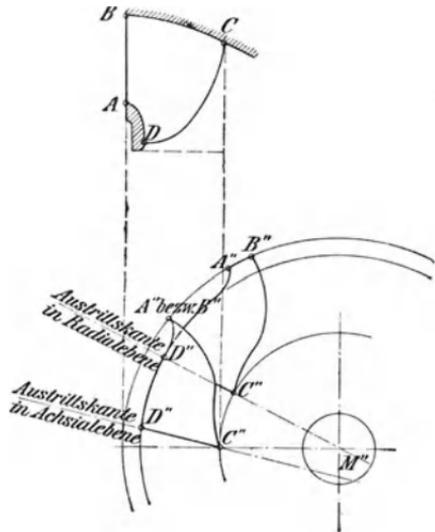


Fig. 742.

gerichtet; die Austrittskante liegt in einer Radialebene, wogegen Fig. 742 die beiden anderen Fälle hinsichtlich der Lage der Ein- und Austrittskante andeutet. Zur Darstellung der Schaufelfläche überträgt man mittels der Abwicklungen die Schichtlinien in den Grundriß (Fig. 744 und 745, Kurven $a-a$ bis $g-g$). Für dieses Beispiel ist als

Erzeugende \widehat{CD} der Austrittsfläche die Halbierende der Lichtweiten angenommen. Die untere Schaufelbegrenzung \widehat{AD} denkt man sich abgewickelt derart, daß

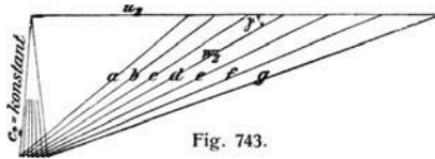


Fig. 743.

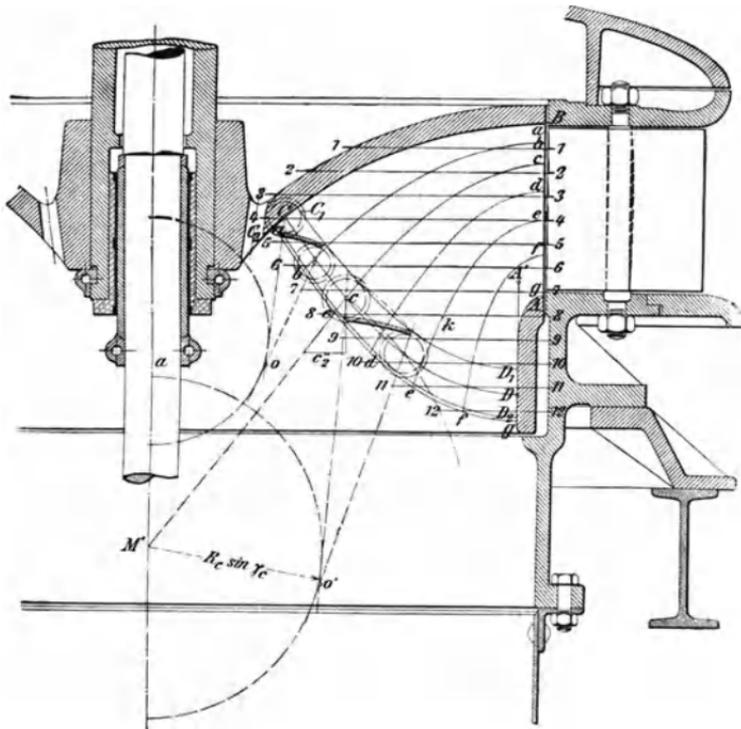


Fig. 744.

$\widehat{DA} = \widehat{DA'}$ und auf dem so entstehenden Cylinder die Schaufelkurve unter den Winkel β und γ verzeichnet. Die Berührungskegel samt ihren Abwicklungen und den Evolventen für die Schaufelenden sind im Aufriß dargestellt. Das zugrunde gelegte Austrittsdiagramm

(Fig. 743) zeigt für den mittleren Wasserfaden senkrechten Abfluß, für die übrigen Fäden weicht die Richtung der konstanten Austrittsgeschwindigkeit c_2 von der Normalen zu u_2 ab; diese Abweichungen beeinträchtigen die Wasserabführung kaum, bieten dagegen den Vorteil geringerer Unterschiede des Winkels γ . Zur Verzeichnung der Schaufelenden im Grundriß wird (wie vorher) die Horizontalprojektion γ'' bzw. w_2'' des Winkels γ bzw. der Geschwindigkeit w_2 hergestellt; die

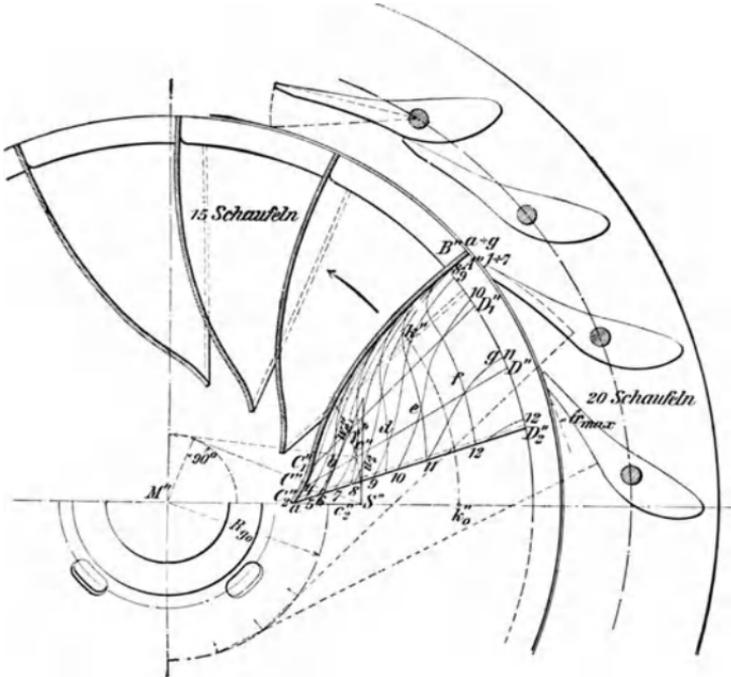


Fig. 745.

Normale zu w_2'' durch S'' liefert den Grundkreis für die im Grundriß durch Kreisbögen ersetzten Evolventen. S'' wird durch Bogen um M'' auf die Austrittskante $C'' D''$ zurückgeführt, Punkt c'' und die Evolvente verzeichnet. Diese ist mit der Projektion der Eintrittskante, hier ein Punkt, durch eine stetige Kurve zu verbinden.

Zur Darstellung des Schaufelbleches bzw. Herstellung des Klotzes, nach welchem dasselbe zu biegen ist, schneidet man die Schaufelfläche samt Schichtlinien durch Horizontalebenen, 1—1 bis 12—12, und bestimmt deren Schnittpunkte mit den Schichtlinien $a-a$ bis $g-g$; der Grundriß k_0'' des Punktes k im Aufriß ist auf $e-e$ zurückzuklappen.

Je nach dem mehr oder minder regelmäßigen Verlauf dieser Schichtlinien (Höhenkurven) können die Schichtlinien im Aufriß beibehalten oder müssen geändert werden. Durch Anfertigung von Brettchen in einer

Stärke gleich dem Abstand der horizontalen Schnittebenen¹⁾ und einer Begrenzung entsprechend den Schnittlinien, welche übereinander geleimt

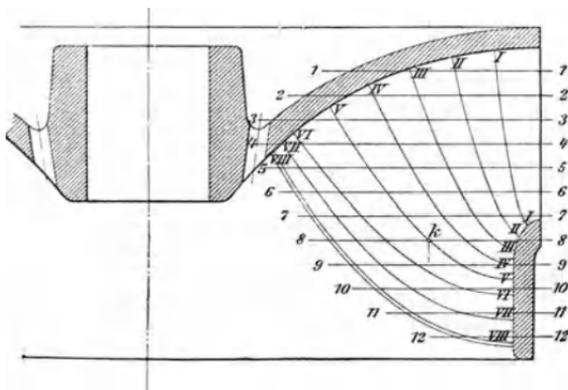


Fig. 746.

und deren vorstehende Kanten gebrochen werden, erhält man den Schaufelklotz oder die konkave Begrenzungsfläche der Schaufel.

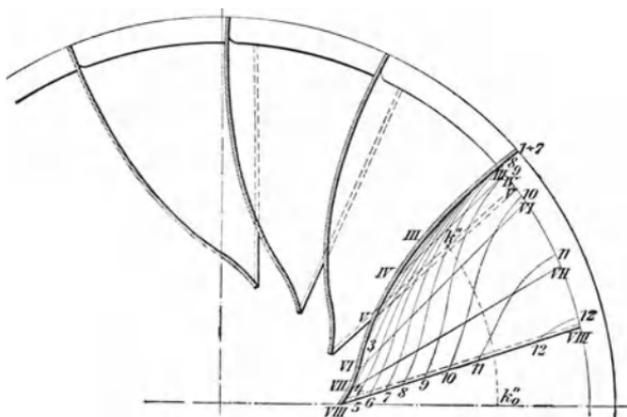


Fig. 747.

Dieses Modell wird, als Unterteil einer Presse, kräftig ausgeführt; das Oberteil wird erhalten durch Aufheften schmaler Leisten in Stärke des Schaufelbleches, Einschalen des Unterteiles und Aufgießen von angemachten Gyps in genügender Höhe. Beide Teile erhalten noch Lappen

¹⁾ Mit Rücksicht auf die Herstellung wird man bei Annahme der Horizontal-ebenen von der Stärke der für die Modell-anfertigung zu verwendenden Brettchen ausgehen.

für Angeln und Schrauben zum Zusammenpressen. Alsdann werden beide Teile abgegossen für die Schaufelpresse.

In einfacherer Weise und für die Ausführungsformen genügend genau gelangt man zum Schaufelklotz, indem man (Fig. 746 und 747) nach Aufzeichnen der oberen und unteren Begrenzung B^bC^c bzw. A^aD^d Schnittebene parallel zur Achse oder durch diese legt, also auf die Schichtlinien im Aufriß verzichtet. Im letzteren erscheinen die Schnittlinien dieser Ebenen mit der Schaufelfläche als Kurven ähnlich dem Austrittsbogen, im Grundriß als Gerade, I bis I , $VIII$ bis $VIII$. Man

zeichnet sie im Aufriß nach Gutdünken, bestimmt ihren Grundriß durch ihre Endpunkte auf den Schaufelbegrenzungen. Sodann legt man wieder Schnittebenen senkrecht zur Achse; ihre Durchdringung mit den Schaufelkurven ist aus dem Aufriß ersichtlich. Die Bestimmung des Grundrisses liefert die Schnittkurven der Schaufelfläche mit jenen horizontalen Schnittebenen, welche einen regelmäßigen, stetigen Verlauf zeigen müssen, andernfalls die Kurven I bis I u. s. w. im Aufriß zu ändern sind.

Die Aufzeichnung des Schaufelklotzes hat im Schwindmaß, zwischen 2 und $7\frac{9}{100}$, je nach Material, zu erfolgen.

Die Regulierung der Francis-turbinen erfolgt meist durch drehbare Leitschaufeln (von Prof. Fink angegeben). Mit diesen wird die lichte Weite a_0 und der Winkel α geändert; im Zusammenhange damit ändert sich die Größe des Schaufel-spaltes und des Überdruckes in demselben. Bremsversuche ergeben bis zu einer Beaufschlagung abwärts zwischen $\frac{1}{3}$ und $\frac{1}{2}$ eine nur geringe Abnahme des Wirkungsgrades. Der Antrieb dieser Leitschaufeln erfolgt vom Reguliererring aus mittels Schubstängchen¹⁾ oder Gleitsteinen (Fig. 751), welche um die Regulierzapfen im Ring bei Drehung desselben schwingen bzw. in Schaufelschlitzten sich verschieben. Die lichte Breite des Leitapparates ist konstant (parallele Kränze).

Die Zodelsche Regulierung (Fig. 748 und Fig. 752b) besteht aus Teilung der Leitschaufeln in einen festen Kranz und einen um die Achse drehbaren Schieber (Ringschieber); der Schaufelwinkel α bleibt nahezu konstant. Nach Versuchen zu schließen, nehmen die Wirkungs-

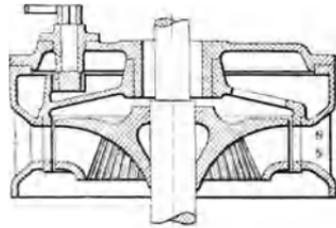


Fig. 748.

¹⁾ Maschinenfabrik J. M. Voith, Heidenheim a. Brenz, läßt die Schubstängchen in entsprechend geformte Nester der Leitschaufel ein, D.R.P. Nr. 99590, und schützt sie dadurch vor Verunreinigungen.

grade bei kleiner Beaufschlagung rascher ab als nach Prof. Fink, wahrscheinlich infolge Stoßes des Wassers gegen den Ringschieber.

Die Ringschütze am Leitradeinlauf (Außenschütze) Fig. 749 wirkt auf Änderung des Gefälles und der Wassermenge.

Dasselbe gilt von der Ringschütze im Spalt (Fig. 750). Der Wirkungsgrad sinkt mit abnehmender Beaufschlagung rasch¹⁾.

Zur Verminderung der Schieberhöhe und des Regulierweges bei mehrkränzigen Turbinen greift man zum geteilten Außenschieber und bildet den Leitapparat entsprechend aus. Statt die Einlaufhöhe zu ändern, kann man auf die Weite einwirken durch Gitterschieber, welche sich konzentrisch zum Leitapparat drehen²⁾.

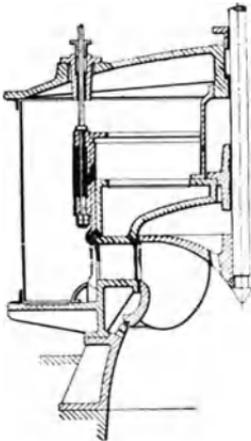


Fig. 749.

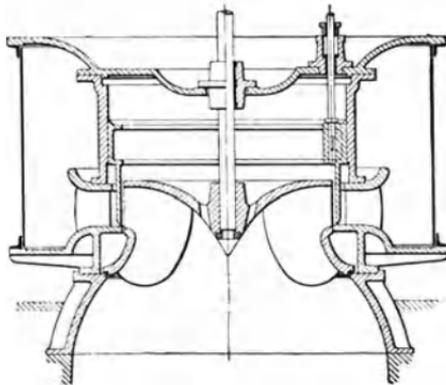


Fig. 750.

Als Überdruckturbine kann die Francisturbine über dem Unterwasser ohne Beeinträchtigung des Gefälles aufgestellt werden; der Gefällgewinn durch sinkenden Unterwasserstand wird sogar nutzbar gemacht (vergl. S. 775 und 794). Man ordnet Mitte Leitapparat etwa in halber Gefällhöhe an unter Beachtung, daß vom Oberwasserspiegel bis Oberkante Leitapparat mindestens 800 mm Wassertiefe verbleibt, andernfalls die Gefahr des Lufteinziehens und damit einer Gefällverminderung besteht. Die größte Saughöhe sollte 7 m nicht überschreiten wegen der Schwierigkeit vollständiger Entlüftung des Saugrohres und der Gefahr des Abreißen der Saugwassersäule. Abweichungen in der Höhenlage der Turbine

¹⁾ Vergl. das unter „Achsialturbinen“ über „Regulierung“ Gesagte. Über die konstruktive Ausführung vergl. die S. 833 genannten Quellen.

²⁾ Ausführungen der A.-G. der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Cie. in Zürich für

Kraftanlagen in Rheinfelden, vergl. F. Prásil, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1899, S. 1217 u. f.;

Kraftwerk der Stadt Lyon, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1901, S. 1193 u. f.;

Wasserkraftanlage Chèvres bei Genf, vergl. J. Fr. Hey, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1896, S. 1229 u. f.

mit Rücksicht auf die örtlichen Verhältnisse sind innerhalb nicht zu weiter Grenzen statthaft. Hierzu veranlaßt unter Umständen die Trockenlegung der Turbinenkammer (hochwasserfreie Anordnung). Liegen die Hochwasserverhältnisse günstig, so ist eine Turbine mit liegender Welle angezeigt, welche Rädervorgelege vermeidet und direkten Antrieb der Vorgelegewelle durch Riemen oder Seil, oder aber mittels Kupplung mit ihr gestattet. Bedingung ist, daß über dem Scheitel des Leitapparates genügend Wassertiefe (vergl. vorige Seite) verbleibt, abgesehen von der vorausgesetzten, daß die Triebwerkteile nicht ins Hochwasser zu liegen kommen.

Die Turbine mit liegender Welle wird entweder im offenen, gemauerten Schacht oder in einem geschlossenen Gehäuse angeordnet, und zwar greift man allgemein zu letzterer Ausführung von etwa 12 m Gefälle an wegen der Kostspieligkeit der gemauerten Turbinenkammern bei höheren Gefällen. Das Gehäuse erhält vorteilhaft Spiralförmig nach Art der Zentrifugalpumpen: Spiralturbine (Fig. 751), welcher das Wasser mittels Rohrleitung zugeführt wird¹⁾.

Durch Verteilung der Wassermenge auf 2 oder 4 Laufräder von entsprechend kleinerem Durchmesser erhält man Zwillings- oder Doppelzwillings-turbinen (Fig. 752a und b)²⁾; sie sind in Anordnung mit stehender und liegender Welle möglich. Erstere bedingt teure Wasserbauten und beeinträchtigt Zugänglichkeit und Bedienung mehr als letztere.

Die Turbinen mit liegender Welle im Schacht führen das Wasser entweder auf Abtriebseite oder auf Kammerseite mittels Rohrkrümmers ab; man spricht vom Abtrieb auf Krümmer- oder auf Deckelseite. Dasselbe gilt von den Spiralturbinen.

Bei achsialer Zuleitung des Aufschlagwassers zur Turbine im geschlossenen Gehäuse ist dieselbe als Frontalturbine bezeichnet worden. Bei mehrfachen Turbinen werden vorteilhaft je 2 Laufräder an einen Doppelkrümmer angeschlossen; dies gilt besonders bei Anordnung mit stehender Welle; bei Zwillings-turbinen mit liegender Welle sind jedoch auch 2 einfache Krümmer anzutreffen.

Das die Turbine mit dem Unterwasser verbindende Saugrohr besteht entweder aus Eisenblech (genietet) oder wird in Mauerwerk (Beton) ausgeführt. Gußeisen ist nur für enge und kurze Rohre gerechtfertigt.

In ihm soll die Austrittsgeschwindigkeit aus dem Laufrad allmählich auf die Abflußgeschwindigkeit abnehmen, daher allmähliche Erweiterung des Rohres erforderlich ist. Man nimmt je nach Gefälle eine Abflußgeschwindigkeit von 0,5 bis 1,25 m an; sehr kurze Rohre zwingen in diesem Falle zu kleiner Geschwindigkeit c_2 sowie zur Erweiterung des Krümmers (Fig. 751).

Mangels näherer Kenntnis der Bewegungs- und Druckverhältnisse in den Saugrohren erweitert man sie gemäß der Annahme einer gleich-

¹⁾ Ausführung der früheren Maschinenfabrik A.-G. von Gebr. Hemmer, Neidenfels, Pfalz. Für diese Turbine ist $H = 15,2$ m, $Q = 0,750$ cbm, $n = 350$ und $N = 114$ PS_n. Es würde hiermit betragen $\eta = 75\%$. Mit $D_1 = 580$ mm folgt $u_1 = 10,62$ m $= 0,615 \sqrt{2gH_n}$ oder $u'_1 = 2,73$ m.

²⁾ Ausführung der A.-G. der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Cie., Zürich, für „Isarwerk München“. Diese Turbine soll bei 11,6 m Gefälle 150 Umdrehungen machen und 2500 PS_n leisten. Bei 1600 mm Laufraddurchmesser folgt $u_1 = 12,57$ m $= 0,83 \sqrt{2gH_n}$ oder $u'_1 = 3,68$ m.

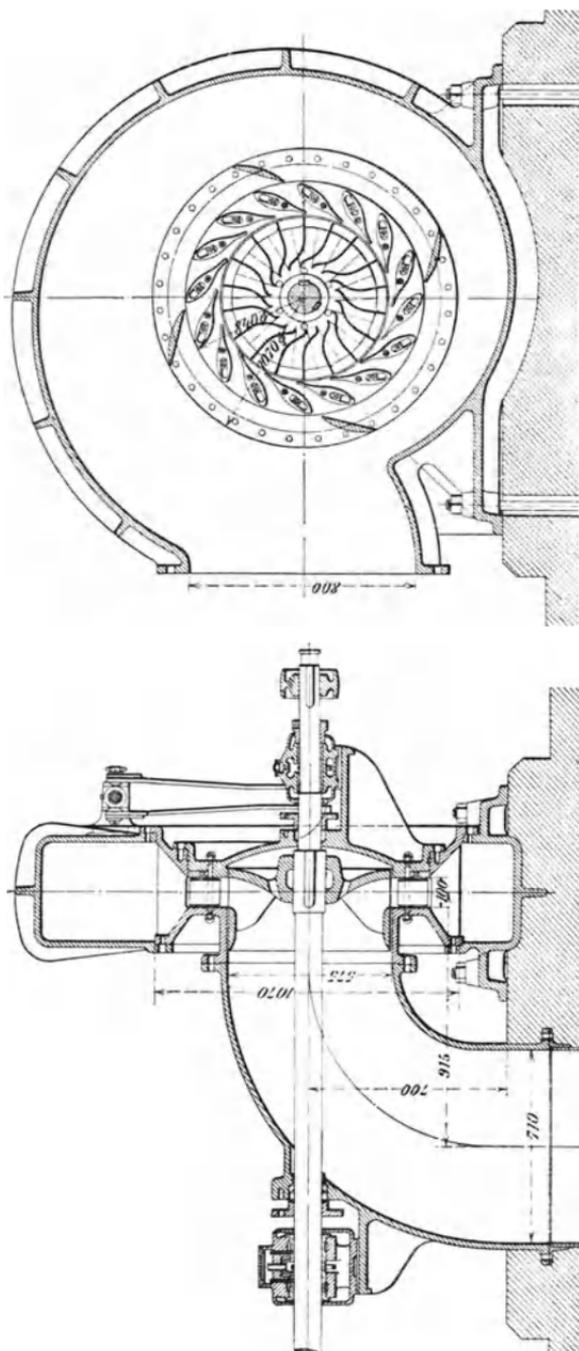


Fig. 751.

förmig verzögerten Bewegung des Wassers im mittleren Faden (Saugrohrachse). Zu diesem, dem mittleren Wasserweg, nimmt man senkrechte Querschnitte an, in deren Punkten man gleiche Geschwindigkeit vor-

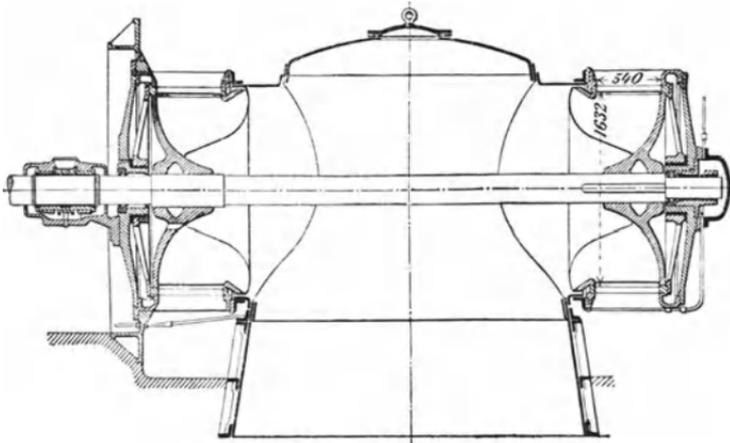


Fig. 752a.

aussetzt. Hiernach müßten geradachsige Rohre eine gekrümmte Erzeugende erhalten; man ersetzt sie aus praktischen Gründen durch eine

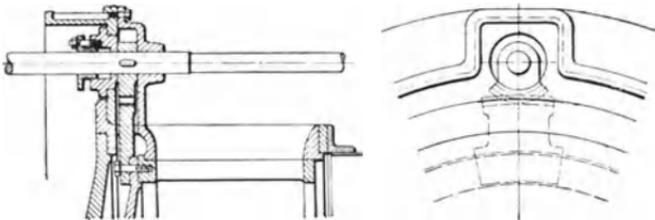


Fig. 752b.

Gerade (abgestumpfter Kegel). Die Querschnittserweiterung eines Betonsaugrohres ist aus Fig. 753 ersichtlich ¹⁾; das Diagramm derselben ergibt sich graphisch mit Hilfe der Beziehungen zwischen Weg- und Geschwindigkeitskurve.

¹⁾ Ausführung für die „Kraftanlage Kykkelsrud am Glommen (Norwegen)“, für welche Maschinenfabrik J. M. Voith, Heidenheim a. Brenz, und A.-G. der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Cie., Zürich, je eine 3000 pferdige Turbine lieferten, erstere mit Finkschen Drehschaufeln, letztere mit Ringschütze im Spalt. Diese Turbinen, in Anordnung mit stehender Welle, verarbeiten bei 16 m Gefälle je 19 cbm Wasser, machen 150 Umdrehungen und leisten bei 75% Nutzeffekt 3040 PS_n. Bei 1800 mm Laufraddurchmesser folgt $u_1 = 14,14 \text{ m} = 0,80 \sqrt{2gHn}$ oder $u'_1 = 3,54 \text{ m}$.

Das Saugrohr soll mit seiner unteren Stirnfläche bzw. mit seinem Scheitel der Austrittsöffnung 200 bis 250 mm in das niedrigste Unterwasser tauchen (vergl. S. 794).

Zwischen Saugrohrunterkante und Grabensohle unter der Turbine muß genügend Austrittsquerschnitt verbleiben, daher Blechsaugrohre mangels gleichmäßiger Ausnutzung des gesamten Cylinderumfanges $D_s \pi H_s$ Tieflegung der Sohle bedingen. Man pflegt zu machen $H_s \sim D_s$. Beton-

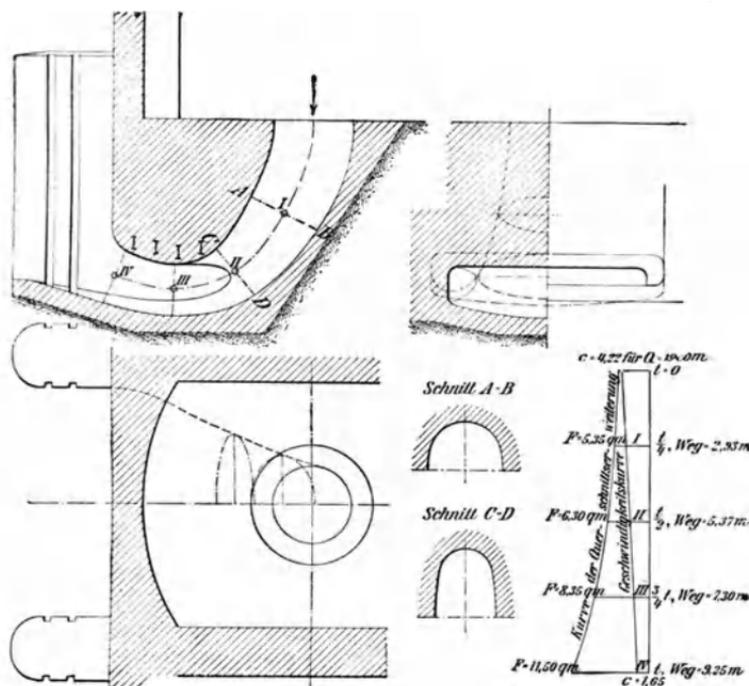


Fig. 753.

saugrohre führen das Wasser in der erforderlichen Richtung ab, sie erfordern geringere Tiefe, namentlich bei größerer Breite, welche meist vorhanden zu sein pflegt. Es muß hier sein

$$H_s B_s = \frac{D_s^2 \pi}{4},$$

worin sich D_s für das entsprechende Blechsaugrohr versteht. B_s ist bei Turbinen im Schacht meist durch die Turbinenkammer gegeben.

Die Überführung der Sohle unter der Turbine in die Grabensohle erfolgt allmählich ansteigend.

Der Betonkrümmer bildet ein vorzügliches Fundament der Turbine; bezüglich seines Einflusses auf das Nutzgefälle vergl. S. 774 und 775.

Arbeitsverluste. Dieselben entsprechen den für die Achsialturbine S. 805 genannten Arbeitsverlusten.

Der Spaltverlust ist zufolge stärkerer Ablenkung und Drosselung des Spaltwassers geringer. Zur Herabminderung der Spurzapfenreibung infolge Druckunterschiedes über und unter bzw. vor und hinter der Nabenscheibe des Laufrades wird letztere mit Löchern versehen. In der Nähe der Welle gleicht sich der Druck aus (Saugspannung); die entfernter liegenden Teile der Nabenscheibe werden in Richtung des ablaufenden Wassers gedrückt durch eine der Fliehkraft des Wassers entsprechende Pressung, wogegen die Reaktion des Wassers infolge Ablenkung um 90° in entgegengesetzter Richtung drückt. Die zentrifugale Pressung kann bei hohen Umdrehungszahlen recht bedeutend und Ursache von Heißlauf des Spur- bzw. Kammzapfens sein. Beseitigung desselben bezweckt das D.R.P. Nr. 128 265 (J. M. Voith, Heidenheim a. Brenz).

Die Spurzapfenbelastung wird bisweilen durch besondere auf der Turbinenwelle sitzende und vom Aufschlagwasser gedrückte Entlastungskolben oder, durch Zuführung des Schmiermaterials zum Spurzapfen unter Druck (15 bis 25 atm) verringert.

Die Verluste sind im allgemeinen bei gleicher Wasserkraft etwas geringer als S. 805 für die Achsialturbine angegeben.

Ausführungen. Außer den bereits genannten Veröffentlichungen vergl. noch:

- E. Reichel, „Der Turbinenbau auf der Weltausstellung in Paris“, Berlin 1902. Sonderabdruck aus der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure.
- F. Prásil, „Die Turbinen und deren Regulatoren an der Weltausstellung in Paris 1900“, Zürich 1902. Sonderabdruck aus der Schweizerischen Bauzeitung, Bd. XXXVI, Nr. 13 und Bd. XXXVII, Nr. 6 bis 8, 12, 13, 16 bis 18.
- C. Schmitthenner, „Fortschritte im Turbinenbau“, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1903, Heft 24 und 25.
- L. Zodel, „Große moderne Turbinenanlagen“, Schweizerische Bauzeitung, Bd. XLIII, S. 4 und ff.
- U. Ancona, „Kraftübertragung von Paderno nach Mailand“, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1899, S. 1121 und ff.
- R. Thomann, „Die 3000 pferdigen Turbinen am Niagara“, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1901, S. 1095 und ff.

Die größten Turbinen (Bauart Francis) mit 11 390 PS_n in einer Einheit bei $H = 53,4$ m, ebenfalls zur Ausnutzung der Niagarawasserkraft bestimmt, hat zurzeit J. M. Voith, Heidenheim a. Brenz für die „Ontario Power Co. in Niagara Falls, O.“, in Auftrag. Die Doppelspiralturbine mit liegender Achse verarbeitet hierbei rund 20 cbm in der Sekunde und macht 187,5 Umläufe in der Minute.

3. Radialturbinen mit innerer Beaufschlagung.

Während bei der Francisturbine die Zentrifugalkraft auf Verminderung der Relativgeschwindigkeit hinwirkt und der aus der allgemeinen Beziehung

$$Q = \frac{1}{3} a_2 b_2 w_2$$

sich ergebende Wert $a_2 b_2$ größer ist als bei der entsprechenden Achsial(Jonval)turbine mit den gleichen Werten von Q , $\frac{1}{3}$ und dem im

Eintritt vorhandenen Überdruck, verursacht bei der innen beaufschlagten Radialturbine die Zentrifugalkraft eine Vergrößerung der Relativgeschwindigkeit, zufolge dessen hier $a_2 b_2$ kleiner ausfällt als bei der entsprechenden Achsialturbine.

Aus der weiteren Gleichung

$$Q = \pi D_2 b_2 w_2 \sin \gamma \frac{a_2}{a_2 + s_2} = \pi D_1 b_1 w_1 \sin \alpha \frac{a_0}{a_0 + s_0} \frac{a_1}{a_1 + s_1}$$

ist ersichtlich, daß, um Q konstant zu halten, einer Zunahme von w_2 entweder ein kleinerer Winkel γ — d. i. bei gleichbleibendem β und D_2 gleichbedeutend einer Verminderung von a_2 — oder eine geringere Breite b_2 , oder beides und schließlich eine Verminderung von D_2 entspricht.

Der kleinste Wert von D_2 ist an D_1 gebunden, dessen Größe vom Durchmesser D_1 des Zuleitungsrohres abhängt; er wird erreicht, indem man die Ablenkung des Wassers aus der achsialen in die radiale Richtung durch das Leitrad und unter Umständen noch durch das Laufrad bewirkt.

Im Falle gleichbleibender, zum Umfang senkrecht stehender Austrittsgeschwindigkeit c_2 entspricht zufolge der Gleichungen

$$c_2 = w_2 \sin \gamma \quad \text{und} \quad u_2 = w_2 \cos \gamma$$

dem größeren w_2 eine größere Umfangsgeschwindigkeit und damit bei gleichem D_2 eine höhere Umlaufzahl.

Abgesehen von dem hierin liegenden Vorteil, besonders bei kleinen Gefällen, beruht die Anwendung dieser Turbinen im Falle der Anordnung mit stehender Welle in der Möglichkeit einer bequemen Entlastung des Spurzapfens.

Der Entwurf des Diagramms erfolgt sinngemäß in der bei den Francisturbinen gegebenen Weise; für die analytische Ermittlung gelten auch hier für senkrechten Abfluß die Grundgleichungen

$$u_1 = \sqrt{\varepsilon} \sqrt{g H_n} \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin \beta \cos \alpha}, \quad c_1 = \sqrt{\varepsilon} \sqrt{g H_n} \frac{\sin \beta}{\sin(\beta - \alpha) \cos \alpha}$$

und speziell für $\beta = 90^\circ$

$$u_1 = \sqrt{\varepsilon} \sqrt{g H_n}, \quad c_1 = \sqrt{\varepsilon} \sqrt{g H_n} \frac{1}{\cos \alpha}$$

Wegen der im allgemeinen höheren Geschwindigkeiten und damit verknüpften größeren Bewegungswiderständen ist ε geringer als bei der achsialen oder außen beaufschlagten radialen Überdruckturbine einzuführen, etwa $\sqrt{\varepsilon} = 0,90$ bis $0,92$.

Für $\delta \geq 90^\circ$ gilt die frühere Beziehung

$$c_1 u_1 \cos \alpha - c_2 u_2 \cos \delta = \varepsilon g H_n = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2}$$

Zur Bestimmung des Durchmessers des Zuleitungsrohres wählt man die Wassergeschwindigkeit in demselben

$$c_1 \sim \frac{1}{3} \sqrt{2 g H_n}$$

Der Übergang vom Rohr in den Leitapparat muß allmählich erfolgen; scharfe Krümmungen sind nach Möglichkeit zu vermeiden.

Je nachdem das Leitrad nahezu radial durchflossen wird (Fig. 754 a) oder das Wasser in demselben aus der achsialen Richtung abgelenkt

wird (Fig. 755), fallen die Durchmesser D_1 und damit die Umlaufzahlen verschieden aus.

Bei rein radialem Durchfluß ist die Schaufelung ohne weiteres aus dem Normalschnitt zur Turbinenachse zu entwerfen; bei allmählicher Ablenkung im Leit- und Laufrad ist sinngemäß wie bei der Francis-turbine zu verfahren.

Auf alle Fälle ist stetige Geschwindigkeitszunahme oder Querschnitts-abnahme zu beachten, d. h.

$$a b w = \text{Konstante} = Q = \pi D b w_r \frac{a}{a+s},$$

worin die Buchstaben sich auf einen beliebigen Querschnitt beziehen und w_r die radiale Komponente der Relativgeschwindigkeit in demselben bezeichnet.

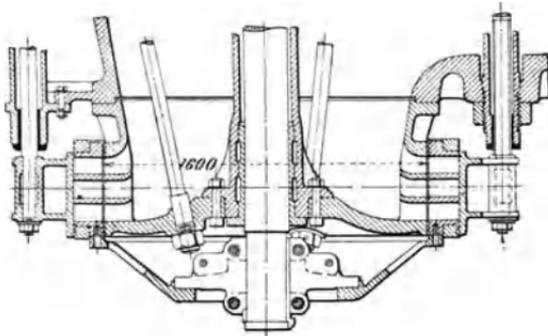


Fig. 754 a.

Die Schaufelenden sind nach Evolventen zu krümmen, welche, wie bei der Francis-turbine, durch Kreisbogen ersetzt werden. Diese Evolventen liegen für den Leitradaustritt unter Umständen auf Kegelmänteln, für den Laufradaustritt in Normalebene zur Achse. Für letztere gilt mit den Bezeichnungen gemäß Fig. 739

$$\begin{aligned} \text{also} \quad \delta (a_2 + s_2) &= D_g \pi, \\ D_g &= \frac{\delta (a_2 + s_2)}{\pi} = 2 R_g \sin \gamma^1. \end{aligned}$$

Ein Beispiel für mehr radialen Durchfluß des Leitapparates zeigt die von Faesch & Piccard in Genf entworfene und mit Ausnahme des Laufrades in Amerika gebaute 5600 pferdige Zwillings-turbine, deren

1) Näherungsweise gilt auch $2 R_g \sin \frac{360}{2\delta} = a + s$, also $R_g = \frac{D_g}{2} = \frac{a+s}{2 \sin \frac{180}{\delta}}$;

diese Beziehung setzt Gleichheit zwischen dem Bogen und der Sehne des Kreis-ausschnittes vom Halbmesser R_g und dem Centriwinkel $\frac{360}{\delta}$ voraus. Für den Halb-messer 1 ist z. B. für $\delta = 20$, $\frac{\pi}{10} = 0,31416$ und $2 \sin \frac{180}{20} = 0,31286$. Der Unterschied beträgt 0,4%; er wächst mit abnehmender Schaufelzahl.

Schaufelung Fig. 754 b zeigt. Die Konstruktionsdaten dieser, einen Teil der Niagarawasserkraft ausnutzenden Turbine sind¹⁾:

$$D_0 = 1600 \text{ mm}, D_1 = 1604,2 \text{ mm}, D_2 = 1905 \text{ mm}, \alpha = 19^\circ 6', \\ \beta = 110^\circ 40', \gamma = 13^\circ 17,5'.$$

Mit Rücksicht auf Wasserführung und guten Wirkungsgrad bei teilweiser Beaufschlagung (Regulierung durch Außenschütze) sind Leit- und Laufrad je durch zwei Zwischenkränze in drei Etagen geteilt; die gesamte lichte Höhe beträgt $3 \times 92 = 276 \text{ mm}$.

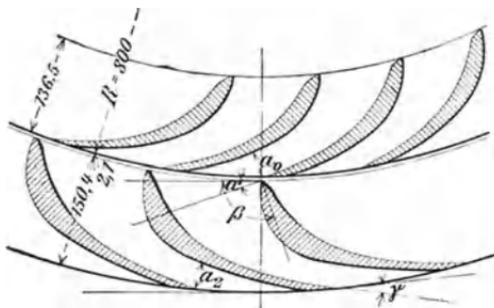


Fig. 754 b.

Unter Zugrundelegung der in genannter Quelle gemachten Angaben, nämlich

$$u_2 = 24,9 \text{ m}, w_2 = 23,5 \text{ m}, u_1 = \frac{1,600}{1,905} u_2 = 20,9 \text{ m} \text{ und } c_1 = 19,6 \text{ m},$$

sowie

$$a_0 = 35 \text{ mm}, \delta_0 = 36, a_2 = 32 \text{ mm}, \delta = 32$$

findet sich folgendes:

$$c_2 = \sqrt{u_2^2 + w_2^2 - 2 u_2 w_2 \cos \gamma} = 5,77 \text{ m},$$

$$\sin \delta = \frac{w_2}{c_2} \sin \gamma, \text{ also } \delta = 69^\circ 24' 40'',$$

$$w_{r2} = w_2 \sin \gamma = 5,40 \text{ m}.$$

Für die nach Kreisbogen gekrümmten Schaufelenden gilt mit Annäherung die Beziehung

$$D_g = \frac{\delta (a_2 + s_2)}{\pi} = D_2 \sin \gamma, \text{ also } a_2 + s_2 = \frac{1905 \pi \sin 13^\circ 17,5'}{32} = 43 \text{ mm}$$

und damit

$$s_2 = 43 - 32 = 11 \text{ mm}.$$

Die austretende Wassermenge folgt dann zu

$$Q = \pi D_2 b_2 w_{r2} \frac{a_2}{a_2 + s_2} = 6,641 \text{ cbm}.$$

Für den Eintritt folgt

$$w_1 = \frac{\sin \alpha}{\sin (\beta - \alpha)} u_1 = 6,85 \text{ m}.$$

$$w_{r1} = c_1 \sin \alpha = 6,414 \text{ m}.$$

In gleicher Weise wie für das Laufrad folgt für das Leitrad

$$a_0 + s_0 = \frac{1600 \pi \sin 19^\circ 6'}{36} = 45,7 \text{ mm}, \text{ also } s_0 = 45,7 - 35 = 10,7 \text{ mm},$$

¹⁾ W. Müller, „Die Francisturbinen u. s. w.“, Hannover, Gebr. Jänecke, 1901. Vergl. auch E. Reichel, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1893, S. 832 u. f.

und damit die austretende Wassermenge, wenn $c_0 = c_1$ und $\frac{a_1}{a_1 + s_1}$ für die zugeschnittenen Schaufeln ~ 1 gesetzt wird,

$$Q = 1,6 \pi 0,276 \cdot 6,414 \frac{35}{45,7} = 6,816 \text{ cbm.}$$

Der Spaltverlust würde also betragen

$$6,816 - 6,641 = 0,175 \text{ cbm, d. s. } \frac{0,175}{6,816} \cdot 100 \sim 2,5\%.$$

Der hydraulische Nutzeffekt folgt aus $c_1 u_1 \cos \alpha - c_2 u_2 \cos \delta = \epsilon g H_n$ mit $H_n = 41,45$, für welches Gefälle bei den Versuchen die Umlaufzahl 250 betrug, wie zur Erreichung der angegebenen Umfangsgeschwindigkeiten erforderlich ist, zu $\epsilon = 0,83$.

Die Austrittsgeschwindigkeitshöhe beträgt $\frac{c_2^2}{2g} \sim 1,70$ m oder $\frac{1,70}{41,45} \cdot 100 = 4,1\%$ des Nutzgefälles.

Damit folgt das nutzbare Gefälle zu

$$H_e = (1 - \Sigma \epsilon) H_n = (0,83 + 0,041) H_n \sim 0,87 H_n$$

und das Widerstandsgefälle zu

$$H_w = \Sigma \epsilon \cdot H_n = 0,13 H_n.$$

Der im Laufradeintritt vorhandene Überdruck, soweit er auf Geschwindigkeitsvermehrung hinwirkt, folgt zu

$$c_Q^2 = w_2^2 - w_1^2 - (u_2^2 - u_1^2) = 322,13 \text{ oder } H_Q = \frac{c_Q^2}{2g} = 16,42 \text{ m.}$$

Die der Eintrittsgeschwindigkeit entsprechende Druckhöhe ist

$$\frac{c_1^2}{2g} = \frac{19,6^2}{19,62} = 19,58$$

und damit das Widerstandsgefälle

$$41,45 - (16,42 + 19,58) = 5,45 \text{ m} = 0,131 H_n, \text{ wie oben.}$$

Die Nutzleistung der Turbine soll nach genannter Quelle $\frac{5600}{2} = 2800$ PS_n betragen haben; hieraus ergibt sich der totale Wirkungsgrad zu

$$\eta = \frac{75 N_n}{Q H_n} = \frac{75 \cdot 2800}{6,816 \cdot 41,45} \sim 74,5\%.$$

Wilh. Müller berechnet S. 55 (s. Fußnote S. 836) den hydraulischen Wirkungsgrad zu 0,90 und sagt, daß der durch Versuche festgestellte totale Wirkungsgrad 80% betragen haben soll.

Zweifellos ist derselbe zu hoch und sehr wahrscheinlich in der Wassermessung begründet, welche 6,35 cbm geliefert haben soll (S. 54), gegenüber 6,82 cbm, wie berechnet; mit dem Versuchswert würden die Geschwindigkeitsdiagramme gar nicht stimmen¹⁾.

Der Spaltverlust würde einem Ausflußkoeffizienten entsprechen, welcher folgt aus

$$q = u 2 \pi D_1 h_s \sqrt{2g H_Q} = 0,175,$$

also

$$\mu = \frac{0,175}{2 \pi \cdot 1,6 \cdot 0,0021 \sqrt{19,62 \cdot 16,42}} \sim 0,46. \text{ Vergl. „Spaltverlust“ S. 805.}$$

Es sei besonders noch auf die Geschwindigkeiten als von dem Nutzgefälle abhängige Größen hingewiesen; es ist

$$\begin{aligned} c_1 &\sim 0,69 \sqrt{2g H_n} && \text{oder } c'_1 \sim 3,00 \text{ m,} \\ u_1 &\sim 0,73 \sqrt{2g H_n} && \text{„ } u'_1 \sim 3,20 \text{ „} \\ u_2 &\sim 0,87 \sqrt{2g H_n} && \text{„ } u'_2 \sim 3,85 \text{ „} \end{aligned}$$

¹⁾ Vergl. in dieser Richtung Pfarr, „Bremsversuche an einer New American Turbine“, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902, S. 845 u. ff., und Herschel, „Bremsversuche an einer New American Turbine“, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1902, S. 1788 u. ff.

Allmähliche Ablenkung innerhalb des Leit- und Laufrades zeigen die für die zweite Kraftstation der „Niagara Falls Power Company“ von Piccard & Pictet in Genf entworfenen Turbinen. Dieselben, für ungefähr gleiche Verhältnisse wie die oben besprochenen bestimmt, besitzen nur ein zweikränziges Laufrad (Fig. 755) mit Wasserzuführung von unten und Regulierung durch Außenschütze. Für diese soll nach W. Müller sein (in Metermaß umgerechnet)

$$D_0 = 1674 \text{ mm}, \quad \beta_0 = 36, \quad \alpha = 19^\circ 4'$$

$$D_1 = 1676,4 \text{ mm}, \quad h_s = 1,2 \text{ mm}, \quad \beta = 32, \quad \beta = 114^\circ 30',$$

$$D_2 = 1956 \text{ mm}, \text{ entsprechend einer radialen Tiefe von } 140 \text{ mm}, \\ b_2 = 660 \text{ einschl. der mittleren Kranzstärke}, \quad \gamma = 12^\circ 39,5'.$$

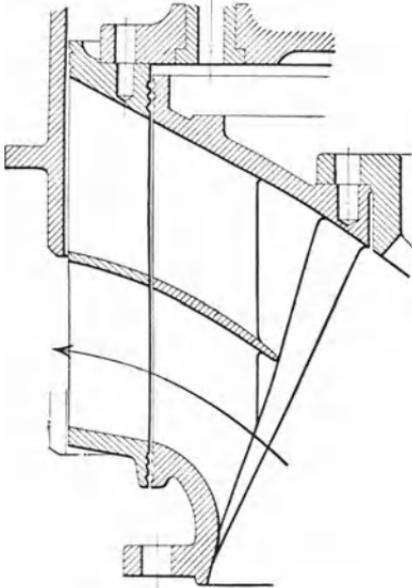


Fig. 755.

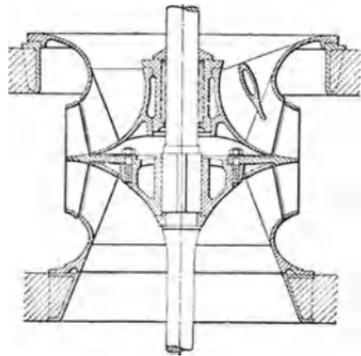


Fig. 756.

Dieser wird, wenigstens teilweise, bei Anordnung eines Saugrohres vermieden; ein Gefällverlust durch Stoß wird nicht ganz zu umgehen sein, da das Wasser nahezu senkrecht zum Umfang austritt, während die Abflußrichtung eine ganz bestimmte ist, senkrecht zur Achse (Fig. 756) oder in Richtung derselben (Fig. 757).

Fig. 756 stellt ein Zwillingslaufrad der Turbinen des „Elektrizitätswerkes in Chèvres“¹⁾ dar; die Entlastung wird bewirkt durch die der A.-G. der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Cie. in

¹⁾ E. Reichel, „Der Turbinenbau auf der Weltausstellung in Paris“, Berlin 1902, Sonderabdruck der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure.

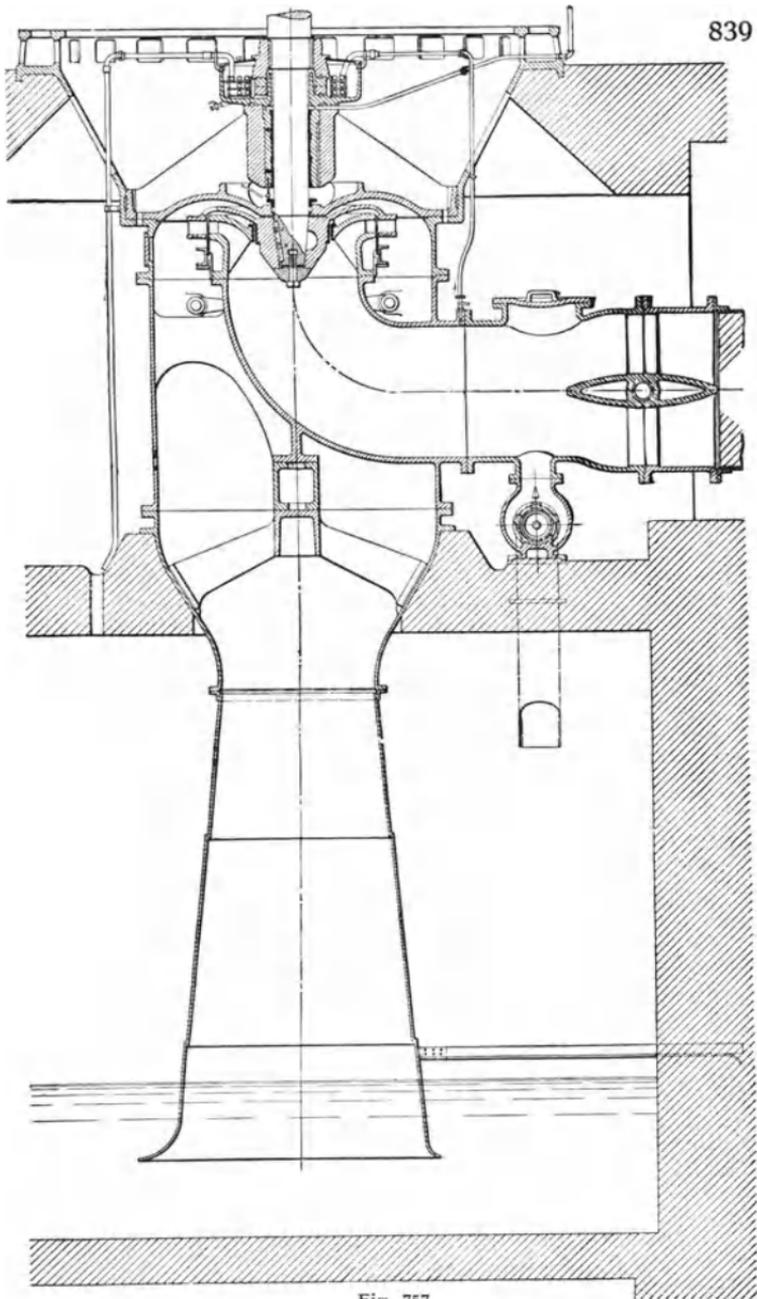


Fig. 757.

Zürich patentierte Einrichtung derart, daß die volle Laufradnabenscheibe von unten durch die hydraulische Pressung des in das Laufrad eintretenden Wassers nach oben und nur durch die dem Spaltdruck entsprechende Pressung nach unten gedrückt wird; es verbleibt eine nach oben, auf Entlastung der Turbinenwelle wirkende Pressung. Die Regulierung erfolgt durch Außenschütze, bei der von Joh. Jac. Rieter & Cie., A.-G. in Winterthur für das „Elektrizitätswerk Montbovon“ gelieferten Turbine (Fig. 757)¹⁾ jedoch durch Spaltschütze. Für diese Turbine ist $H = 64$ m, $n = 300$, $N = 1000$ PS.

Mit 1100 mm Laufraddurchmesser folgt

$$u_1 = 17,3 = 0,485 \sqrt{2gH}, \text{ oder } u'_1 = 2,15 \text{ m. (Vergl. Fußbmerk. auf S. 841).}$$

Die Entlastung erfolgt durch den auf die Laufradnabe entfallenden Wasserdruck.

b) Druck (Aktions) turbinen.

Dieselben entstehen aus den Überdruckturbinen, sobald der Überdruck $h_0 = \frac{c_0^2}{2g} = 0$, d. h. das gesamte verfügbare Gefälle beim Austritt aus dem Leitrade in Geschwindigkeit umgesetzt ist.

Nach S. 797 ist dies bei der Achsialturbine der Fall, wenn in Fig. 718 Punkt F mit E zusammenfällt, also zufolge $BD = DF$ wenn D die Strecke BE halbiert; dann ergibt sich

$$\sphericalangle \beta = \gamma.$$

An Hand der Fig. 716 fordert die Bedingung der reinen Druckturbine, $h_0 = 0$, daß der Mittelpunkt C in der Mitte von AD liegt; denn es ist dann

$$DG = c_0 = 0.$$

Damit wird die Umfangsgeschwindigkeit dieser Druckturbine (Fig. 758)

$$u_1 = \frac{1}{2} c_1 \cos \alpha = \frac{1}{2} \sqrt{2gh_1},$$

sofern h_1 die der Geschwindigkeit entsprechende Druckhöhe bezeichnet.

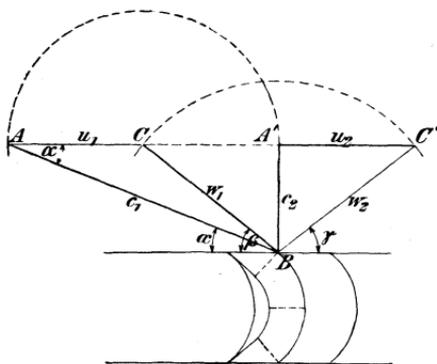


Fig. 758.

Ferner folgt aus der Figur

$$\cotg \beta = \frac{1}{2} \cotg \alpha \text{ oder } \tg \beta = 2 \tg \alpha.$$

Abgesehen von den Widerständen im Laufrad und Wirkung der Schwere auf das in demselben befindlichen Wasser ergibt sich

$$w_2 = w_1 = w.$$

¹⁾ Vergl. die wiederholt genannten Berichte über die Pariser Ausstellung von E. Reichel und F. Prásil.

Der geometrische Ort der Endpunkte der Relativgeschwindigkeit ist ein um B mit w beschriebener Kreis. Sofern nun die Radbreite $b_1 = b_2$ konstant ist, muß die zu w normale Dicke der Wasserschicht gleich sein; die der konkaven Schaufelfläche gegenüber liegende Begrenzung der Wasserschicht ist eine Äquidistante zu ersterer im Abstände $s' = \text{Strahl(Schicht)dicke}$. Das Wasser berührt den konvexen Schaufelrücken bei konstanter Schichtstärke nur im Ein- und Austritt; der hiernach verbleibende Raum wird entweder von Luft oder von der Schaufel dadurch ausgefüllt, daß ihre Stärke verschieden stark und der Rücken der konkaven Wasseroberfläche angepaßt wird. Im ersten Falle spricht man von Strahl-turbinen, im zweiten von Grenz-turbinen (Fig. 759); wegen der Schwierigkeit dieser Anpassung des Schaufelrückens läßt man letztere Turbinengattung mit einem geringem Überdruck arbeiten, $h_Q = \left(\frac{1}{8} \text{ bis } \frac{1}{10}\right) H_n$ ¹⁾.

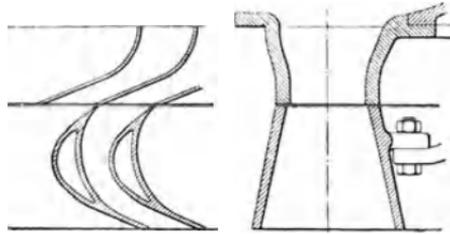


Fig. 759.

Die Einführung der Luft bei den Strahl-turbinen erfolgt (Fig. 760) entweder durch die Öffnungen im Kranz oder durch den entsprechend ausgebildeten Spalt; nicht zu verwechseln mit ersteren sind die Aussparungen (Fig. 759) bei Grenz-turbinen behufs Materialersparnis. Wegen der Notwendigkeit dieser Ventilation der Strahl-turbinen darf das Lauf-rad nicht tauchen; die ohne Überdruck arbeitenden Turbinen dürfen nicht im Stau arbeiten, wenn nicht der Wirkungsgrad (infolge Wirbelbildung und Stoßverluste im Laufradkanal) gering sein soll.

¹⁾ Es lassen sich selbstverständlich alle bisher besprochenen Turbinentypen als Grenz-turbinen schaufeln. Wegen des geringen Überdruckes ist zufolge der S. 788 gemachten Ausführungen die Eintrittsgeschwindigkeit größer, die Umfangsgeschwindigkeit kleiner als bei Reaktionsturbinen.

Ein Beispiel in axialer Anordnung liefert die Ausführung von Ganz & Co., Eisengießerei und Maschinenfabrik, A.-G., in Budapest für die „Krainische Industrie-gesellschaft in Assling“. Die Konstruktionsdaten für eine der drei Turbinen sind nach Béla Szűts, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1891, S. 1063: $H = 25,583$ m, $Q = 3,518$ cbm, $n = 140$, $N = 894$. Hieraus folgt der Nutzeffekt der Turbine zu $\eta = \frac{75 \cdot 894}{25,583 \cdot 3518} = 0,745$. Mit 1500 mm mittlerem Eintrittsdurchmesser folgt $u_1 = 11,00 = 0,487 \sqrt{2g H_n}$ oder $u'_1 = 2,16$ m. Bei dieser Turbine ist $D_2 > D_1$, also der Einfluß der Zentrifugalkraft auf w_2 zu beachten; bezüglich einiger bemerkenswerter Details sei auf C. v. Bach, Maschinenelemente, 9. Auflage, Stuttgart 1903, S. 586 u. ff. verwiesen.

Als außen beaufschlagte Radial(Francis)turbine mag die Ausführung derselben Firma für die „Karbidefabrik der Bosnischen Elektrizitäts-A.-G. in Jajce“ Erwähnung finden. Nach den Berichten von E. Reichel und F. Prásil über die Pariser Ausstellung, von denen ersterer ausführliche Details der Gesamtanlage enthält, ist: $H = 74,5$ m, $Q = 1,30$ cbm, $n = 300$, $N = 1000$. Es folgt $\eta = 77,5\%$ und bei 1150 mm Laufraddurchmesser $u_1 = 18,05 = 0,472 \sqrt{2g H_n}$ bzw. $u'_1 = 2,09$ m.

Als innen beaufschlagte Radialturbine ist auf Fig. 757 und die daran geknüpften Bemerkungen zu verweisen.

Der tiefste Punkt des Laufrades muß daher um eine gewisse Strecke h , das Freihängen, über dem höchsten Unterwasser liegen. Diese Höhe h wird nicht ausgenutzt; sie bedeutet einen Gefällverlust.

Streng genommen ist die Relativgeschwindigkeit nicht unveränderlich, da obige Voraussetzungen nicht zutreffen; es ist vielmehr

$$w_2 \geq w_1 \text{ für } {}_3 H_n = H_3 \leq h_r.$$

Die Austrittsgeschwindigkeit aus dem Leitrad ist

$$c_0 = \sqrt{2g[H - h - h_r - (H_1 + H_2)]}.$$

Sofern nun $h_r = H_3$ ist, folgt

$$c_0 = \sqrt{2g[H - h - (H_1 + H_2 + H_3)]} = \sqrt{2gH_n}.$$

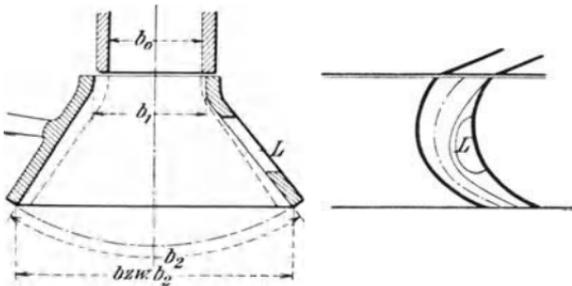


Fig. 760.

Hierin ist H_n , das Nutzgefälle bei Druckturbinen, der um das Freihängen h und die gesamte Widerstandshöhe zwischen Ober- und Unterwasserspiegel verminderte Höhenunterschied der Wasserspiegel an der Turbine (vergl. S. 786 u. ff.).

Für $h_r \geq H_3$ ist das Nutzgefälle größer als vorstehend bezeichnet, und zwar, absolut genommen, um den Unterschied $h_r - H_3$.

Mit der früheren Schreibweise folgt

$$H - h - h_r - (t_1 + t_2) H_n = H_n,$$

also

$$H_n = \frac{1}{1 + t_1 + t_2} (H - h - h_r),$$

und speziell für $h_r = {}_3 H_n$ ist

$$H_n = \frac{1}{1 + t_1 + t_2 + t_3} (H - h).$$

Abgesehen von der Hinfälligkeit der Annahme $w_2 = w_1$, welche nur in einem ganz bestimmten Falle, ${}_3 H_n = H_3 = h_r$, zutrifft, ist auch das oben ausgesprochene Kennzeichen (Charakteristik) $\gamma = \beta$ der reinen Druckturbine nicht haltbar, da hierfür im allgemeinen der Austrittsverlust zu groß ausfällt.

Für $\alpha = 20^\circ$ und senkrechten Abfluß folgt nach Obigem

$$\operatorname{tg} \beta = 2 \operatorname{tg} \alpha = 0,72794, \text{ also } \beta = 36^\circ 3' = \gamma.$$

Damit folgt

$$u_1 = \frac{1}{2} \sqrt{\varepsilon} \sqrt{2gH_n},$$

und mit $c_2 = u_1 \operatorname{tg} \gamma$ wird

$$\frac{c_2^2}{2g} = \frac{u_1^2}{2g} \operatorname{tg}^2 \gamma = \frac{\varepsilon}{4} H_n \operatorname{tg}^2 \gamma = 0,132 \varepsilon H_n,$$

d. s. 13,2% des tatsächlich verbleibenden Gefälles.

Damit der Strahl den Schaufelrücken nicht berührt, wird dessen Stärke s' durch Änderung der Breite veränderlich gemacht; es gilt hierfür allgemein

$$b s' w = \text{Konstante.}$$

Man pflegt b_2 um 20 bis 30% größer zu machen als b_1 , so daß unter Voraussetzung der Ausfüllung der gebotenen Breite die Strahldicke s'_2 am Austritt das $\frac{1}{1,2} = 0,85$ - bis $\frac{1}{1,3} = 0,77$ fache derjenigen s'_1 am Eintritt beträgt. Die Schaufelkurve, welche die Relativgeschwindigkeiten im Ein- und Austritt berühren muß oder auf etwa 10 mm mit ihnen zusammenfällt, ist wegen $w \sim \text{Konst.}$ vorteilhaft ein Kreisbogen; im Interesse sanfter Krümmung wird die Höhe h_r größer gemacht als bei Überdruckturbinen.

Mangels Berührung mit dem Strahl entfällt hier die Notwendigkeit, den Schaufelrücken in ein neutrales Stück endigen zu lassen.

1. Achsiale Druckturbine.

Derbei den achsialen Überdruckturbinen erwähnten Pressungszunahme im Laufradkanal von innen nach außen entspricht bei den Druckturbinen das Vorhandensein von Beschleunigungskräften, damit das Wasserteilchen auf der betreffenden Cylinderfläche verbleibt. Im andern Falle (Fig. 761) bewegt sich, wenn von dem Einflusse der Reibung zwischen Wasser und Schaufeloberfläche, sowie von einem event. Bahndruck abgesehen wird, das Teilchen statt in einem Cylinder in einer diesen berührenden Ebene, entfernt sich also relativ von M . Die Größe dieser Abweichung ist bestimmt durch die Horizontalprojektion des in jener Tangentialebene liegenden absoluten Wasserweges und den Halbmesser, welcher M mit dem Austrittspunkt des Wasserteilchens verbindet. Für verschiedene zwischenliegende Punkte in dieser Weise die jedesmalige Abweichung bestimmt, erhält man die Horizontal- und Vertikalprojektionen der relativen Bahn des Wasserteilchens.

Zur Bestimmung dieser Beschleunigungskräfte denkt man sich den in der Zeit dt im Raume zurückgelegten Weg zwischen I und II zerlegt in einen solchen mit dem Rade, einen zweiten nach der ursprünglichen Richtung unter Einfluß von w' = Horizontalprojektion von w und zwei aufeinander folgenden Drehungen, so daß die Endlage nach II fällt.

Die Beschleunigungskräfte sind dann (Fig. 762) für die Masseneinheit:

- a) die erste Ergänzungskraft (absolute Centrifugalkraft) $\frac{u^2}{r} = r \omega^2$,
radial einwärts gerichtet,

- b) die zweite Ergänzungskraft (zusammengesetzte Centrifugalkraft), bestimmt durch

$$\frac{1}{2} p_2 d t^2 = w' d t d \varphi, \text{ also } p_2 = 2 w' \omega,$$

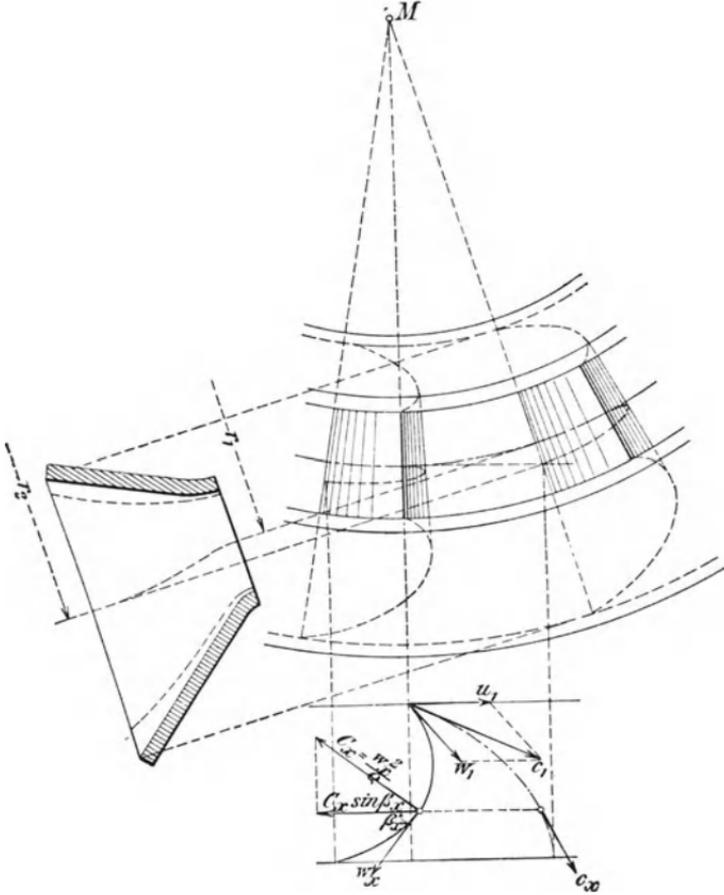


Fig. 761.

worin $w' = w_x \cos \beta_x =$ Horizontalprojektion der Relativgeschwindigkeit ist. Wenn w' gleichgerichtet u ist, wirkt die entsprechende Beschleunigungskraft radial einwärts, für $w' = 0$ ist sie Null, und für w' entgegengerichtet u wirkt sie radial auswärts,

- c) die Beschleunigungskraft $\frac{w'^2}{r}$, radial einwärts gerichtet.

Die Beschleunigung durch die Schwere kommt als parallel zur Achse nicht in Betracht.

Die gesamte Beschleunigungskraft ist sonach

$$p_r = \frac{u^2}{r} \pm 2 w' \omega + \frac{w'^2}{r} = \frac{1}{r} (u^2 \pm 2 u w' + w'^2) = \frac{1}{2} (u \pm w')^2,$$

radial einwärts gerichtet; der Ausdruck $u \pm w'$ folgt direkt aus dem Diagramm Fig. 764.

Mit der gleichen Kraft widerstrebt das Teilchen infolge der Trägheit.

Im Zusammenhange mit der infolge der Schaufelkrümmung verknüpften Pressung $p = \frac{\gamma}{g} w^2 \frac{s'}{\rho}$, worin ρ den Krümmungshalbmesser der Schaufel an betreffender Stelle (senkrecht zu w) bezeichnet, wird sich der Strahl am äußeren Laufradkranz anlegen und eine von innen nach außen zunehmende Dicke annehmen, womit die Gefahr der Berührung mit dem konvexen Schaufelrücken wächst.

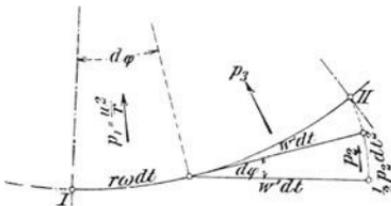


Fig. 762.

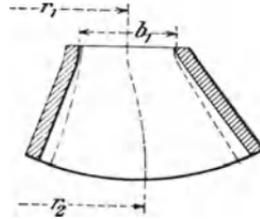


Fig. 763.

Zur Vermeidung dieses Nachteiles wird die Schaufel nach außen einseitig verbreitert und zwar entsprechend obiger Beziehung anfangs stärker. Die bisher übliche Auffassung entspricht der Fig. 763, sieht also von einer Kranzberührung ab. Mit der Ausweichung aus der anfänglichen Cylinderfläche ist eine Änderung der Umfangsgeschwindigkeit verknüpft, $u_2 > u_1$, gleichgültig ob der Kranzquerschnitt symmetrisch ist oder nicht; diese Änderung ist, streng genommen, zu berücksichtigen.

Oder man stellt die Schaufel schräg, derart, daß der Bahndruck eine obiger Trägheitskraft entgegen gerichtete Komponente liefert. Mit $C_x \sin \beta_x = \frac{w_x^2}{\rho} \sin \beta_x$ (Fig. 764) folgt Größe und Richtung der Horizontalprojektion der resultierenden Trägheitskraft (Fig. 765) zu

$$R_h = \sqrt{C_x^2 \sin^2 \beta_x + p_r^2}.$$

Die Ausdrücke unter der Wurzel sind mit Hilfe des Diagrammes (Fig. 764) leicht zu ermitteln.

Die Erzeugende der Schaufel muß in jedem Punkte zur Richtung von R_h senkrecht stehen.

Die Komponente p_r verschwindet für den Austritt, wenn $w'_2 = u_2$, d. h. $w_2 \cos \gamma = u_2$ ist, also wenn c_2 senkrecht zu u_2 steht; in diesem Falle steht die Erzeugende für den Austritt radial, wogegen sie für den Eintritt am stärksten gegen die Radiale geneigt ist (Fig. 766).

Man pflegt die Schaufel als Cylinderfläche herzustellen und ihr eine gegenüber der Rechnung mittlere Schräge zu geben.

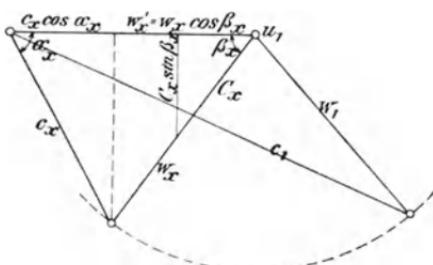


Fig. 764.

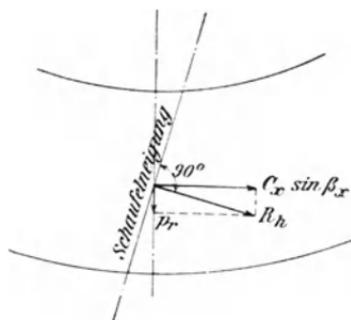


Fig. 765.

Rechnungsvorgang. Man schätzt $h + h_r$; das Freihängen h ist durch die örtlichen Verhältnisse (Stau) bestimmt. Damit folgt

$$c_1 = \frac{1}{1 + t_1 + t_2} \sqrt{2g(H - h - h_r)}.$$

Für $\frac{1}{1 + t_1 + t_2}$ darf gesetzt werden 0,94 bis 0,96.

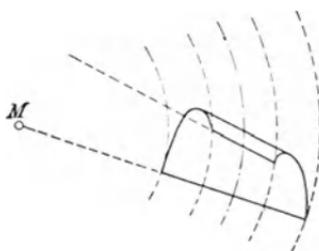


Fig. 766.

Wähle α zwischen 12° und 28° ; der Winkel nähert sich mit wachsendem Gefälle und abnehmender Wassermenge der unteren Grenze; damit ergibt sich zufolge $\operatorname{tg} \beta = 2 \operatorname{tg} \alpha$ oder $\beta = 2\alpha^1$) ein vorläufiger Wert für β und es folgen entweder analytisch oder graphisch die Geschwindigkeiten w_1 und u_1 .

Der mittlere Durchmesser liegt etwa zwischen

$$D_1 = 2,8 \sqrt{\frac{Q}{c_1}} \text{ bis } 4,4 \sqrt{\frac{Q}{c_1}},$$

ersterer Wert für große Wassermengen und kleine Gefälle, letzterer für die entgegengesetzten Verhältnisse.

D_1 steht mit der ermittelten Umfangsgeschwindigkeit im Zusammenhang

$$|D_1 \pi n = 60 u_1.$$

¹⁾ Die Bedingung $\beta = 2\alpha$ liefert im Falle der Grenz turbine mit $h_q = 0$, also vollständig ausgefülltem Kanal, $\sin \alpha = \sin(\beta - \alpha)$ und $u_1 \frac{\sin \alpha}{\sin(\beta - \alpha)} = w_1 = u_1$. Mit $w_2 = w_1 = w$ und $u_2 = u_1$ folgt damit $w_2 = u_2$, d. h. $c_2 = 0$, was praktisch nicht möglich ist. Weiter folgt noch

$$c_1 = \sqrt{\varepsilon} \sqrt{g H_n \frac{\sin 2\alpha}{\sin \alpha \cos \alpha}} = \sqrt{\varepsilon} \sqrt{2g H_n};$$

die absolute Eintrittsgeschwindigkeit entspricht dem ganzen arbeitenden Gefälle wie erforderlich.

Man wählt für D_1 eine durch 50 oder 100 teilbare Zahl.

Oder man geht von der Umfangsgeschwindigkeit aus, welche im Maximum $u_1 = 0,43 \sqrt{2gH}$ bzw. $u'_1 = 1,90$ beträgt, und berechnet aus der geforderten Umlaufzahl den Durchmesser D_1 .

Für die Turbine mit radialer Schaufelstellung im Spalt folgt dann

$$\frac{w_2^2}{2g} + {}_3 H = \frac{w_1^2}{2g} + h_r + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

und mit ${}_3 H = \zeta \frac{w_2^2}{2g}$

$$w_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}} \sqrt{w_1^2 + 2g h_r + u_2^2 - u_1^2}$$

Hierin ist $\frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}} \sim 0,96$ zu setzen.

Zur Bestimmung von u_2 ist Feststellung von D_2 erforderlich durch Aufzeichnung des mittleren Wasserfadens gemäß den S. 843 an Hand der Fig. 761 gemachten Ausführungen. Ein anderer Weg geht von der Voraussetzung aus, das w konstant ist und die Bewegung des Wassers auch in radialer Richtung reibungslos erfolgt.

Das Wasserteilchen von der Masse 1 ist einer radial auswärts gerichteten Trägheitskraft unterworfen von der Größe p_r , sofern die Schaufel radial gestellt ist, bzw. $R_h \cos \lambda = R'_h$, wenn die Schaufel mit R_h den Winkel λ einschließt.

Die radiale Wassergeschwindigkeit ist dann zufolge $P \, d t = m \, d v$ bestimmt durch

$$w_r = \int R'_h \, d t.$$

Innerhalb der Zeit $d t$ wird in Richtung der Schaufel (auf der conchialen Cylinderfläche) ein Weg zurückgelegt $d l = w \, d t$; daher ist auch

$$w_r = \frac{1}{w} \int R'_h \, d l.$$

Das Integral erhält man (Fig. 767) durch Planimetrieren der Kurve, welche zu Abscissen die Wege l und zu Ordinaten die Kräfte R'_h besitzt. Es folgt damit die w_r -Kurve mit den Abscissen l .

Mit w_r ergibt sich schließlich die radiale Ausweichung

$$\sigma_r = \int w_r \, d t = \frac{1}{w} \int w_r \, d l$$

durch graphische Integration der w_r -Kurve. Die Bestimmung von R'_h erfolgt mittels Diagramms aus R_h .

Mit σ_{r_2} ist R_2 sowie u_2 bestimmt und es folgt w_2 , welches mit u_2 eine Geschwindigkeit c_2 ergibt, innerhalb der als zulässig erachteten Größe und möglichst senkrecht zu u_2 .

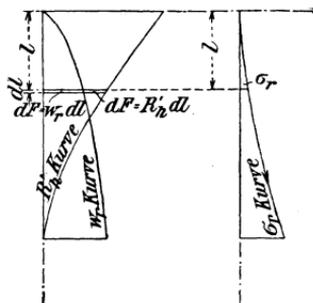


Fig. 767.

Ergibt sich $\frac{c_2^3}{2g}$ zu groß, so kann Verminderung erfolgen durch Änderung von γ unter Beachtung, daß der Strahl den Schaufelrücken nicht berührt; es muß sein: lichte Weite des Austrittsquerschnittes $= \frac{D_2 \pi}{3} \sin \gamma - s_2 >$ Strahldicke s' , welche durch Q, b_2 und w_2 bestimmt ist.

Die Breite des Leitapparates beeinflusst das Eintrittsdiagramm, insofern sich u mit D ändert, während c_1 nahezu konstant bleibt (vergl. S. 801). Man wählt sie, mit dem mittleren Durchmesser wachsend und mit zunehmendem Gefälle abnehmend, etwa

$$b_0 = \frac{D_0}{8 + 0,2 H} \text{ bis } \frac{D_0}{13 + 0,2 H}$$

mit D und H in m.

Zur Kontrolle der gewählten Abmessungen hat man im Falle voller Beaufschlagung die Beziehung

$$Q = \pi D_0 b_0 c_0 \sin \alpha \frac{a_0}{a_0 + s_0},$$

worin $\frac{a_0}{a_0 + s_0} \sim 0,85$ die Verengung infolge der endlichen Schaufelstärke berücksichtigt.

Die Breite b_1 hängt ab von der Art der Ventilation (Fig. 760), ob durch den Kranzspalt oder durch besondere Löcher im Kranz; im ersten Falle kann man setzen

$$b_1 = b_0 + 6 \text{ bis } 20 \text{ mm,}$$

im zweiten

$$b_1 = (1,25 \text{ bis } 1,5) b_0.$$

Die Schaufelteilung ist mit Rücksicht auf gute Wasserführung kleiner als bei der gleich großen Überdruckturbine¹⁾, d. h. die Schaufelzahl ist größer. Nach Girard soll die Austrittsstelle der Schaufel vertikal unter der Eintrittsstelle der vorhergehenden liegen.

Es ist etwa

$$t = \left(\frac{1}{24} \text{ bis } \frac{1}{15} \right) D,$$

unter Beachtung der Beziehung

$$\zeta t = D \pi,$$

worin ζ die durch 2 teilbare Schaufelzahl bezeichnet.

Die Teilung wird um so kleiner oder ζ um so größer gewählt, je größer das Gefälle ist; die unterste Grenze ist durch die Werkstatt rücksichtlich der geringsten Austrittsweite a_2 gezogen. Es gilt hierfür die Beziehung

$$\frac{a_2 + s_2}{\sin \gamma} = t_2.$$

Die Radhöhen betragen etwa $h_l \sim \frac{D}{14}$ und $h_r \sim \frac{D}{10} \sim (4 \text{ bis } 6,0) a_2$; ihre endgültige Festlegung erfolgt durch Aufzeichnen der Schaufelung.

¹⁾ Die aus dem Leitapparat austretenden Wasserteilchen bewegen sich mit $c_0 = c_1$ nach Größe und Richtung weiter und werden um so später und unter um so größerem Stoßverlust durch die Laufradschaufel in Geschwindigkeit w nach Größe und Richtung abgelenkt, je größer die Teilung ist (vergl. S. 791).

Bei hohen Gefällen und kleiner Wassermenge fällt für die voll, d. h. auf dem ganzen Umfange beaufschlagten Turbinen unter sonst gleichen Verhältnissen die Breite b_0 sehr klein aus; bei gegebener Wassermenge führt die Vergrößerung von b_0 auf das übliche Maß entweder zu kleinerem Durchmesser oder höherer Umlaufzahl der voll beaufschlagten Turbine oder bei dem früheren Durchmesser und der entsprechenden Umlaufzahl zu teilweiser, partieller Beaufschlagung.

Partialturbinen. Das Diagramm entspricht dem der Vollturbine, welche für den gerade vorliegenden Fall zunächst berechnet wird. Es folgt für diese

$$b_0 = \frac{Q}{\pi D_1 c_1 \sin \alpha} \frac{a_0 + s_0}{a_0},$$

worin $\frac{a_0 + s_0}{a_0} \sim 1,10$ bis $1,20$ gesetzt werden darf und D_1 bestimmt ist durch $D_1 \pi n = 60 u_1$ mit $u_1 = 0,43 \sqrt{2gH}$ bezw. $u_1' = 1,90$ m. Er gibt die Rechnung

$$b_0 \leq \frac{D_1}{18} \text{ bezw. } b_2 \leq \frac{D_1}{9},$$

so greift man zur Partialturbine, für welche gewählt wird

$$\frac{b_0}{D_1} = \frac{1}{12} \text{ bis } \frac{1}{15}.$$

Nach Aufzeichnung der Schaufelung kontrolliert man b_0 mittels der Beziehung

$$b_0 = \frac{Q}{j_0 s_0' c_1},$$

worin

$a_0 = s_0'$ die Strahlstärke,
 j_0 die Anzahl der Leitradöffnungen, Mundstücke,
 bezeichnet.

Bei großen Gefällen geht man vom Strahlquerschnitt $f_0 = \frac{Q}{c_1} = j_0 b_0 s_0'$ aus. Die Abmessungen desselben richten sich nach der Regulierung; es findet sich $\frac{s_0'}{b_0}$ zwischen $0,25$ und $0,75$ liegend.

Mit Hilfe von $b_0 = \left(\frac{1}{12} \text{ bis } \frac{1}{15}\right) D_1$ wird j_0 gefunden, auf eine ganze Zahl festgesetzt und damit b_0 und s_0' endgültig bestimmt.

Partiell beaufschlagte Turbinen werden vorteilhaft nur mit Druck- (Aktions)wirkung ausgeführt (vergl. S. 808).

Als Achsialturbinen sind sie selten und werden kaum noch ausgeführt.

2. Radialturbinen.

Hierher gehören das von außen beaufschlagte Tangentialrad, sowie die von innen beaufschlagte Radialturbine mit stehender Welle. Beide Turbinen werden nur noch selten gebaut.

Wesentlich größere Bedeutung besitzt die innen beaufschlagte Radialturbine mit liegender Welle — Schwamkrugturbine. Fig. 768a bis 768d zeigen die Ausführung einer solchen Turbine von J. M. Voith, Heidenheim a. Brenz für die „Anlage Fresser der Gesellschaft Española de Minas“.

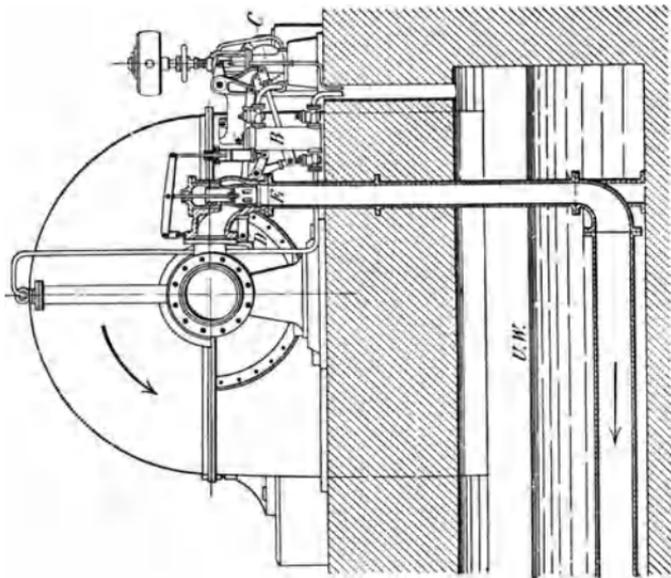


Fig. 768 b.

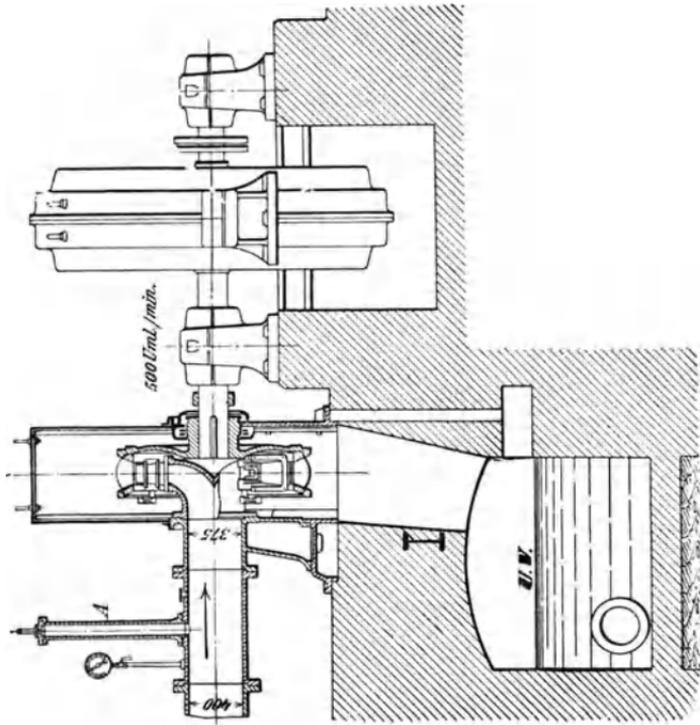


Fig. 768 a.

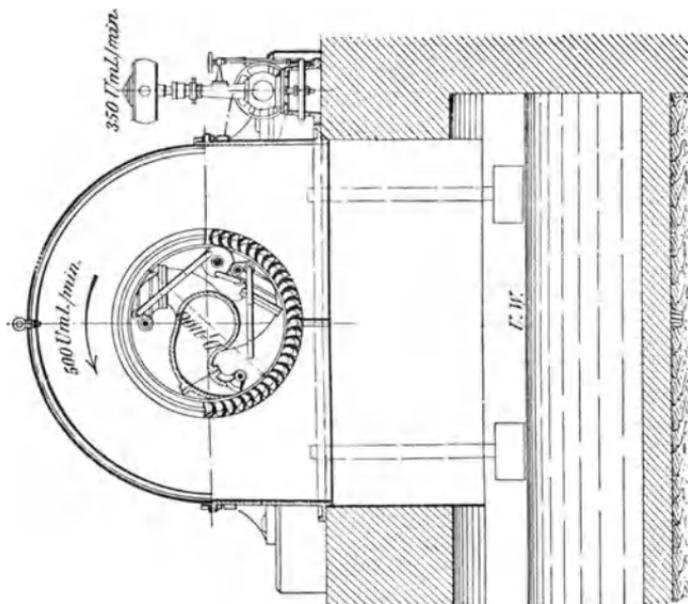


Fig. 768 d.

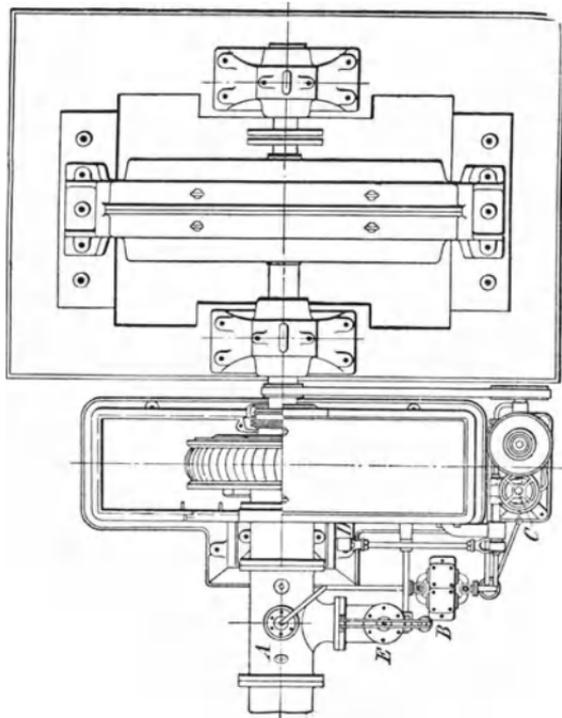


Fig. 768 c.

Für diese Turbine ist ¹⁾

$$H = 205 \text{ m}, Q = 0,514 \text{ cbm}, N = 1050 \text{ PS}_n, n = 500.$$

Mit 1100 mm Laufraddurchmesser folgt

$$u_1 = 28,8 \text{ m} = 0,452 \sqrt{2gH} \text{ oder } u'_1 = 2,00 \text{ m}.$$

Die Wassermenge wird auf drei Mundstücke verteilt.

Die Wassermenge auf 1 m Gefälle und Mundstück ist $Q' = 11,90 \text{ l}$.

Eine von Piccard & Pictet in Genf für die „Walliser Industriegesellschaft in Vernayaz“ konstruierte Turbine zeigt Fig. 769. Die Konstruktionsdaten sind ²⁾:

$$H = 500 \text{ m}, Q = 0,200 \text{ cbm}, N = 1000 \text{ PS}_n, n = 500.$$

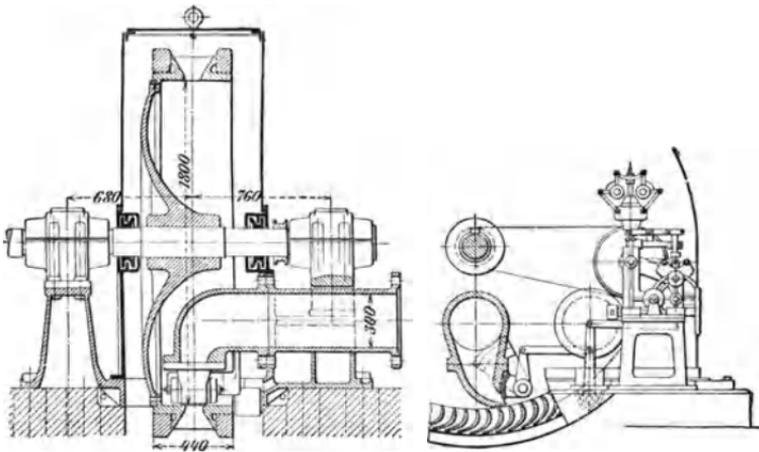


Fig. 769.

Mit 1800 Laufraddurchmesser folgt

$$u_1 = 47,12 = 0,475 \sqrt{2gH} \text{ oder } u'_1 = 2,10 \text{ m}.$$

Die Wassermenge auf 1 m Gefälle ist $Q' = 8,94 \text{ l}$.

Zu beachten ist bei den hohen Geschwindigkeiten die Beanspruchung des Laufradkranzes infolge der Centrifugalkraft; er wird deshalb durch Schrupfringe armiert.

Ferner ist die Zuführung des Wassers zu beachten; dieselbe erfolgt in Fig. 768 central und weist eine Geschwindigkeit auf von

$$c_l = \frac{514}{\frac{3,75^2 \pi}{4}} = 4,65 \text{ m}.$$

¹⁾ C. Schmitthener, „Fortschritte im Turbinenbau“, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1903, S. 893 u. ff.

²⁾ Vergl. die wiederholt genannten Pariser Ausstellungsberichte von F. Prásil und E. Reichel.

Nach Fig. 769 folgt

$$c_l = \frac{200}{\frac{3^2 \pi}{4}} = 2,83 \text{ m.}$$

Die hohe Geschwindigkeit von 4,65 m verursacht bei rascher Regulierung und langer Rohrleitung erhebliche Drucksteigerung in letzterer und Gefährdung derselben; es ist deshalb ein von der Regulierung betätigtes Leerlaufventil *E* (Fig. 768b und 768c) eingeschaltet.

Für Schwamkrugturbinen beträgt $\alpha = 16^\circ$ bis 20° , u_1 nimmt man bis zu $0,42 \sqrt{2gH}$ bezw. $u'_1 = 1,86 \text{ m.}$

3. Peltonräder, Löffelräder¹⁾.

Hierunter sind partiell von außen beaufschlagte Strahltriebwerke mit Schaufeln gemäß Fig. 770 zu verstehen. Der Strahl tritt aus einer Düse

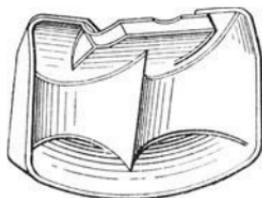


Fig. 770.

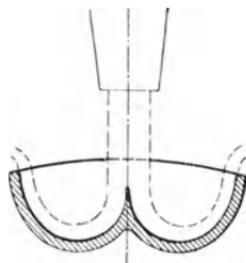


Fig. 771.

von rundem oder rechteckigem Querschnitt gegen die Schaufel und wird durch die Schneiden in zwei seitlich abfließende Teile zerlegt (Fig. 771).

Der Schneidenwinkel $2\beta'$ (Fig. 772) liegt zwischen 20° und 30° .

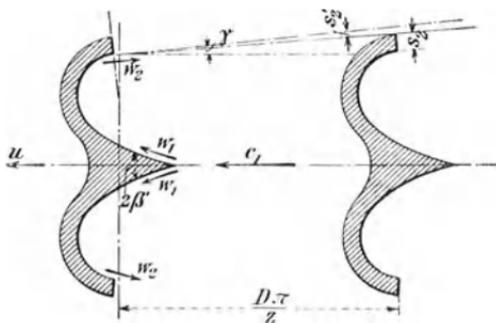


Fig. 772.

Die Geschwindigkeit des aus der Düse tretenden Wassers beträgt

$$c_0 = c_1 = (0,92 \text{ bis } 0,95) \sqrt{2g(H-h)}.$$

¹⁾ Vergl. F. Reuleaux, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1892, S. 1181, 1551 u. ff., sowie 1893, S. 172.

Das Geschwindigkeitsdiagramm für den Fall, daß c_1 in die Richtung von u_1 fällt, die Eintrittsgeschwindigkeit den Eintrittumfang berührt, ist aus Fig. 773 ersichtlich.

Die relative Strahlgeschwindigkeit $c_1 - u_1$ ist zu zerlegen in zwei Komponenten, die relative Geschwindigkeit w_1 längs der Schaufel und die dazu normale, von dem Winkel β' abhängige Komponente, deren Geschwindigkeitshöhe verloren wird. Es folgt

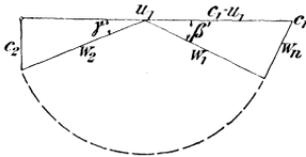


Fig. 773.

$$w_1 = (c_1 - u_1) \cos \beta', \quad w_n = (c_1 - u_1) \sin \beta'.$$

Für den Größtwert $2\beta' = 30^\circ$ und

$$u_1 = \frac{c_1}{2} \text{ folgt}$$

$$\frac{w_n^2}{2g} = \frac{1}{4} \frac{c_1^2}{2g} \sin^2 \beta' = 0,017 \frac{c_1^2}{2g}.$$

Sofern die Bewegung reibungslos erfolgt, ist $w_2 = w_1$ und damit für einen bestimmten Austrittsverlust $\frac{c_2^2}{2g}$ das Diagramm und Winkel γ (Fig. 772) festgelegt. Andererseits ist Winkel γ bei gegebener Teilung dadurch bestimmt, daß sich (Fig. 772) der austretende Strahl von der Dicke s_2' an die folgende Schaufel nicht anlegt.

Bei Formgebung der Schaufel ist darauf zu achten, daß in keinem Punkte ein Loslösen des Strahles von der Schaufelfläche stattfindet; die auf das Wasserteilchen wirkenden Beschleunigungskräfte müssen in ihrer Gesamtheit einen positiven Bahndruck ergeben.

Man geht vom Strahlquerschnitt aus; er beträgt

$$f_0 = \frac{Q}{c_1} = \frac{Q}{0,95 \sqrt{2g(H-h)}}$$

und wird vorteilhaft rechteckig gemacht mit Rücksicht auf die Regulierung, welche durch Änderung von s_0 erfolgt.

Man findet für den Strahlquerschnitt das Verhältnis

$$b_0 = (1 \text{ bis } 2,5) s_0.$$

Der Strahleintritt erfolgt derart, daß dessen Mittel den mittleren Kranzkreis berührt; der Durchmesser des letzteren steht mit der Umlaufzahl im Zusammenhange

$$D \pi n = 60 u,$$

worin

$$u \sim 0,45 \sqrt{2g(H-h)}$$

einsetzen ist.

Eine obere Grenze für u ist durch die Festigkeit des Kranzes oder der Befestigung der Schaufeln mit diesem, gegenüber den Fliehkräften, gezogen.

Die Schaufelteilung ist insofern von den Strahlabmessungen abhängig, als der Strahl die folgende Schaufel eben treffen soll, wenn er die vorhergehende im tiefsten Punkte der Beaufschlagung verläßt. Diese Bedingung führt zu verhältnismäßig großen Teilungen und ist nicht immer zu erfüllen.

Für den Fall, daß der Strahl den mittleren Kreis nicht berührt, ergibt sich das Diagramm nach Fig. 774 folgendermaßen:

Aufzeichnung des Strahlmittels hinsichtlich des im Durchmesser festgesetzten Rades,

Abtragung der halben Strahldicke nach beiden Seiten und Antragung der aus dem Diagramm sich ergebenden Richtung von w_1' und w_1 .

Die Erzeugende der Schaufel (Eintrittskante) soll möglichst senkrecht zur Richtung von w'_1 stehen, wogegen die Austrittskante radial steht. Ihre Länge ist bestimmt durch die Austrittsgeschwindigkeit, für welche gesetzt wird

$$\frac{c_2^2}{2g} = (0,02 \text{ bis } 0,03) \sqrt{2g(H-l)};$$

sie beträgt

$$b_2 \sim (3 \text{ bis } 3,5) \frac{b_0}{2}.$$

Die Schaufeltiefe wird (4 bis 6) s_0 gemacht.

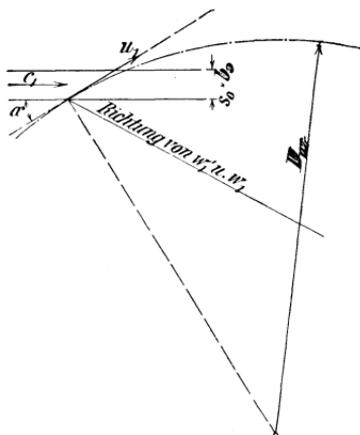


Fig. 774 a.

Zur Verzeichnung der Schaufeln nimmt man (Fig. 775 und 776 für Löffelräder) gleichmäßige Ausbreitung des Strahles an; man verzeichnet die Wasserfäden im Grundriß senkrecht zur Austrittskante endigend, für welche je der halbe Umfang anzunehmen ist.

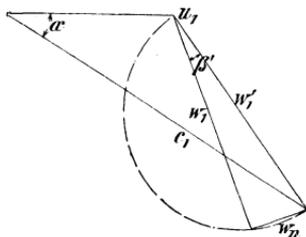


Fig. 774 b.

Bei größerer zu verarbeitender Wassermenge ordnet man mehrere Düsen hintereinander an oder spart die Schaufeln für den Strahl aus (Fig. 775)¹⁾.

Ein Löffelrad, Konstruktion der A.-G. der Maschinenfabriken von Escher Wyss & Cie. in Zürich, ist in Fig. 776 dargestellt²⁾.

Der eingebaute Schirm dient zur Abfangung des austretenden Wassers und Ableitung seitlich der Schaufeln.

Die Regulierung der Aktions- oder Freistrahlturbine entspricht im Falle der achsialen Anordnung derjenigen der Überdruckturbine; die dort gemachten Ausführungen treffen auch hier zu, die Regulierarbeit ist verhältnismäßig groß und mit selbsttätigem Regulator nur in seltenen Fällen zu ermöglichen. Wesentlich günstiger liegen diese Verhältnisse bei den Schwamkrugturbinen, Löffel- und Peltonrädern.

¹⁾ Engineering 1903, S. 401 u. f. Der Aufsatz gibt einen interessanten Überblick über die Entwicklung der Peltonräder und einige damit gemachter Erfahrungen.

²⁾ F. Prásil, „Die Turbinen und deren Regulatoren auf der Schweizerischen Landesausstellung in Genf 1896“. Sonderabdruck aus der Schweizerischen Bauzeitung, Bd. XXVIII, Nr. 20 bis 26.

Bezüglich Einzelheiten der Regulierung wie dieser Turbinen selbst, sei auf Fig. 768, 769 und 776 und die im Anschluß hieran genannten Quellen verwiesen. Ferner sei noch erwähnt:

J. J. Reifer, „Die 1000 pferdige Hochdruckturbine in Terni, ausgeführt von J. J. Rieter & Cie. in Winterthur“. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1887, S. 405.

„Turbinenanlage der Zementfabrik und Zwirnerei in Weizen, ausgeführt von der Fürstl. Fürstenbergischen Maschinenfabrik Immendingen“. Ebendasselbst 1893, S. 1533 und ff.¹⁾.

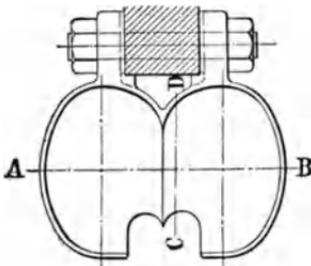


Fig. 775a.

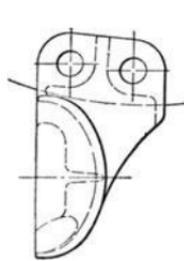


Fig. 775b.

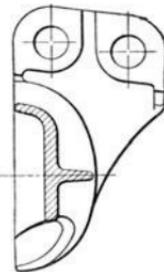
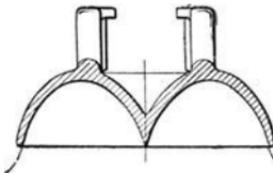
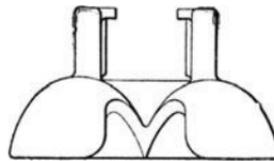
Schnitt C — D.
Fig. 775c.Schnitt A — B.
Fig. 775d.

Fig. 775e.

J. Fr. Hey, „Die Turbinen auf der Schweizerischen Landesausstellung in Genf 1896“. Ebendasselbst 1896, S. 1005.

A. Pfarr, „Neuere Turbinenanlagen, ausgeführt von der Maschinenfabrik J. M. Voith in Heidenheim a. Brenz“.

„Schwammkrugturbine für das Elektrizitätswerk Kapstadt“. Ebendasselbst 1897, S. 1792.

¹⁾ Vergl. die hieran wie an eine andere Anlage sich knüpfenden Auseinandersetzungen, Turbinenbremsung betr., in Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1894, S. 146, 367, 776 bezw. 1894, S. 54, 207, 594 und 776.

Über Turbinenregulatoren bezw. Regulierung vergl.

A. Pfarr, „Regulierung und Regulatoren“, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1891, S. 891 u. ff.,

A. Houkowsky, „Die Regulierung der Turbinen“, ebendasselbst 1896, S. 839 u. ff.,

A. Pfarr, „Der Reguliervorgang bei Turbinen mit indirekt wirkendem Regulator“, ebendasselbst 1899, S. 1553 u. ff.,

C. Schmitthener, „Fortschritte im Turbinenbau“, ebendasselbst 1903, S. 841 u. ff.,

sowie die wiederholt genannten Berichte über die Ausstellungen in Genf und Paris.

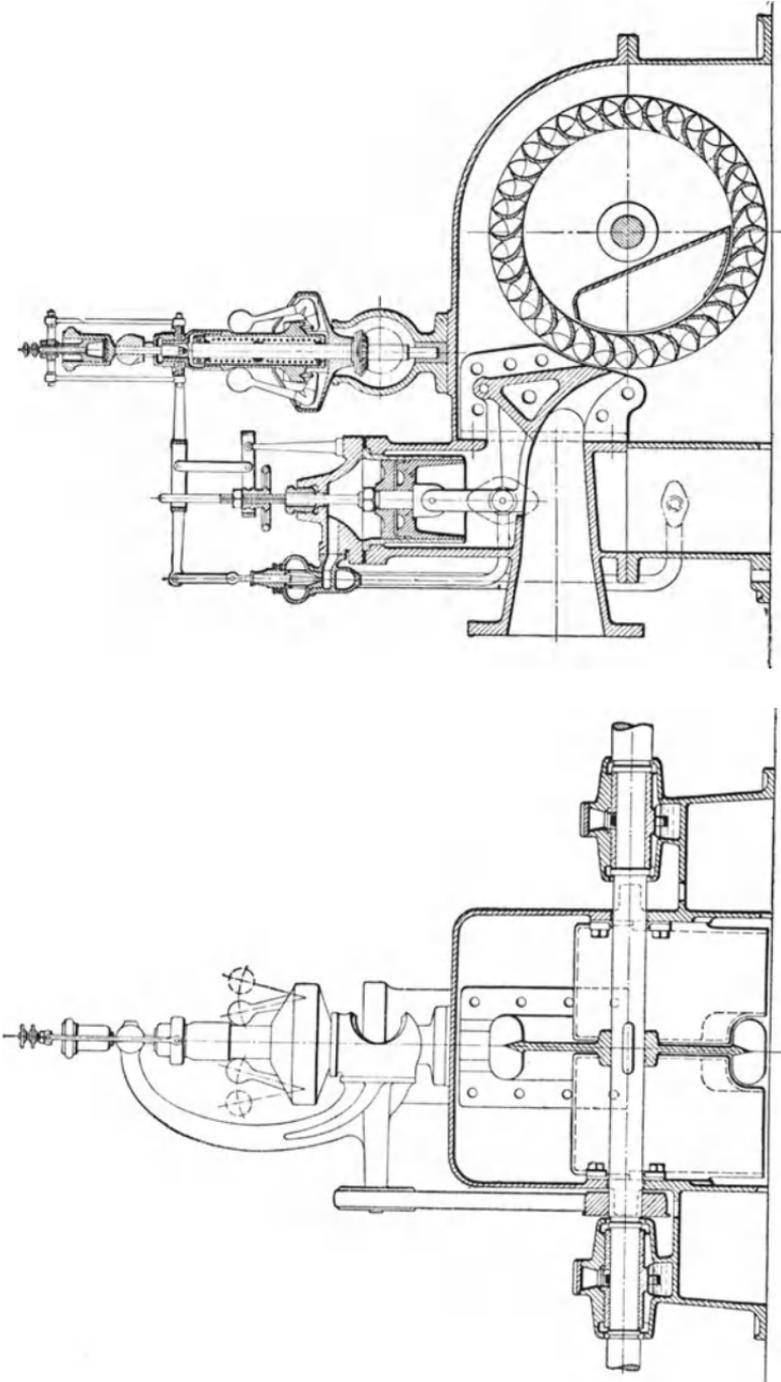


Fig. 776.

c) Untersuchung der Wasserkraftmaschinen, insbesondere der Turbinen¹⁾.

Es ist zu bestimmen die absolute (theoretische) Leistung $N_a = \frac{1000 Q H_n}{75}$ PS, die nutzbare (effektive) Leistung N_n und das Verhältnis beider, der Wirkungsgrad (Nutzeffekt) $\eta = \frac{N_n}{N_a} = \frac{75 N_n}{1000 Q H_n}$.

Außerdem kann noch die Feststellung der Schwankungen in den Umlaufzahlen bei Be- bzw. Entlastung der Kraftmaschine notwendig werden, wenn dieselbe regulierbar ist.

Bestimmung von N_a .

1. Gefällbestimmung. Als Gefälle H_n ist der Wasserspiegelnhöhenunterschied am Motor einzusetzen, event. berichtigt um den Unterschied der Geschwindigkeitshöhen des zu- und abfließenden Wassers in den durch die Höhenpunkte bestimmten Profilen. Sind die Geschwindigkeiten nur wenig verschieden, so genügt die Feststellung des Unterschiedes der Wasserspiegelnhöhen durch Einnivellieren zweier Fixpunkte, auf welche die Wasserspiegel bezogen werden. Es geschieht dies durch Messen vom Fixpunkt bis zum Wasserspiegel mittels eines denselben von oben berührenden Maßstabes oder einer von unten auftauchenden Spitze, welche am anderen abgebogenen Ende mit Zeiger versehen ist, oder mittels Schwimmers in einem Gehäuse samt Zeiger.

2. Wassermessung²⁾. Mittels Überfalles. Der Graben wird auf seine ganze Breite durch eine Holzwand abgeschlagen, so daß die gesamte Wassermenge über dieselbe auf ganzer Breite fällt (unvollständiger Überfall) oder durch eine in der Wand angebrachte, bis über den Wasserspiegel reichende Öffnung entweicht (vollständiger Überfall, solcher mit Seitenkontraktion, wenn die Überfallbreite gering ist gegenüber der Grabenbreite). Vergl. S. 760.

Damit das gesamte Wasser überfällt, muß die Wand allseitig abgedichtet sein.

Die überfließende Wassermenge ist allgemein

$$Q = \mu b h \sqrt{2 g h},$$

worin

b die Überfallbreite in m,

h die Überfallhöhe in m,

μ einen durch Versuche zu bestimmenden Ausflußkoeffizienten bezeichnet; von Einfluß auf denselben ist die Überfallhöhe, die Höhenlage der Überfallkante über Gerinneboden oder Grabensohle, bei vollständigen Überfällen außerdem noch die Breite des Überfalles und die des Zulaufgerinnes (vergl. oben). Letztere Einflüsse machen sich bei unvollständigen Überfällen nur bei geringen Breiten geltend, daher unvollständige Überfälle für Wassermessungen sich besonders eignen. Zur Erzielung von Kontraktion werden die Überfallkanten wasserwärts zugespitzt. Der Wasserspiegel senkt sich nach der Überfall-

¹⁾ C. Schmitthener, „Das Bremsen der Turbinen“, Dinglers polytechnisches Journal 1899, Bd. 314, Heft 1 und 2.

²⁾ W. Hansen, „Bestimmung von Wassermengen mittels Überfälle ohne Seitenkontraktion“, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1892, S. 1057 u. ff.

wand hin ab, daher die Überfallhöhe in 1,50 bis 2,00 m Abstand von der Überfallkante wasseraufwärts zu messen ist.

Während bei Überfällen mit Seitenkontraktion die Luft ungehindert unter den überfallenden Strahl treten kann, so daß derselbe auf seiner unteren Seite gleichfalls kontrahiert wird, ist dies bei solchen ohne Seitenkontraktion nicht der Fall; es muß Luft zugeführt werden, andernfalls sich der Strahl an die Überfallwand anlegt. Mit gehinderter Kontraktion ist aber Vergrößerung der Überfallmenge verknüpft.

Die Feststellung der Überfallhöhe hinsichtlich eines einnivellierten Fixpunktes erfolgt sinngemäß in oben ausgeführter Weise; die Überfallkante ist gleichfalls einzunivellieren.

Zur Beruhigung des aus der Turbine austretenden, zu messenden Wassers werden jalousieartige Roste eingebaut, welche wenig Widerstand bieten dürfen

Die Überfälle ohne Seitenkontraktion bedingen genau rechteckiges Grabenprofil mit möglichst glatten Wänden; dann kann man nach Versuchen von Hansen (a. a. O.) setzen für Überfallhöhen zwischen 82 und 291 mm und sehr wahrscheinlich auch noch darüber

$$\mu = \frac{0,41137}{1 - 0,35815 \sqrt{h^3}}$$

Die Höhe der Überfallkante über Gerinnesohle betrug bei dessen Versuchen 514 mm.

Die Hansenschen Ergebnisse decken sich mit denen von Bazin¹⁾ nicht, welche durchgängig größere Ausflußkoeffizienten ergeben, also unter sonst gleichen Umständen den Wirkungsgrad der Kraftanlage schlechter erscheinen lassen.

Schließlich liegen noch für unvollständige Überfälle Beobachtungen von Frese vor²⁾; hiernach ist mit t als Wassertiefe

$$Q = \frac{2}{3} \left(0,615 + \frac{0,0021}{h} \right) \left[1 + 0,55 \left(\frac{h}{t} \right)^2 \right] b h \sqrt{2gh},$$

also

$$\mu = \frac{2}{3} \left(0,615 + \frac{0,0021}{h} \right) \left[1 + 0,55 \left(\frac{h}{t} \right)^2 \right].$$

Die mit vollständigen Überfällen erzielten Resultate hat Braschmann zusammengefaßt in den Ausdruck

$$Q = \left(0,3838 + 0,0386 \frac{b}{B} + 0,00052 \frac{1}{h} \right) b h \sqrt{2gh},$$

welcher sich, da hierin $\frac{h}{t} = \frac{\text{Überfallhöhe}}{\text{Wassertiefe}}$ nicht vorkommt, versteht in

den Grenzen $\frac{h}{t} < \frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{5}$.

Überfallmessungen sind nur möglich bei nicht zu großer Wassermenge und genügendem Gefälle, welches für die Turbine um die Summe

¹⁾ M. H. Bazin, „Annales des ponts et chaussées“, Oktober 1888. Auszug von Dr. K. Keller, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1889, S. 513 u. ff. Außerdem a. a. O. 1890, S. 880 für besondere Überfallwände.

²⁾ F. Frese, „Versuche über den Abfluß des Wassers bei vollkommenen Überfällen“, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1890, S. 1285 u. ff.

aus Höhe der Überfallkante über Unterwasserspiegel und Überfallhöhe vermindert wird.

In anderen Fällen oder wenn der Einbau der Überfallwand un-
tunlich ist, greift man zur Flügelmessung. Für diese ist ein
geeignetes Meßprofil von regelmäßiger Form mit möglichst paralleler
Wasserführung zu suchen, event. ist dasselbe durch Einbau paralleler

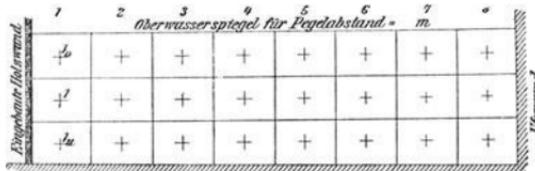


Fig. 777.

und abgedichteter Wände herzustellen. Das Profil ist auszumessen und
in Felder einzuteilen (Fig. 777), in deren Mitten die Wassergeschwindig-
keit durch den hydrometrischen (Woltmannschen) Flügel
bestimmt wird mit Hilfe der durch Versuche gewonnenen Flügel-
gleichung¹⁾.

Diese lautet entweder

$$c = a + b n$$

oder

$$c = a n + \sqrt{b + d n^2},$$

worin n die Umlaufzahl, a , b und d Konstanten, sog. Flügelkonstanten
bezeichnen.

Die Flügel besitzen entweder Zählwerk für die Umdrehungen,
welches innerhalb einer bestimmten Zeit eingeschaltet wird, oder sie

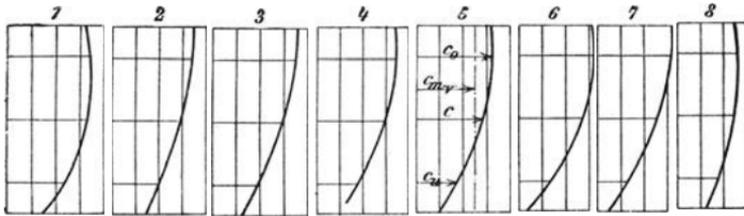


Fig. 778.

sind mit elektrischer Zeichengebung nach 50 oder 100 Umdrehungen
ausgestattet, in welchem Falle die hierzu erforderliche Zeit fest-
zustellen ist.

Die in den einzelnen Punkten der Vertikalprofile ermittelten Ge-
schwindigkeiten werden graphisch aufgetragen (Fig. 778); man erhält

¹⁾ Dr. M. Schmidt, „Gleichung des Woltmannschen Flügels“, Zeitschrift des
Vereines deutscher Ingenieure 1895, S. 917 u. ff., ebendasselbst 1903, S. 1698 u. ff.
und Mitteilungen über Forschungsarbeiten, Heft 11, Berlin 1903, Julius Springer.

²⁾ Vergl. die genannte Quelle: A. Pfarr, Bremsergebnisse u. s. w., S. 861.

die Geschwindigkeitskurven in den einzelnen Vertikalprofilen — die obersten und untersten Kurventeile sind zu schätzen — und aus diesen die Geschwindigkeitskurve in den Horizontalprofilen (Fig. 779).

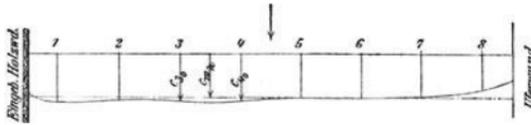


Fig. 779.

Die mittlere Profilgeschwindigkeit folgt zu

$$c_{mv} = \frac{\int c dt}{t} \text{ bzw. } c_{mh} = \frac{\int c db}{b},$$

worin t die Tiefe, b die Breite des betreffenden Profiles bezeichnet.

Die tatsächliche mittlere Wassergeschwindigkeit folgt genügend genau als

$$c = \frac{\int c_{mv} db}{b} \text{ oder } c = \frac{\int c_{mh} dt}{t}$$

oder als das arithmetische Mittel aller mittleren Profilgeschwindigkeiten; im Falle schräger Kanalwände empfiehlt es sich, von den mittleren Horizontalgeschwindigkeiten auszugehen.

Die Ausdrücke $\int c dt$ bzw. $\int c db$ werden durch Planimetrieren bestimmt.

Das Näherungsverfahren von Prof. Teichmann (Teichmannsche Methode), Fig. 780, ermittelt die Geschwindigkeit in acht bestimmten Punkten des Kanalprofils und rechnet als tatsächliche mittlere Geschwindigkeit mit dem arithmetischen Mittel aller acht Einzelbeobachtungen.

Das Verfahren beachtet die Grabenabmessungen nur nach Maßgabe der von denselben abhängigen Lage der einzelnen Punkte und scheint im Vergleich zu anderen Messungen etwas zu kleine Werte zu liefern.

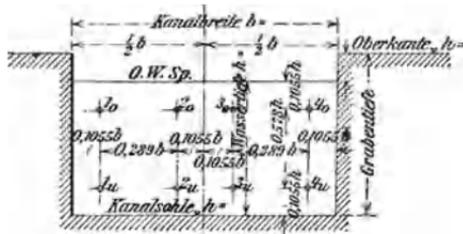


Fig. 780.

Bezüglich ausgeführter Wassermessungen vergl. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure:

- 1886, S. 47 u. ff., P. Roch, „James B. Francis' neueste Versuche mit einer Humphrey-Turbine und mit unvollkommenen Überfällen“;
- 1886, S. 781 u. ff., M. Schröter, „Die Jonvalturbinen der Zwirnerei und Nähfadefabrik Göggingen“;
- 1892, S. 797 u. ff., A. Pfarr, „Bremsergebnisse an radialen Reaktionsturbinen“;

1902, S. 845 u. ff., A. Pfarr, „Bremsversuche an einer New American-Turbine“ und S. 1780 C. Herschel über den gleichen Gegenstand; 1903, S. 639 u. ff., A. Pfarr, „Bremsversuche an einer Radialturbine, gebaut von der Maschinenfabrik Briegleb Hansen & Cie. in Gotha“.

Wassermessungen mittels Schwimmer u. dergl. sind ungenau und kommen nicht in Betracht.

Bestimmung von N_n .

Die Feststellung der effektiven Leistung erfolgt durch Bremsung¹⁾. Der Bremszaum (Pronysche Zaum) wird gegen den Umfang einer Brems Scheibe gepreßt; die Umfangsreibung würde Rotation des Zaumes im Sinne der Scheibendrehung verursachen, wenn nicht ein gleich großes Moment entgegenwirken würde. Dieses ergibt sich aus dem nutzbaren Wagedruck P des Bremshebels und dem zugehörigen Hebelarm R . Es ist also

treibendes Moment = Reibungsmoment am Scheibenumfang = Moment des Wagedruckes.

Ist

M das zu bremsende und durch den Wagedruck bestimmte Moment,
 n die minutliche Umlaufzahl,

so gilt

$$N_n = \frac{M \omega}{75} = \frac{M \pi n}{30 \cdot 75} = \frac{\pi n}{30 \cdot 75} P R = \frac{1}{716,2} P R.$$

Unveränderlichkeit des Reibungsmomentes M unter sonst gleichen Verhältnissen bedingt konstantes R ²⁾; der Stützpunkt des Bremshebels auf der Wage und das Brems Scheibenmittel liegen in einer wagerechten Ebene, andernfalls ändert sich R bei den nicht zu vermeidenden Schwingungen. Falls der Hebel nicht drückt, wird die Bremsbelastung P an einem zum Brems Scheibenmittel konzentrischen Segment aufgehängt (Fig. 785).

Das Reibungsmoment $M = PR$ hängt ab vom Reibungskoeffizienten, welcher sich mit der spezifischen Pressung in der Reibfläche, Geschwindigkeit, Temperatur und dem verwendeten Schmiermittel ändert, daher die Anspannung der Bremse derart reguliert werden muß, daß der Bremshebel nur wenig um seine Mittellage schwingt. Die Regulierung ist um so leichter, je gleichförmiger die Geschwindigkeit des Scheibenumfanges ist; steigende Geschwindigkeit nimmt den Hebel im Sinne der Drehung mit, weshalb Entspannung erforderlich wird, und umgekehrt. Außerdem ist die Regulierung um so bequemer, je vollkommener die Kreiszylinderform der Brems Scheibe ist; dies gilt besonders von geteilten Scheiben. Die mit letzteren verknüpften Pressungsänderungen werden durch elastische Unterlagen der Spannvorrichtung (Fig. 783) gemildert.

Die Reibungsarbeit wird größtenteils in Wärme umgesetzt, deren Abführung durch Kühlwasser erfolgt. Bei vereiniger Kühlung und Schmierung durch Wasser wird unter Umständen infolge unregelmäßigen Zuflusses oder Änderung des Reibungskoeffizienten (Verdampfung des

¹⁾ E. Brauer, „Neuere Bremsdynamometer“, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1881, S. 318 u. ff., sowie 1888, S. 56 u. ff.

²⁾ R. Kablitz, „Über Benutzung des Pronyschen Zaumes“, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1893, S. 1327.

Wassers) die Regulierung schwierig, weshalb Schmierung und Kühlung getrennt wird, erstere am äußeren Umfang durch Öl, letztere innen durch Wasser (Fig. 781). Die Fähigkeit, Wärme abzugeben, sucht man durch Anordnung von Rippen zu erhöhen (Fig. 781, punktiert gezeichnet). Durchmesser und Mindestumlaufzahl stehen bei lotrecht rotierenden Scheiben mit innerer Kühlung im Zusammenhang gemäß der Forderung, daß das Kühlwasser vom Umfange sich nicht löst, d. h.

$$m g \leq m r \omega^2 \text{ oder } r \geq \frac{900}{n^2}.$$

Konstanter Wasserzufluß wird durch Anschluß der Kühlleitung an ein hochstehendes, beständig überlaufendes Gefäß (konstante Druckhöhe) erreicht.

Die über die für bestimmte Verhältnisse (N_n und n) erforderlichen Abmessungen der Brems Scheibe anzutreffenden Angaben sind vielfach widersprechend; es hängt dies offenbar u. a. mit der Veränderlichkeit des Reibungskoeffizienten zusammen. Wichtig ist gute Wärmeableitung und Fernhaltung von Deformationen, welche die spezifische Pressung und damit Schmierung beeinflussen. Bremsen mit Ölschmierung pendeln zufolge geringerer Veränderlichkeit des Flüssigkeitszustandes weniger.

Die Übertragung der für Zapfen ermittelten Ergebnisse auf Brems Scheiben liefert nach C. v. Bach (vergl. S. 182).

$$b d \geq \frac{75 N_n}{A_z},$$

worin

$$\begin{aligned} A_z &= 2,5 \text{ bei Wasserkühlung,} \\ A_z &\text{ bis } 0,5 \text{ bei Luftkühlung und} \\ &b \text{ sowie } d \text{ in cm} \end{aligned}$$

einsetzen sind; bei großen Geschwindigkeiten darf erforderlichenfalls bis auf das Doppelte gegangen werden.

Mit b und d in m folgt für $A_z = 2,5$

$$b d \geq \frac{N_n}{333}.$$

Radinger gibt an $b d = \frac{N_n}{300}$. Prof. Thurston hat 500 PS_n bei

100 Umdrehungen mittels einer Scheibe von $5' = 1520$ mm Durchmesser und $2' = 610$ mm Breite abgebremst, also auf 1 qm Reibfläche 172 PS_n

oder auf 1 qm Projektion 540 PS_n; demnach wäre also hier $b d = \frac{N_n}{540}$.

Die Gasmotorenfabrik Deutz bremste mit einer Scheibe von 600 mm Durchmesser und 210 mm Breite mit innerer Wasserkühlung

bei glattem Innumfang 60 PS_n; dem entspricht $b d = \frac{N_n}{476}$.

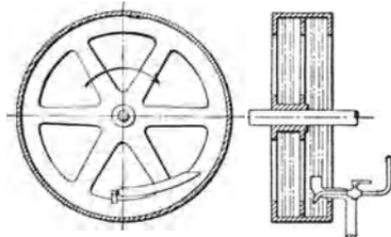


Fig. 781.

Mit der in Fig. 782 dargestellten Bremse wurden gebremst¹⁾
 $N = 250 \text{ PS}_n$ bei $n = 46 \text{ Uml./min.}$ (Göggingen, S. 806, Fußbemerkt.)
 und
 $N = 465 \text{ PS}_n$ bei $n = 72 \text{ Uml./min.}$ (Olching, S. 810, Fußbemerkt.)
 Es folgt für diese Daten

$$bd = \frac{N_n}{206} \text{ bei } u = 5,3 \text{ m bezw. } bd = \frac{N_n}{385} \text{ bei } u = 8,3 \text{ m.}$$

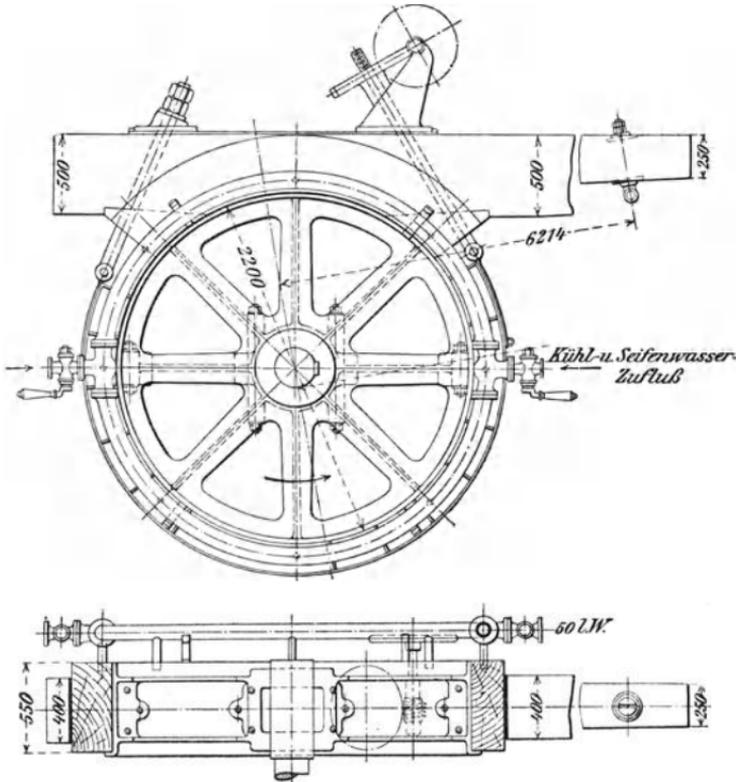


Fig. 782.

Fig. 783 zeigt den Bremsraum im Ingenieur-Laboratorium der Technischen Hochschule Stuttgart.

Über selbsttätig sich regulierende Bremsen s. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1900, S. 241.

Es scheint, daß diese Bremsen für kleine Leistungen befriedigend arbeiten, für mittlere und größere dagegen die Erfahrungen für richtige Abmessungen erst noch zu machen sind.

¹⁾ Bremsraum der Maschinenfabrik Augsburg. Die Bremsung erfolgte direkt auf der Turbinenwelle; der Hebel spielte in einer wagerechten Ebene.

Der gesamte Wagedruck setzt sich zusammen aus dem nutzbaren P und dem auf den Stützpunkt entfallenden Hebelgewicht. Die Bestimmung desselben hat streng genommen vor und nach dem Versuch zu erfolgen, ebenso die der nutzbaren Bremshebellänge R .

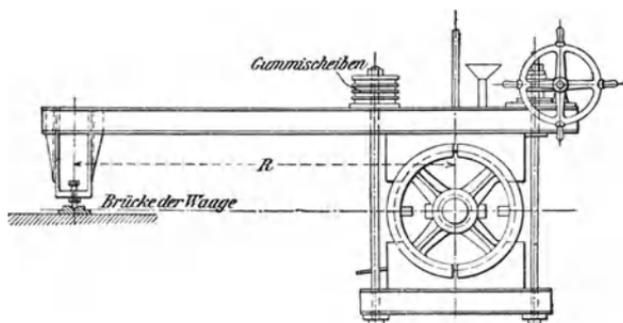


Fig. 783.

Erstere, die Tarierung des Bremshebels, geschieht durch Anheben und Stützen des Bremshebels mittels eines auf der Bremscheibe, vertikal über dem Wellenmittel liegenden Dreikanteisens derart, daß eine vor dem Anheben auf dem Bremsklotz angerissene, durch das Wellenmittel gehende Vertikale nach dem Anheben durch den Stützpunkt und das Wellenmittel geht. Oder man spannt die Bremse auf der losgekeilten und mittels Dornes und Schienen gestützten Scheibe fest und bestimmt die Tara; die einspielende Brücke der Waage geht in ihrer Verlängerung durch die Wellenachse, oder, was dasselbe ist, der Bremshebel liegt horizontal; in gleicher Lage muß er sich während des Bremsens befinden.

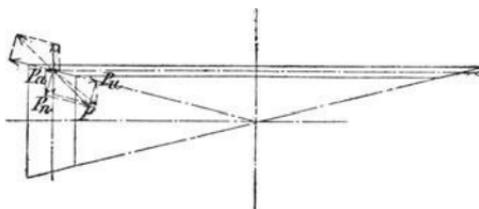


Fig. 784.

Am sichersten wird die Leistung durch Bremsung auf der Turbinenwelle festgestellt; der Verlust infolge Mehrbelastung durch den Bremsraum ist der Turbine gut zu schreiben. Bei Turbinen mit liegender Welle ist direkte Bremsung meist möglich, nicht immer aber bei solchen mit stehender Welle. In diesem Falle wird auf der Vorgelegewelle gebremst und es sind die Verluste in den einzelnen Getrieben der Turbine gut zu bringen.

Es sei die nutzbare Turbinenleistung = N_t .

Die der vermehrten Spurzapfenreibung infolge Radgewichtes entsprechende Leistung ist

$$N_r = \mu G \frac{r_1 + r_2}{2} \frac{\omega}{75};$$

die der Halslagerreibung infolge Zahndruckes (Fig. 784) entsprechende ist

$$N_z = \frac{4}{\pi} \mu' P_u r' \frac{\omega}{75}.$$

Streng genommen ist dieselbe wegen der im allgemeinen geneigten Richtung des Zahndruckes etwas größer, die Spurzapfenreibung infolge Entlastung durch letzteren etwas kleiner; der Unterschied werde vernachlässigt. Abgesehen hiervon wird meistens der Zahndruck P nicht direkt vom Halslager aufgefangen, sondern bedingt noch eine weitere Wellenführung, mit welcher Reibungsverluste verknüpft sind.

Die Bremsleistung sei N_b .

Die der Lagerreibung, herrührend vom Gewicht der rotierenden Teile, entsprechende Leistung sei

$$N_l = \frac{4}{\pi} \mu_1 G_1 r_1 \frac{\omega_1}{75}.$$

Bei absolut genauer Rechnung müßten die Lagerdrücke und mit denselben

$$N_l = N_{l_1} + N_{l_2} + \dots$$

bestimmt werden.

Mit Rücksicht auf die Unsicherheit von μ_1 genügt die Einführung eines mittleren Halbmessers und Annahme der Übertragung von G_1 durch ein entsprechendes Lager.

Die dem Zahndruck entsprechende Leistung infolge Lagerreibung ist

$$N'_z = \frac{4}{\pi} \mu'_1 P_u r \frac{\omega_1}{75},$$

worin für r der Halbmesser des nächsten Lagers eingeführt werde. Die Vermehrung der Lagerreibung durch die Komponente des Zahndruckes werde vernachlässigt; dagegen kann die achsiale Komponente Bedeutung erlangen. Die entsprechende Leistung infolge der Bundreibung beträgt mit dem Mittelwert P_a

$$N_{za} = \mu''_1 P_a \frac{r' + r''}{2} \frac{\omega_1}{75}.$$

Die mit G_1 und P_u verknüpften Verlustleistungen sind nach dem Parallelogramm zusammzusetzen; es folgt dann der Zahndruck aus

$$N_b + \sqrt{N_l^2 + \left(P_u \frac{4}{\pi} \mu'_1 r \frac{\omega_1}{75}\right)^2} + P_a \mu''_1 \frac{r' + r''}{2} \frac{\omega_1}{75} = P_u \frac{R_1 \omega_1}{75}.$$

Hieraus folgt, da der Zusammenhang von P_a mit P_u durch die Räder gegeben ist, P_u und damit auch N_z .

Der verhältnismäßige Verlust infolge Zahnreibung ist angenähert nach C. v. Bach

$$\mathfrak{B} = \pi \mu \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \frac{\tau}{2},$$

worin bezeichnet

z_1, z_2 die Zähnezahlen,

τ die Eingriffdauer (vergl. S. 91).

Es folgt somit

$$N_b + \sqrt{N_l^2 + (N'_z)^2} + N_{za} = (1 - \mathfrak{B})(N_t - N_r - N_z)$$

und die Turbinenleistung

$$N_t = \frac{N_b + \sqrt{N_l^2 + (N'_z)^2} + N_{za}}{1 - \mathfrak{B}} + N_r + N_z.$$

Streng genommen ist bei Berechnung von \mathfrak{B} statt

$$\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \text{ zu setzen } \sqrt{\frac{1}{z_1^2} + \frac{1}{z_2^2}},$$

sofern der Achsenwinkel 90° beträgt.

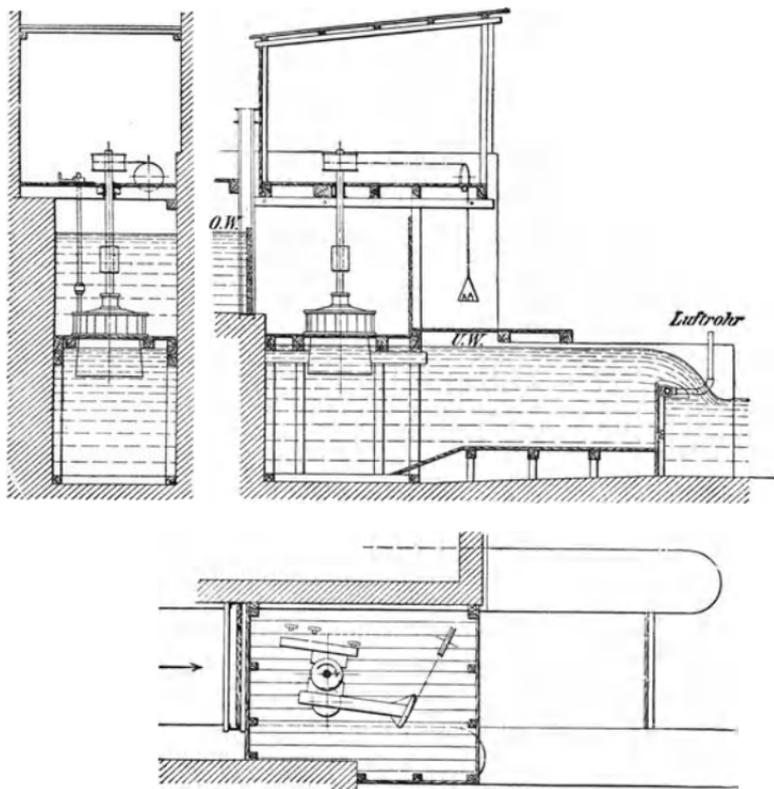


Fig. 785.

In vielen Fällen wird es genügen, zu rechnen

$$\sqrt{N_l^2 + (N_z')^2} + N_{zu} \sim N_l + N_z',$$

d. h. die Leistungen infolge Lagerreibung werden addiert und diejenigen infolge Achsialschubes vernachlässigt.

Streng genommen ist noch die Luftreibung zu berücksichtigen, für welche zuverlässige Grundlagen zurzeit noch fehlen.

Koeffizienten.

Für Ringschmierlager mit Weißmetallausguß darf gesetzt werden

$$\mu = \frac{1}{40}$$

Für gewöhnliche und weniger gut gewartete Lager $\mu = \frac{1}{20}$ bis $\frac{1}{15}$.

Für die Spurzapfenreibung ist etwa $\mu = \frac{1}{25}$ bis $\frac{1}{40}$.

Der Zahnreibungskoeffizient bei genau bearbeiteten und geschmierten Holz-Eisenzähnen $\mu = 0,075$ bis $0,10$, für roh laufende Räder kann er betragen bis $\mu = 0,3$.

Eine Versuchsanordnung von J. M. Voith, Heidenheim a. Brenz, mit direkter Bremsung der vertikalen Turbinenwelle und eingebautem Überfall zeigt Fig. 785¹⁾.

Turbinen können mit jeder Umdrehungszahl laufen zwischen 0 und einer maximalen, welche theoretisch das Doppelte der normalen ist, d. i. derjenigen, welche dem gerade vorliegenden Gefälle entspricht, das das der Konstruktion zugrunde gelegte Geschwindigkeitsdiagramm erfüllt.

Wegen der Reibung im Wasser sowie in den Lagern der Turbinenwellen ist die größte Umlaufzahl etwa das 1,8 fache der normalen.

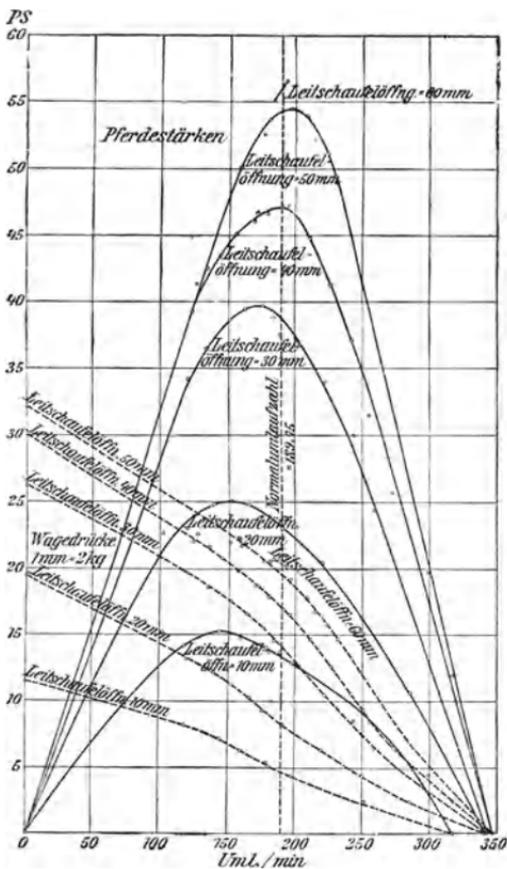


Fig. 786.

Jeder Geschwindigkeit entspricht eine ganz bestimmte Bremsbelastung, Turbinenleistung, Wassermenge und Nutzeffekt. Die Auf-

¹⁾ C. Schmitthener, „Fortschritte im Turbinenbau“, Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1903, S. 841, welche Abhandlung besonders der Beachtung empfohlen sei.

tragung dieser Beobachtungen bzw. Ergebnisse liefert Kurven nach Art derjenigen in Fig. 786, welche einer von J. M. Voith, Heidenheim a. Brenz, ausgeführten Francisturbine gemäß Fig. 728 entsprechen ¹⁾.

Die Versuche sind auch auf verschiedene Beaufschlagungen auszuweiten (Fig. 786). Die hierbei für die normale Umlaufzahl sich ergebenden maximalen Leistungen und Nutzeffekte obiger Turbine zeigt Fig. 787. Insbesondere ist zu ersehen, daß die Wirkungsgrade erst zwischen $\frac{1}{2}$ und $\frac{1}{3}$ Beaufschlagung rascher abnehmen.

Nach Früherem ändert sich die Umlaufzahl proportional \sqrt{H} ; einem kleineren Gefälle entspricht eine geringere Normalumlaufzahl. Soll die Turbine unter allen Umständen die ihr zugrunde gelegte, dem normalen Gefälle entsprechende Umlaufzahl beibehalten, so läuft bei abnehmendem Gefälle die Turbine relativ zu schnell, bei zunehmendem relativ zu langsam. Damit ändern sich Schluckfähigkeit und Wirkungsgrad und damit die Leistung gegenüber der dem jeweiligen Gefälle entsprechenden normalen Umlaufzahl.

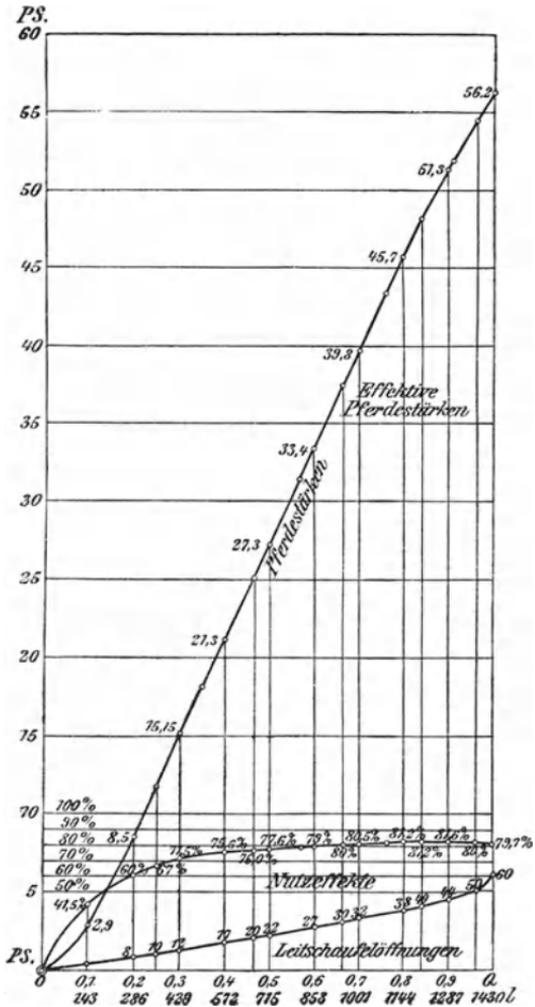


Fig. 787.

Fig. 788 bringt diese Verhältnisse für eine Voith'sche Francisturbine gemäß Fig. 729 zum Ausdruck.

¹⁾ Vergl. A. Pfarr, „Bremsergebnisse an den radialen Reaktionsturbinen“. Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1892, S. 797 u. ff.

Über die theoretische Untersuchung dieser Verhältnisse sei verwiesen auf

C. v. Bach, „Die Wasserräder“, S. 76 u. ff.

Dr. Gustav Zeuner, „Vorlesungen über Theorie der Turbine“, S. 190 u. ff.

Enno Heidebroek, „Vergleichende Untersuchungen über die hydraulischen Eigenschaften der Überdruckturbinen“, Dinglers polytechnisches Journal 1892, Bd. 317, Heft 1 bis 3.

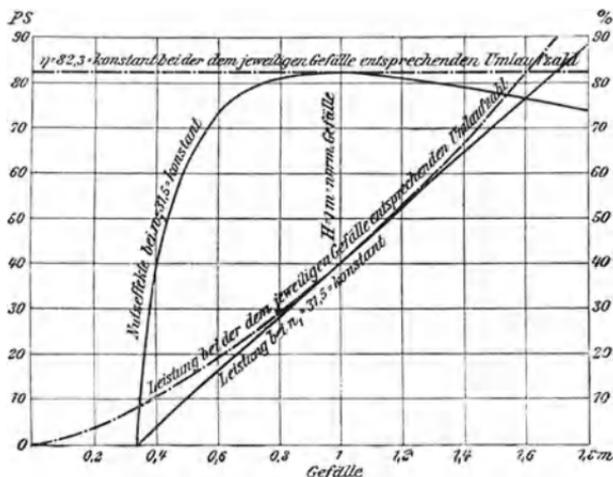


Fig. 788.

IV. Verbrennungsmotoren¹⁾.

A. Allgemeines.

Je nachdem die Verbrennung in den mit gasförmigen oder flüssigen Kraftstoffen arbeitenden Motoren plötzlich, d. h. bei annähernd unverändertem Volumen, oder aber allmählich, d. h. bei annähernd unverändertem Drucke erfolgt, unterscheidet man (Explosions-)Verpuffungsmotoren und Gleichdruckmotoren.

Beide Arten von Verbrennungsmotoren arbeiten zu meist im Viertakt, der zuerst von Otto an einem Gasmotor auf der Weltausstellung in Paris 1878 durchgeführt wurde und seitdem — trotz vielfacher Ver-

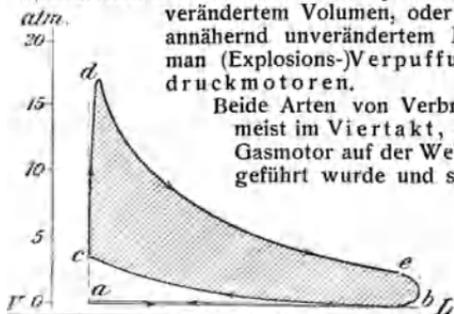


Fig. 789.

¹⁾ Vergl. „Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungsmotoren“ von H. Güldner, Berlin 1903, Julius Springer, ferner „Die Gasmaschine“ von R. Schöttler, Braunschweig 1902, B. Görnitz.

suche, ein brauchbares Zweitaktssystem zu schaffen, daß bei jeder Umdrehung der Kurbel eine Verbrennung zuläßt — das Gebiet der kleineren Gaskraftmaschinen fast vollständig beherrscht. Erst in neuerer Zeit ist der Zweitakt mit besserem Erfolge als zuvor an den von einigen Firmen gebauten Großgasmotoren wieder in Anwendung gekommen, und es hat den Anschein, als ob derselbe wegen seiner Überlegenheit dem Viertakt gegenüber in baulicher und wirtschaftlicher Hinsicht sich bei diesen Motoren bald weiteren Eingang verschaffen wird. Von den bestehenden Bauarten der Verbrennungsmotoren arbeitet nur der Dieselmotor als Gleichdruckmotor; alle übrigen Motoren sind Verpuffungsmotoren.

a) Verpuffungsmotoren.

1. Viertaktmotoren.

Bei diesen Motoren dient der Cylinder abwechselnd als Pumpe und Kraftmaschine.

Während des ersten Aushubes des Kolbens saugt derselbe nach dem zuerst von Beau de Rochas (1811) in Vorschlag gebrachten Verfahren das Gasluftgemisch an und verdichtet dasselbe während des darauf folgenden Hubes. Im Totpunkte erfolgt die Zündung des verdichteten Gemisches durch Glühkörper oder elektrischen Funken, hierauf die Ausdehnung der Verbrennungsgase während des dritten und schließlich das Ausschieben der Abgase aus dem Cylinder beim vierten und letzten Hube.

Der volle Kreisprozeß verlangt hiernach vier Hübe (Takte) oder zwei Umdrehungen des Motors; drei Hübe dienen zum Laden und Entladen des Cylinders, und nur während des dritten Hubes findet die eigentliche Arbeitsleistung des Motors statt. Während des ersten, zweiten und vierten Kolbenhubes wird ein Teil der Nutzarbeit — etwa 5 bis 10% derselben — wieder verbraucht.

Aus dem Indikatordiagramm (Fig. 789) ist das erläuterte Arbeitsverfahren deutlich erkennbar.

Es findet statt

- von *a* bis *b* Ansaugen des Gasluftgemisches;
- „ *b* „ *c* Verdichten des angesaugten Gemisches;
- in *c* Entzündung des verdichteten Gemisches;
- von *c* bis *d* Verbrennung (Verpuffung) der Ladung;
- „ *d* „ *e* Ausdehnung der Verbrennungsgase;
- in *e* Öffnen des Auspuffventiles;
- von *e* bis *b* Druckausgleich zwischen Cylinder und Außenluft (Auspuff);
- „ *b* „ *a* Ausschieben der Abgase ins Freie.

Damit die Arbeitsperioden des Motors in der vorbeschriebenen Weise aufeinanderfolgen, macht die Steuerwelle, von der aus die Bewegungen der einzelnen Ventile — z. B. für Gas- und Luftzutritt, für den Einlaß des Gasluftgemisches in den Cylinder, für die Zündung und für den Auslaß der Verbrennungsgase — in der Regel durch Daumen und Rollenhebel abgeleitet werden, nur halb soviel Umdrehungen wie die Hauptwelle.

Man unterscheidet

halbwirkende und doppeltwirkende Viertaktmotoren, je nachdem sich der Arbeitsvorgang nur auf einer oder — unabhängig voneinander — auf beiden Seiten des Cylinders abspielt, derart, daß

im letzteren Falle bei jeder Umdrehung der Kurbelwelle eine Verbrennung stattfindet. Dies läßt sich auch durch Viertaktmotoren mit mehreren, je halbwirkenden Cylindern erreichen.

2. Zweitaktmotoren.

Bei diesen Motoren findet das Ansaugen und Vorverdichten (zuweilen auch die volle Verdichtung) des aus Gas und Luft bestehenden Gemisches in besonderen Pumpen statt, aus denen es in den Verbrennungscylinder übergeführt wird.

Die bisher entstandenen Zweitaktmotoren unterscheiden sich voneinander durch die Art des Austreibens der Abgase aus dem Verbrennungscylinder. Dasselbe erfolgt durch den rückkehrenden Arbeitskolben oder aber durch das eingelassene frische Gemisch, zuweilen auch durch besondere Spülluft.

In neuerer Zeit hat man versucht, die Abgase durch eine Hilfspumpe bezw. durch eine von dieser in einem besonderen Raume erzeugten Luftverdünnung abzusaugen.

In der gewöhnlichen Ausführungsform des Zweitaktes mit Ausspülung der Abgase während des Durchlaufens der äußeren Kolbenlage vollzieht sich die Verdichtung, Verpuffung und Ausdehnung der Ladung genau so wie bei Viertaktmotoren. Es findet jedoch, da das Gasluftgemisch bereits im vorverdichteten Zustande durch die Pumpen in den Motorcylinder gedrückt wird, bei jedem zweiten Hube eine Verbrennung statt.

Auch hier unterscheidet man

halbwirkende und doppelwirkende Zweitaktmotoren, je nachdem sich der beschriebene Arbeitsvorgang nur auf einer oder auf beiden Cylinderseiten abspielt. Im letzteren Falle erhält der Motor auf jede Umdrehung der Kurbelwelle zwei volle Antriebe; er arbeitet dann wie eine gewöhnliche Dampfmaschine.

b) Gleichdruckmotoren.

Der hierher gehörige Dieselmotor arbeitet im Viertakt. Während des ersten Hubes saugt der Arbeitskolben durch ein Einlaßventil Luft

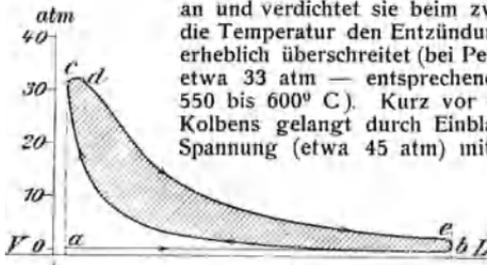


Fig. 790.

an und verdichtet sie beim zweiten Hube so hoch, daß die Temperatur den Entzündungspunkt des Kraftstoffes erheblich überschreitet (bei Petroleum als Kraftstoff auf etwa 33 atm — entsprechend einer Temperatur von 550 bis 600° C). Kurz vor der inneren Totlage des Kolbens gelangt durch Einblaseluft von noch höherer Spannung (etwa 45 atm) mitgerissenes Petroleum in den Verdichtungsraum des Cylinders, verdampft und entzündet sich hier in der hohen Temperatur der verdichteten Luft, worauf, nachdem die Brennstoffzufuhr bei etwa 12% des dritten Kolbenhubes beendet ist, die Verbrennungsgase sich bis zur äußeren Totlage des Kolbens ausdehnen, um schließlich, wie bei jedem anderen Viertaktmotor, während des vierten Kolbenhubes durch ein Auslaßventil zu entweichen.

Das Indikatordiagramm (Fig. 790) läßt das Arbeitsspiel beim Dieselmotor deutlicher erkennen.

Es findet statt

- von *a* bis *b* Ansaugen der Verbrennungsluft;
- „ *b* „ *c* Verdichten der Luft bis auf etwa 33 atm;
- „ *c* „ *d* Einspritzung und Verbrennung des Kraftstoffes;
- „ *d* „ *e* Ausdehnung der Verbrennungsgase;
- in *e* Öffnen des Auspuffventiles;
- von *e* bis *b* Druckausgleich (Auspuff);
- „ *b* „ *a* Ausschleiben der Abgase ins Freie.

B. Kraftstoffe.

a) Gase.

Zum Betriebe kleinerer Verbrennungsmotoren findet zumeist das gewöhnliche (Steinkohlen-)Leuchtgas, zum Betriebe größerer Motoren zumeist das nach dem Erfinder benannte Dowsongas (Kraftgas), unter Umständen das Gichtgas der Hochöfen, Koksofengas u. s. w., in holzreichen Gegenden auch das Holzgas Verwendung.

1. Leuchtgas.

Die Zusammensetzung des Leuchtgases ist abhängig von dem verwendeten Rohmaterial (Kohle), von der Art der Herstellung, Reinigung u. dergl., so daß nur auf Grund genauer Analysen in jedem Einzelfalle die Verbrennung desselben rechnermäßig verfolgt werden kann.

Die Hauptbestandteile des Leuchtgases sind Wasserstoff, Grubengas, Kohlenoxyd, schwere Kohlenwasserstoffe, Kohlensäure und Stickstoff. Die Schöttlesche Analyse eines Leuchtgases der Stadt Hannover ergab für 1 cbm desselben

Äthylen (C_2H_4) . . . 0,0211 cbm,	Grubengas (CH_4) . . . 0,3755 cbm,
Propylen (C_3H_6) . . . 0,0037 „	Kohlenoxyd (CO) . . . 0,1119 „
Benzol (C_6H_6) . . . 0,0069 „	Kohlensäure (CO_2) 0,0081 „
Wasserstoff (H) . . . 0,4627 „	Stickstoff (N) . . . 0,0101 „

Mit Hilfe der Atomgewichte $O = 16,00$, $N = 14,00$, $H = 1,00$ und $C = 12,00$ läßt sich aus dem spezifischen Gewichte von $0,0867$ kg/cbm Wasserstoff bei $0^\circ C$ und 1 kg/qcm die folgende Tabelle berechnen.

Gasart	Molekulargewicht	Dichte in bezug auf Wasserstoff	Spezifisches	
			Gewicht bezogen auf $0^\circ C$	Volumen und 1 kg/qcm
C_2H_4	28	14	1,215	0,824
C_3H_6	42	21	1,822	0,550
C_6H_6	78	39	3,384	0,296
H_2	2	1	0,087	11,54
CH_4	16	8	0,694	1,440
CO	28	14	1,215	0,824
CO_2	44	22	1,909	0,525
N_2	28	14	1,215	0,824

Es hat z. B. Äthylen (C_2H_4) das Molekulargewicht $2 \cdot 12 + 4 = 28$; die Dichte in bezug auf H ist halb so groß, demnach $= 14$, das spezifische Gewicht somit $14 \cdot 0,0867 = 1,215$ und das spezifische Volumen $1 : 1,215 = 0,824$.

Das spezifische Gewicht des Leuchtgases von der angenommenen Zusammensetzung ergibt sich nach der vorstehenden Tabelle zu $0,0211 \cdot 1,215 + 0,0037 \cdot 1,822 + 0,0069 \cdot 3,384 + 0,4627 \cdot 0,087 + 0,3755 \cdot 0,694 + 0,1119 \cdot 1,215 + 0,0081 \cdot 1,909 + 0,0101 \cdot 1,215 = 0,5203$ kg/cbm, oder es nimmt 1 kg desselben einen Raum von

ein.

$$1 : 0,5203 = 1,922 \text{ cbm}$$

Es enthält nun 1 cbm Leuchtgas z. B. $0,0211 \text{ cbm} = 0,0211 \cdot 1,215 \text{ kg}$

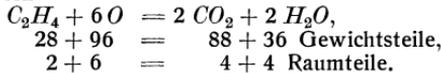
Äthylen (C_2H_4), also enthält 1 kg Leuchtgas von letzterem $\frac{0,0211 \cdot 1,215}{0,5203} =$

0,049 kg. In analoger Weise findet man die Gewichte der anderen Gasarten. Es besteht 1 kg des betreffenden Leuchtgases sonach insgesamt aus

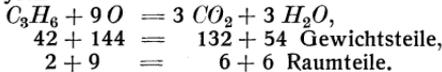
0,049 kg Äthylen (C_2H_4),	0,501 kg Grubengas (CH_4),
0,013 „ Propylen (C_3H_6),	0,261 „ Kohlenoxyd (CO),
0,045 „ Benzol (C_6H_6),	0,030 „ Kohlensäure (CO_2),
0,077 „ Wasserstoff (H)	0,024 „ Stickstoff (N).

Die zur Verbrennung der einzelnen Gase erforderlichen theoretischen Luftmengen lassen sich, wie auch die bei der Verbrennung eintretende Veränderung des Gesamtvolumens, aus dem Sauerstoffbedarf der Gase ermitteln. Letzterer ergibt sich aus den folgenden, die Verbrennung kennzeichnenden Beziehungen.

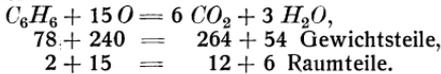
Äthylen:



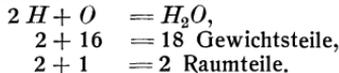
Propylen:



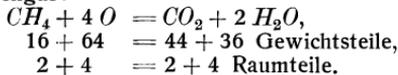
Benzol:



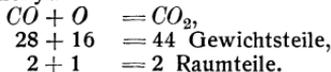
Wasserstoff:



Grubengas:



Kohlenoxyd:



Die atmosphärische Luft ist bekanntlich ein Gemisch von Sauerstoff und Stickstoff, und zwar enthält 1 cbm Luft 0,213 cbm O und 0,787 cbm N , oder es besteht 1 kg Luft aus 0,236 kg O und 0,764 kg N .

Zur Verbrennung von 1 kg Leuchtgas der oben angenommenen Zusammensetzung sind sonach theoretisch

$$\frac{1}{0,236} \left\{ 0,049 \cdot \frac{24}{7} + 0,013 \cdot \frac{24}{7} + 0,045 \cdot \frac{40}{13} + 0,077 \cdot 8 + 0,501 \cdot 4 + 0,261 \cdot \frac{4}{7} \right\} = 13,22 \text{ kg,}$$

oder zur Verbrennung von 1 cbm Gas

$$\frac{1}{0,213} \left\{ 0,0211 \cdot 3 + 0,0037 \cdot 4,5 + 0,0069 \cdot 7,5 + 0,4627 \cdot 0,5 + 0,3755 \cdot 2 + 0,1119 \cdot 0,5 \right\} = 5,50 \text{ cbm}$$

Luft erforderlich¹⁾.

Der wirkliche Luftbedarf für 1 cbm dieses Gases dürfte etwa 7,5 cbm betragen.

Die Verbrennungsprodukte von 1 cbm Gas mit 5,50 cbm Luft berechnen sich dann wie folgt:

$$CO_2 = 0,049 \cdot \frac{22}{7} + 0,013 \cdot \frac{22}{7} + 0,045 \cdot \frac{44}{13} + 0,501 \cdot \frac{11}{4} + 0,261 \cdot \frac{11}{7} + 0,030 \dots = 2,16 \text{ kg} = 0,590 \text{ cbm,}$$

$$H_2O = 0,049 \cdot \frac{9}{7} + 0,013 \cdot \frac{9}{7} + 0,045 \cdot \frac{9}{13} + 0,077 \cdot 9 + 0,501 \cdot \frac{9}{4} \dots = 1,93 \text{ „} = 1,288 \text{ „}$$

$$N = 0,024 + 13,22 \cdot 0,764 \dots = 10,13 \text{ „} = 4,338 \text{ „}$$

$$14,22 \text{ kg} = 6,216 \text{ cbm.}$$

Das ursprüngliche Volumen betrug $1 + 5,500 = 6,500$ cbm; nach der Verbrennung beträgt dasselbe 6,216 cbm. Es hat somit eine Zusammenziehung um 0,284 cbm = 4,4% stattgefunden.

Um den Heizwert h des Gases zu erhalten, ist die bei der Verbrennung desselben frei werdende Wärmemenge zu bestimmen.

Es entwickelt bei vollständiger Verbrennung:

Gasart	C_2H_4	C_3H_6	C_6H_6	H	CH_4	CO
1 cbm =	11 110	10 960	9 830	28 820	11 890	2 440
1 kg =	13 500	20 000	33 500	2 500	8 250	2 960

} WE

Hiernach beträgt der Heizwert von 1 kg Leuchtgas der angenommenen Zusammensetzung

$$h = 0,049 \cdot 11 110 + 0,013 \cdot 10 960 + 0,045 \cdot 9 830 + 0,077 \cdot 28 820 + 0,501 \cdot 11 890 + 0,261 \cdot 2 440 = 9942 \text{ WE,}$$

¹⁾ Es verbrennt nach vorstehendem z. B.

$$1 \text{ kg } C_2H_4 \text{ mit } \frac{24}{7} \text{ kg } O \text{ zu } \frac{22}{7} \text{ kg } CO_2 \text{ und } \frac{9}{7} \text{ kg } H_2O,$$

oder 1 cbm „ „ 3 cbm O „ 2 cbm CO_2 „ 2 cbm H_2O u. s. w.

oder es läßt 1 cbm dieses Gases bei vollständiger Verbrennung frei werden.

$$9942 \cdot 0,5203 = 5173 WE$$

Slaby gibt in seinen „Kalorimetrischen Untersuchungen“ (S. 7) für schwere Kohlenwasserstoffe vom spezifischen Gewichte γ die Erfahrungsformel

$$h = 1000 + 10500 \gamma WE/cbm,$$

bezogen auf $0^\circ C$ und 760 mm Q.-S.

Die Gleichung gilt nicht nur für einzelne Kohlenwasserstoffe, sondern mit 0,5 bis 1% Ungenauigkeit auch für Gemische aus solchen (Leuchtgas), wenn diese durchschnittlich etwa 4% Kohlenwasserstoffe enthalten, einen Heizwert von mindestens 4900 WE besitzen und ihr γ genau bekannt ist.

In neuerer Zeit bestimmt man den Heizwert des Leuchtgases gewöhnlich unmittelbar mittels des Junkersschen Kalorimeters.

Dasselbe arbeitet fortlaufend, derart, daß ein stetig fließender Wasserstrom dem Apparat in jedem Augenblicke so viel Wärme entführt, als die Flamme erzeugt. Der Heizwert des zur Speisung der Flamme dienenden Gases läßt sich dann bestimmen nach der Gleichung

$$h_0 = \frac{WT}{G}$$

Hierin bedeutet

G die Gasmenge, welche innerhalb einer gewissen Zeit zur Verbrennung kommt,

W die Wassermenge, welche innerhalb derselben Zeit durch den Apparat fließt,

T die Temperaturerhöhung, welche diese Wassermenge dabei erfährt.

Es sei z. B. für 10 l Gas das Gewicht des während des Versuches durch den Apparat geflossenen Wassers 1,717 kg, also für

$$G = 1000 \text{ l} = 1 \text{ cbm Gas,}$$

$$W = 171,7 \text{ kg.}$$

Der Unterschied der während der Versuchsdauer an den beiden Wasserthermometern gemachten Ablesungen betrage

$$T = 29,77^\circ C,$$

dann ist der Heizwert des Gases

$$h_0 = \frac{171,7 \cdot 29,77}{1} \sim 5111 WE/cbm.$$

In dem so gefundenen oberen Heizwert des Gases ist diejenige Wärmemenge mitgemessen, die bei der Kondensation des in den Verbrennungsgasen enthaltenen Wasserdampfes entsteht. Um dieselbe festzustellen, wird das Kondensationswasser während der Versuchsdauer in einem kleinen Meßgefäß aufgefangen, die Anzahl der von 1 l verbrannten Gases aufgefangenen Kubikcentimeter Kondenswasser mit 600 multipliziert und die so erhaltene Zahl von dem mit dem Kalorimeter gefundenen oberen Heizwert abgezogen, wodurch sich der untere Heizwert h des Gases ergibt, der dann gewöhnlich noch auf 1 cbm Gas von $0^\circ C$, 760 mm Barometerstand und einem Heizwerte von 5500 WE/cbm zurückzurechnen ist. (Für Leuchtgas ist der untere Heizwert etwa 10% geringer als der obere.)

Setzen wir voraus, es sei bei einem Versuche die Temperatur des in die Gasmaschine einströmenden und im Kalorimeter untersuchten Gases 12° C, und es verbrenne dasselbe unter einem Luftdruck von 725 mm Q.-S. Der obere Heizwert h_0 des Gases sei, wie oben, zu 5111 WE/cbm ermittelt. An Kondenswasser haben sich aus 1 cbm Gas 0,86 kg gebildet. Es kommen dann in Abzug $0,86 \cdot 600 = 516$ WE/cbm, so daß sich der untere Heizwert h des Gases auf $5111 - 516 = 4595$ WE/cbm stellt. Die Bremsleistung der Maschine habe im Mittel 30 PS_n, die während des zwei Stunden andauernden Versuches an der Gasuhr abgelesene Brennstoffmenge 42 cbm betragen.

Damit ergibt sich ein Gasverbrauch von

$$\frac{42}{30 \cdot 2} = 0,7 \text{ cbm für } 1 \text{ PS}_n/\text{std},$$

oder es sind von der Maschine

$$0,7 \cdot 4595 = 3216 \text{ WE für } 1 \text{ PS}_n/\text{std}$$

verbraucht worden.

Wie sich unter Umrechnung auf 0° C, 760 mm Barometerstand und 5500 WE/cbm der Heizwert von 1 cbm Gas und der Gasverbrauch (in cbm) verändert, geht aus nachfolgender Tabelle hervor.

Temperatur des Gases in Grad (C)	Luftdruck in mm Q.-S.	Unterer Heizwert in WE/cbm	Gasverbrauch für 1 PS _n /std in cbm
12	725	4595	0,700
0	725	$4595 \frac{273+12}{273+0} = 4797$	$0,700 \frac{4595}{4797} = 0,671$
0	760	$4797 \frac{760}{725} = 5029$	$0,671 \frac{4797}{5029} = 0,640$
0	760	5500	$0,640 \frac{5029}{5500} = 0,585$

Güldner schlägt vor, bei Beurteilung der Wärmeausnutzung den Heizwert der Gase auf eine solche Spannung und Temperatur zurückzuführen, wie sie der Wirklichkeit nahezu entspricht. Dies ist der Fall, wenn als Normaldruck die metrische Atmosphäre = 735,5 mm Q.-S. und die in der Chemie und Physik längst gebräuchliche Normaltemperatur von 15° C angenommen wird. Dazu würde für Leuchtgas wohl als zweckmäßigster (unterer) Normalheizwert $h = 5000$ WE/cbm kommen.

Die Dichte des Leuchtgases ist 0,35 bis 0,45 (Luft = 1), sein spezifisches Gewicht durchschnittlich etwa 0,52 kg/cbm.

Aus vielfachen Versuchen hat sich ergeben, daß bei atmosphärischer Spannung ein Gemisch von 1 R.-T. (Raumteil) Gas und 4 R.-T. Luft zu verbrennen beginnt und ein solches von 1 R.-T. Gas und 12 R.-T. Luft aufhört, entzündbar zu sein. Durch Verdichtung steigert sich die Entzündungsfähigkeit eines solchen Gemisches wie auch die bei der Verpuffung desselben auftretende Spannung.

Nach Güldner betragen für

	reiche Gemische	arme Gemische
Gas : Luft =	1 : 6 bis 1 : 7 R.-T.	1 : 10 bis 1 : 15 R.-T.
die Entzündungstemperaturen		
etwa	550 bis 600° C	650 bis 750° C
die gebräuchlichen Verdichtungs-		
spannungen	3 „ 4,5 atm	5,5 „ 8 atm
die Verpuffungsspannungen	12 „ 18 „	15 „ 20 „
die mittleren indizierten Kolben-		
dricke	3,5 „ 5,5 kg/qcm	4 „ 6 kg/qcm.

2. Dowsongas (Kraftgas).

Dowsongas ist ein Gemisch von Luft- und Wassergas; es wird erzeugt, indem man Luft und Wasserdampf gleichzeitig durch die glühende Koks- oder Kohleschicht eines Generators bläst, wobei die Kohlensäure der Verbrennungsgase zu Kohlenoxyd reduziert, der Dampf zu Wasserstoff und Kohlensäure zersetzt und letztere danach ebenfalls größtenteils zu Kohlenoxyd reduziert wird.

Das Dowsongas zeigt etwa folgende Zusammensetzung für 1 cbm desselben

Kohlensäure	0,05 bis 0,07 cbm,
Kohlenoxyd	0,22 „ 0,24 „
Kohlenwasserstoffe	0,00 „ 0,04 „
Wasserstoff	0,16 „ 0,18 „
Stickstoff	0,57 „ 0,47 „

Man erhält aus 1 kg Gaskoks oder Anthrazit 4 bis 4,8 kg Kraftgas von durchschnittlich 1100 bzw. 1200 *WE*/cbm, wobei gewöhnlich 1 bis 2 kg Wasserdampf eingeblasen werden. Die Ausnutzung des in dem Brennstoffe enthaltenen Heizwertes beträgt in diesem Falle etwa 80% und mehr. Das Gas verläßt den Generator mit einer zwischen je zwei Beschickungen ständig ab- und zunehmenden Temperatur von 500 bis 800°; seine Dichte beträgt 0,84 bis 1,0, sein spezifisches Gewicht also 1,0 bis 1,2 kg/cbm. Zur vollkommenen Verbrennung von 1 cbm Kraftgas sind etwa 1,25 cbm Luft erforderlich.

In neuester Zeit ist es durch zweckmäßige Generatoren und Reiniger gelungen, auch magere (bituminöse) Kohlenarten für motorische Zwecke zu vergasen.

Die zur Erzeugung des Kraftgases dienenden Anlagen lassen sich außer nach der Art der zu vergasenden Brennstoffe und der hierdurch bedingten mehr oder weniger kräftigen Reinigung des Gases einteilen in solche mit besonders zu heizendem Hochdruckdampfkessel, der zum Betriebe eines Dampfgebläses dient, das Luft, mit Wasserdampf gemischt, unter den Rost des Generators drückt (Druckgasanlage mit Dampfkessel), und in solche ohne Dampfkessel. Bei den letzteren erfolgt die Zuführung der Vergasungsluft in verschiedener Weise.

Entweder wird die Luft mit einem Flügelventilator unter den Rost gedrückt (Druckgasanlage ohne Dampfkessel), oder das Gas durch einen solchen Ventilator aus dem Generator gesogen und der Verwendungsstelle unter Druck zugeführt (vereinigte Saug- und Druckgasanlage), oder aber es saugt der Motor selbst das Gas aus dem Generator an. Im letzteren Falle ist zum Anblasen des Generators ein Hilfsventilator notwendig, der während des normalen Betriebes abgestellt werden kann (Sauggasanlage).

Für kleine und mittlere Kraftleistungen (etwa bis 100 PS) gibt man den Sauggasanlagen den Vorzug, für größere Leistungen werden zumeist Druckgasanlagen mit Dampfkessel ausgeführt.

Fig. 791 zeigt eine Druckgasanlage mit Dampfkessel nach Ausführung der Deutzer Gasmotorenfabrik in Deutz.

In dem kleinen Dampfkessel *a* wird überhitzter Dampf erzeugt, der mitsamt der in einem Strahlgebläse *i* angesaugten Luft unter den Rost eines mit feuerfesten Steinen ausgemauerten Schachtofens *l* — des

Generators — tritt. Letzterem wird der Brennstoff durch einen Fülltrichter mit doppeltem Verschuß — Deckel *b* und Ventil *c* — zugeführt. Es wird zunächst der Deckel *b* entfernt und der Brennstoff in den Fülltrichter eingeworfen, dann dieser Deckel geschlossen und das Ventil *c* geöffnet, wonach der Brennstoff in den Ofenschacht gleitet. Die beim Anheizen entstehenden, zum Betriebe unbrauchbaren Feuerungsgase entweichen durch den geöffneten Hahn *m* in den Schornstein *n*. Sobald die Gasentwicklung gut ist, d. h. wenn das Probierflämmchen am Generator dunkelrot (und nicht mehr blau) brennt, wird der Hahn *m* geschlossen, und die Anlage ist betriebsfähig.

Das Gas tritt nun durch das Rohr *f* in den Wascher *g*, von hier durch den Sägemehltreiber *h* und den Kokswäscher (Skrubber) *k* hin-

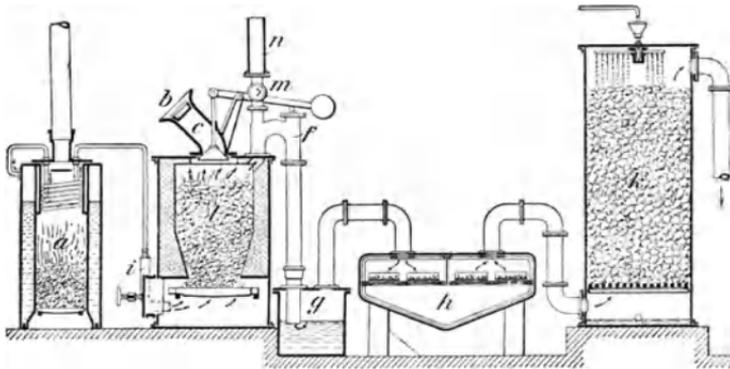


Fig. 791.

länglich gereinigt in eine unten auf Wasser gedichtete Reglerglocke, die dem erforderlichen Leitungsdrucke entsprechend belastet ist. Die Größe der mit dem Dampfzufluß für das Strahlgebläse *i* verbundenen Glocke ist so bemessen, daß sie zeitweilige Schwankungen im Gasverbrauche ausgleichen kann.

Neuere Druckgasanlagen der Gasmotorenfabrik Deutz, Gebr. Körting u. a. sind mit einem Vorwärmer versehen, in welchem die Verbrennungsluft durch die Abhitze des erzeugten Gases vorgewärmt wird, bevor sie in das Gebläse strömt. Zuweilen findet noch eine Vorwärmung des zur Speisung des Dampfkessels dienenden Wassers durch die Abhitze des erzeugten Gases in einem besonderen Behälter statt. Auch die Wärme der Auspuffgase des Motors hat man zur Vorwärmung der Verbrennungsluft bezw. (bei Sauggasanlagen) zur Überhitzung des vordem durch die Wärme des erzeugten Gases verdampften Wassers nutzbar zu machen gesucht u. s. w.

Bei den in neuerer Zeit sehr in Aufnahme gekommenen Sauggasanlagen geschieht das Einführen der Luft durch die Saugwirkung des Motors in den unteren Teil des Generators und die Erzeugung des Wasserdampfes durch die in dem letzteren frei werdende Wärme ohne Zuhilfenahme einer besonderen Feuerung. Ist nach erfolgtem Anblasen des Generators mittels des Ventilators brauchbares Gas vor-

handen, so wird letzterer abgestellt und der Motor in Betrieb gesetzt; derselbe saugt dann selbsttätig das Gas durch den Generator an. Da

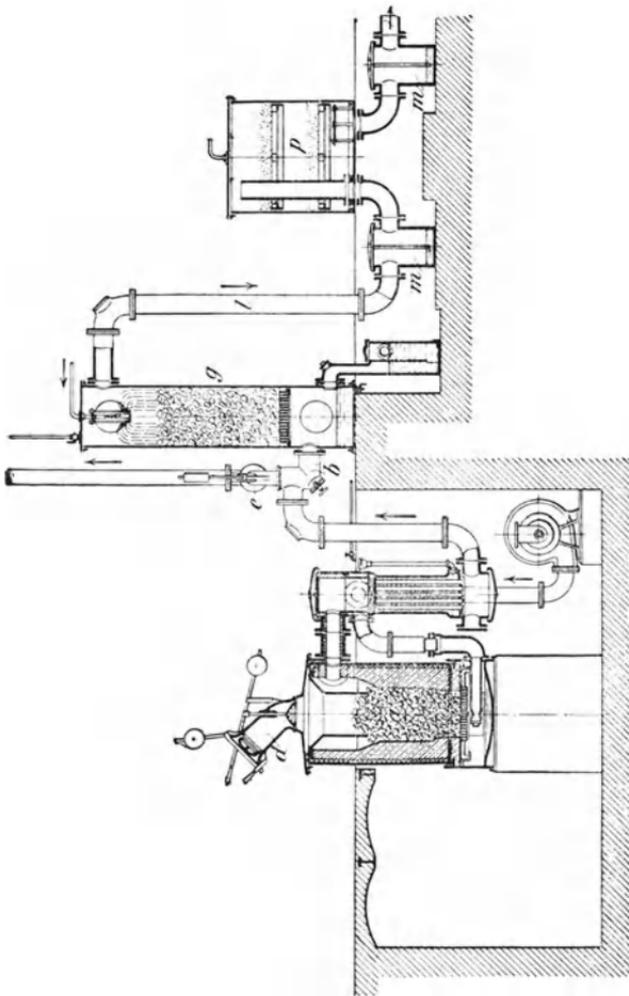


Fig. 792.

die erzeugte Gasmenge dem jeweiligen Bedarfe entspricht, läßt man bei kleinen Anlagen häufig die Reglerglocken fort, obwohl sie mit Rücksicht auf Schwankungen in der Gasentnahme sehr zweckmäßig sind.

Eine größere Sauggasanlage von Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover ist in Fig. 792 dargestellt.

Der Generator *a* besteht aus einem gußeisernen, cylindrischen Untersatze mit verschließbaren Reinigungsöffnungen und einem schmiedeisernen Mantel, in dessen unteren Teile auf einem ringförmigen Vorsprunge sich ein gußeiserner Ring befindet, auf den die feuerfeste Ausmauerung des Ofens aufgeführt ist. Unter der Schachtöffnung ist ein Planrost angebracht.

Durch einen an der Seite des Generators befindlichen Trichter mit Syphon wird Wasser unter den Rost eingeführt, welches diesen kühlt und gleichzeitig die Verbrennungsluft anfeuchtet. In den oberen Teil des Schachtes ist ein gußeiserner Trichter eingebaut, durch den die Höhe der glühenden Kohlschicht bestimmt wird. Der Deckel des Generators ist mit einem umklappbaren Fülltrichter *d* mit doppeltem Verschuß versehen und am unteren Ende des Generators ist ein Stutzen zum Einlassen der Verbrennungsluft angebracht, in den — konzentrisch zum Luftstrom — das vom Verdampfer kommende Rohr einmündet.

Das erzeugte Gas tritt oben seitlich aus dem Generator aus und durchströmt dann den Verdampfer. Letzterer bildet ein cylindrisches Gefäß mit oberer und unterer Kammer,

die durch Rohre miteinander verbunden sind. Diese Rohre werden von den heißen Gasen durchströmt, so daß eine Verdampfung des dieselben umgebenden Wassers stattfindet. Der Stand des letzteren wird

durch einen Trichter mit Überlauf selbsttätig in konstanter Höhe gehalten.

Aus dem Verdampfer tritt das Gas, je nach Stellung eines in dem anschließenden Rohrstücke befindlichen Schiebers *e*, ins Freie oder aber durch Rohr *b* in den mit Koks angefüllten Skrubber *g*, sodann nach erfolgter Reinigung und Abkühlung in diesem durch Leitung *l* in einen Wassertopf *m*, aus dem es — bei Herstellung aus einem minderwertigen Material — noch in einen Sägespäneereiniger *p*, von hier — nach dem Durchströmen eines zweiten Wassertopfes *n* — in den Gasdruckregler bezw. in den Motor gelangt.

Für die Vergasung von Anthrazit werden bei den Sauggasanlagen die Sägemehltreiniger vielfach fortgelassen; man bekommt dann die typische Form kleiner derartiger Anlagen, die nur aus einem Generator, Verdampfer und Koksskrubber bestehen.

Die Gasmotorenfabrik Deutz legt bei ihren kleineren Sauggasanlagen den Verdampfer in den oberen Teil des Generators, womit die Anlage eine weitere Vereinfachung erfährt.

Um auch bituminöse Brennstoffe, insbesondere Torf und Braunkohlen vergasen zu können, lassen Gebr. Körting in ihrem sog. *Torfgenerator* (Fig. 793) die Verbrennungsluft durch den Vorraum *p*,

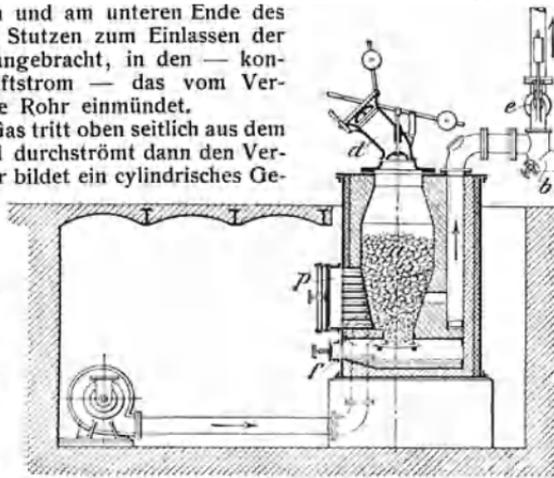


Fig. 793.

die Roste und durch die Öffnung *f* in die Brennstoffsäule des Generators *a* treten. Der Brennstoff wird von oben in den Trichter *d* eingefüllt und rutscht allmählich nach unten, wobei eine trockene Destillation in den oberen Schichten desselben stattfindet. Die entstehenden Schwelgase ziehen jedoch nicht unmittelbar ab, sondern sie werden gezwungen, durch die unteren glühenden und bereits entgasten Schichten des Brennmaterials hindurchzutreten. Hierbei werden die Teergase zersetzt und in permanente Gase zerlegt.

Aus dem Generator tritt das Gas beim Anblasen durch den Schieber *e*

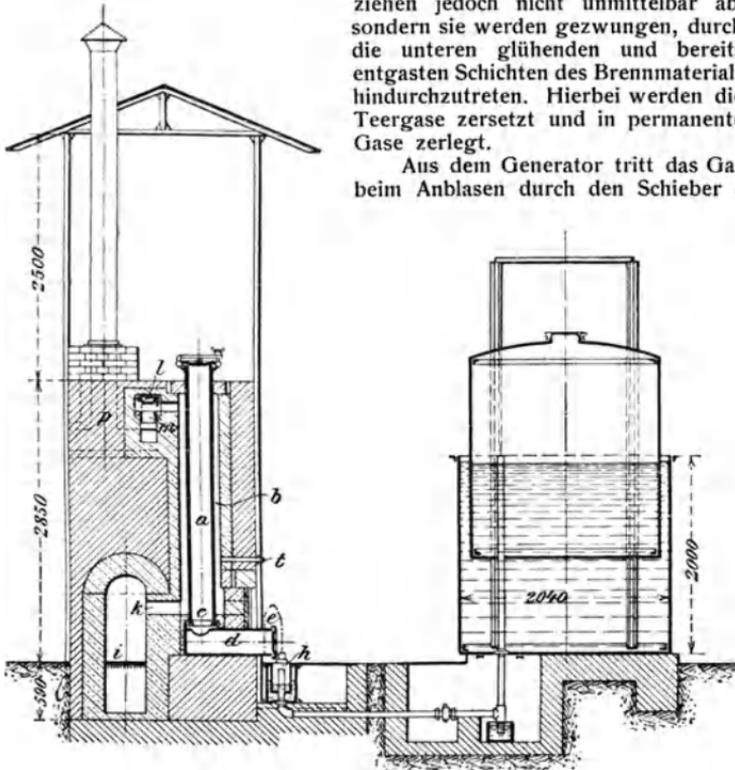


Fig. 794.

ins Freie und sobald es für den Motor brauchbar ist, durch das Rohr *b*, in gleicher Weise wie in Fig. 792 dargestellt ist, in einen Skrubber u. s. w., schließlich in den Motor.

3. Holzgas.

Der in Fig. 794 ersichtliche, zum Erzeugen von Holzgas als Betriebsmittel für Motoren dienende Generator Riché besteht aus einem gemauerten Ofen mit Feuerungsraum *i*, auf dessen Rost mit Kohlen, Holzabfällen oder dergl. ein lebhaftes Feuer unterhalten wird. Die Heizgase treten durch wagerechte Kanäle *k* in zwei aufsteigende Schächte *b*, in denen gußeiserne, mit Holzstücken angefüllte Retorten aufgestellt sind, deren Unterteile auf einer mittleren Temperatur von

etwa 900° C gehalten werden. Durch eiserne Rohre t , welche außen mit Glasscheiben verschlossene Kupferstutzen tragen, läßt sich die jeweilige Temperatur der Retorten beobachten.

Aus den Schächten b treten die Heizgase durch wagerechte Kanäle l , deren jeder mit einer Regelvorrichtung versehen ist, in einen gemeinsamen Kanal m , aus diesem durch den Kanal p in den Schornstein.

Jede Retorte besteht aus zwei Teilen: einem lotrechten Cylinder a , in dem die trockene Destillation des Holzes stattfindet, und aus einem sich anschließenden wagerechten Cylinder d , in dem sich die Rückstände der Destillation ansammeln. Die Verbindung der durch Deckel fest verschlossenen beiden Cylinder besteht aus einer mittels Asbest abgedichteten Ringnut c des wagerechten Cylinders d , in welche der untere Teil des lotrechten Cylinders a eingreift.

Die im oberen Teile der Retorte überdestillierten Gase bestehen im Mittel aus 20% Kohlensäure, 20% Kohlenoxyd, 15% Kohlenwasserstoff und 45% Wasserstoff. Sie treten durch Öffnungen e im vorderen Teile der wagerechten Cylinder d sowie durch angebrachte Krümmer in einen Wascher h , darauf in den Gasbehälter.

Der Heizwert des Holzgases beträgt im Mittel 3100 WE/cbm. Versuche ergaben bei der Destillation von 1400 g Holz mit 560 g Steinkohlen mittlerer Güte im normalen Betriebe 1000 l Gas von 3000 WE/cbm und mindestens 260 g gute Holzkohle. Bei Holzfeuerung sind die 560 g Steinkohlen durch 1200 bis 1600 g Holz oder Holzabfälle zu ersetzen. Damit ergibt sich ein gesamter Holzverbrauch von 3 kg für 1 PS'std; außerdem werden noch 260 g Holzkohlen gewonnen¹⁾.

b) Die flüssigen Kraftstoffe.

Diese Kraftstoffe sind vor ihrer Mischung mit der Verbrennungsluft zu verdampfen. Hierzu eignen sich am besten diejenigen Destillate des Rohpetroleums — Benzin und verwandte leichte Kohlenwasserstoffe (Gasolin, Ligroin) —, die schon bei mittlerer Temperatur der Luft verdunsten und mit dieser ein zündfähiges Gemisch bilden. Es genügt deshalb, die Luft durch ein mit flüssigem Benzin gefülltes Gefäß zu leiten, in welchem sie sich mit Benzin sättigt (Verdunstungskarburatation) oder aber die erforderliche Benzinmenge durch einen Luftstrom mittels Düsen oder dergl. zu zerstäuben (Einspritzkarburatation).

Der mittlere Heizwert des Benzins beträgt 11 000 WE/kg, sein spezifisches Gewicht 0,670 bis 0,707 kg/l; der Siedepunkt liegt zwischen 65° und 90° C. Zur Verbrennung von 1 kg Benzin sind im Mittel etwa 17 cbm Luft erforderlich.

Bei genau gegebener Zusammensetzung kann für die Heizwertbestimmung des Benzins die sog. Verbandsformel (s. Anhang) Anwendung finden. Setzt man darin statt 8100 und 29000 die genauen Werte der Verbrennungswärme (für $C = 8080$ WE, für $H = 28\,800$ WE) und den Anteil statt in Kilogramm in Gewichtsprozent, so ist der Heizwert

$$h = 80,8 C + 288 \left(H - \frac{O}{8} \right) \text{ WE/kg.}$$

¹⁾ Revue industrielle, 9. Juni 1900, S. 218.

Nach Güldner beträgt für Benzin, Gasolin, Ligroin u. s. w.
 die Entzündungstemperatur der Ladung etwa 500 bis 550° C,
 „ gebräuchliche Verdichtungsspannung . . . 2 „ 4 atm
 (beim Banki-Motor mit Wassereinspritzung 12 bis 15 atm),
 „ Verpuffungsspannung 12 bis 20 atm
 (beim Banki-Motor bis 40 atm),
 der mittlere indizierte Kolbendruck 4 „ 5,5 kg/qcm.

Auch Spiritus ist für Kraftmaschinenbetrieb gut verwendbar; sein Verkaufspreis steht im allgemeinen etwas höher als derjenige des Benzins, doch hat Spiritus vor diesem den Vorteil, daß seine Abgase nicht unangenehm riechen.

Zur Vergasung des Spiritus ist ein besonderer Verdampfer erforderlich, der beim Anlassen des Motors etwas angewärmt, nachdem durch die Abgase desselben geheizt wird. Der mittlere Heizwert für Rohspiritus von 90 Vol.-Proz. beträgt 5700 WE/kg, sein spezifisches Gewicht 0,83 kg/l. Zur Verbrennung von 1 kg dieses Kraftstoffes sind etwa 10 cbm Luft erforderlich.

Um den Heizwert zu erhöhen, wird in neuerer Zeit bei fahrbaren Motoren der Spiritus mit 10% bis 50% Benzol angereichert (karburiert).

Als weiteres Destillationsprodukt des Rohpetroleums findet gewöhnliches Lampenpetroleum (spezifisches Gewicht 0,78 bis 0,86 kg/l, Siedepunkt über 150° C) zum Maschinenbetriebe Verwendung.

Das Petroleum zeigt im Gegensatz zum Benzin bei gewöhnlichen Temperaturen fast keine Verdunstung; ein Gemisch von Luft und Petroleum in fein verteiltem Zustande ist daher nicht ohne weiteres zündbar. Um dies zu erreichen, muß das flüssige Petroleum zuvor in besonderen, beheizten Vergasern oder an genügend heißen Teilen des Zylinderkopfes verdampft werden. Das Anlassen der Maschine verlangt dann, wie beim Spiritusbetriebe, eine vorherige Beheizung der Vergaserwände. Die heißen Vergaserwände dienen häufig auch zur Zündung der verdichteten Ladung, oder aber es wird die Zündung derselben durch besondere Glühkörper bewirkt. Sind Heizlampen für letztere vorhanden, so beheizen diese gleichzeitig auch die Vergaserwände.

Der Heizwert des Lampenpetroleums beträgt durchschnittlich 10500 WE/kg; zur Verbrennung von 1 kg Petroleum sind etwa 20 cbm Luft erforderlich.

Nach Güldner beträgt für Petroleum, Solaröl, Rohspiritus u. s. w.
 die Entzündungstemperatur der Ladung etwa 530 bis 580° C,
 „ gebräuchliche Verdichtungsspannung . . . 3 „ 5 atm
 (beim Diesel-Motor 32 bis 35 atm),
 „ Verpuffungsspannung 10 „ 18 „
 der mittlere indizierte Kolbendruck . . . 3,5 „ 5 kg/qcm.

C. Der Kreisprozess der Verbrennungsmotoren.

a) Das Verpuffungsverfahren.

Hat der Verdichtungsraum — mit Bezug auf das in Fig. 795 dargestellte theoretische Spannungsdiagramm — die Größe v_2 , so tritt die Luft während des Kolbenweges 01 mit der Außenspannung p_1 und der Außentemperatur $T_1 = 273 + t_1$ (absolute Temperatur) in den

Cylinder ein und bildet durch Mischung mit den Verbrennungsgasen, welche sich im Verdichtungsraume befinden, die Ladung. Dieselbe wird beim ersten Rückgange des Kolbens, gemäß der Adiabate 12, auf

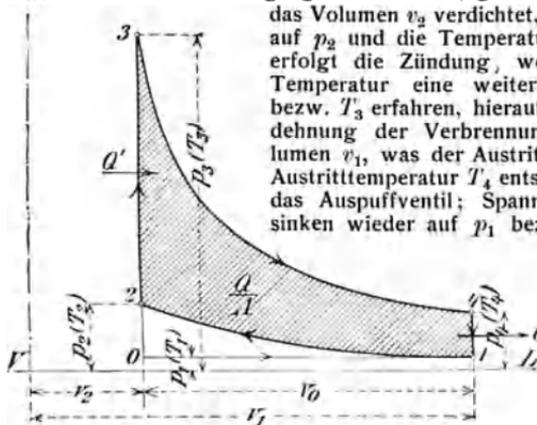


Fig. 795.

das Volumen v_3 verdichtet, so daß die Spannung auf p_2 und die Temperatur auf T_2 steigt; dann erfolgt die Zündung, wodurch Spannung und Temperatur eine weitere Steigerung auf p_3 bzw. T_3 erfahren, hierauf die adiabatische Ausdehnung der Verbrennungsgase bis zum Volumen v_4 , was der Austrittsspannung p_4 und der Austrittstemperatur T_4 entspricht. In 4 öffnet sich das Auspuffventil; Spannung und Temperatur sinken wieder auf p_1 bzw. T_1 und schließlich werden die Abgase mit atmosphärischer Spannung aus dem Cylinder ins Freie getrieben.

Unter der Annahme, daß die Ladung als Wärmeträger ein vollkommenes, ideales Gas sei und in

einem wärmedichten Cylinder einen geschlossenen, umkehrbaren Kreisprozeß durchmache, findet sich der thermische Wirkungsgrad, d. h. das Verhältnis der in indizierte Arbeit umgesetzten Wärme $Q = Q' - Q''$ zu der zugeführten Wärme Q' nach Gl. 93 (S. 600) zu

$$\eta_t = \frac{Q' - Q''}{Q'} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

Bezeichnet $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$ das Verdichtungs- bzw. Ausdehnungsverhältnis, so ist auch (vergl. S. 575)

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^x - 1} = 1 - \varepsilon^{1-x} \quad \dots \quad \mathbf{131}$$

Hiernach hängt der thermische Wirkungsgrad η_t der Verpuffungsmotoren von dem Verdichtungsverhältnis ε , also von der Verdichtungsspannung p_2 ab; er ist außerdem von der Größe des spezifischen Wärmeverhältnisses $x = \frac{c_p}{c_v}$ abhängig (c_p und c_v bedeuten die spezifischen Wärmen bei unveränderlichem Druck bzw. unveränderlichem Volumen), doch ist der Einfluß desselben auf p_2 nur gering.

Nach Güldner ist für $\varepsilon = 5$ der thermische Wirkungsgrad bei einem Leuchtgasgemisch

- 1:6, dessen $x = 1,354$, $\eta_t = 1 - \frac{1}{60,354} = 0,435$;
- 1:13,5, dessen $x = 1,383$, $\eta_t = 1 - \frac{1}{50,383} = 0,461$.

Der Unterschied beträgt

$$\frac{0,461 - 0,435}{0,435} 100 = \frac{2,6}{0,435} = 6\%.$$

Das schwache Gemisch liefert mithin einen um 6% besseren Wirkungsgrad η_t des Kreisprozesses als das reiche.

Man soll deshalb möglichst gasarme Ladungen verwenden und diese möglichst hoch verdichten.

Die Erfahrung lehrt aber, daß Verdichtungsgrade über $\varepsilon = 8$ bei Verpuffungsmotoren keinen erheblichen Vorteil in der Wärmeausnutzung mehr bieten und daß die wirtschaftliche Höchstverdichtung zwischen 16 und 20 atm liegen wird.

Die nachstehende Tabelle enthält thermische Wirkungsgrade η_t des Verpuffungsverfahrens für verschiedene ε und x .

$\varepsilon =$	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0	8,0
$x = 1,20$	0,129	0,167	0,197	0,221	0,242	0,260	0,275	0,301	0,322	0,340
$x = 1,25$	0,159	0,205	0,240	0,269	0,293	0,313	0,331	0,361	0,385	0,405
$x = 1,30$	0,188	0,241	0,281	0,313	0,340	0,363	0,383	0,416	0,442	0,464
$x = 1,35$	0,216	0,274	0,319	0,355	0,384	0,409	0,431	0,466	0,494	0,517
$x = 1,40$	0,248	0,313	0,363	0,402	0,434	0,460	0,483	0,520	0,550	0,574

Der thermische Wirkungsgrad läßt sich auch mittels der bekannten Gleichungen der Wärmetheorie bestimmen.

Es ist zunächst die absolute Arbeit des Ausdehnungshubes, nach Gl. 89 (S. 597),

$$L_a = \frac{p_3 v_2}{x-1} \left[1 - \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{x-1} \right] = \frac{p_3 v_2}{x-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}} \right);$$

hierin ist noch die Verdichtungsarbeit des zweiten Taktes

$$L_k = \frac{p_2 v_2}{x-1} \left[1 - \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{x-1} \right] = \frac{p_2 v_2}{x-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}} \right)$$

enthalten, nach deren Ausscheidung an verfügbarer Wärmearbeit verbleibt

$$L = \frac{Q}{A} = \frac{p_3 v_2}{x-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}} \right) - \frac{p_2 v_2}{x-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}} \right) = \frac{p_3 v_2 - p_2 v_2}{x-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}} \right) = \frac{(p_3 - p_2) v_2}{x-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}} \right).$$

Der Arbeitswert der zugeführten Wärmemenge Q' ist

$$L' = \frac{Q'}{A} = \frac{c_v}{A} (T_3 - T_2) = \frac{c_v v_2}{A R} (p_3 - p_2) = \frac{(p_3 - p_2) v_2}{x-1}.$$

¹⁾ Es ist, wenn c_p und c_v die spezifische Wärme des Gases bei unverändertem Drucke bzw. bei unverändertem Volumen und R die Gaskonstante (vergl. S. 575) bedeuten

oder

$$c_p - c_v = A R,$$

$$\frac{c_p - c_v}{c_v} = \frac{A R}{c_v} = x - 1.$$

oder, da

$$\frac{c_v}{c_p} = \frac{1}{x} \quad \text{und} \quad \frac{T_1}{T_2} = \frac{1}{\varepsilon^{x-1}},$$

$$\eta_{lt} = 1 - \frac{1}{x} \frac{\varepsilon_1^x - 1}{\varepsilon^{x-1} (\varepsilon_1 - 1)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}} \frac{\varepsilon_1^x - 1}{x (\varepsilon_1 - 1)} \quad \cdot \cdot \quad \mathbf{132}$$

Hiernach ist der thermische Wirkungsgrad der Gleichdruckmotoren außer von dem Verdichtungsgrade ε und dem spezifischen Wärmeverhältnis x noch von dem Voll-
druckverhältnis $\varepsilon_1 = \frac{v_3}{v_2}$ wesentlich abhängig.

Bei einer höchsten Verbrennungsspannung der Luft von $p_2 = 33$ atm ergibt sich, wenn z. B. $x = 1,41$, $\varepsilon = 1,3$ und $\varepsilon_1 = 1,5$ bzw. 3,0 angenommen wird,

$$\eta_{lt} = 0,616 \quad \text{bzw.} \quad 0,540.$$

Es nimmt somit der thermische Wirkungsgrad η_{lt} von Dieselmotoren bei abnehmender Belastung, also kleinerem ε_1 , merklich zu. Dies hat sich im praktischen Betriebe voll bestätigt.

Zu der Gl. 132 gelangt man ebenfalls durch die Beziehungen der Wärmearbeiten.

Es ist die absolute Arbeit des Ausdehnungshubes

$$L_{at} = p_2 (v_3 - v_2) + \frac{p_3 v_3}{x-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}} \right);$$

hierin ist noch die Verdichtungsarbeit des zweiten Taktes

$$L_k = \frac{p_2 v_2}{x-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}} \right)$$

enthalten, nach deren Ausscheidung an verfügbarer Wärmearbeit verbleibt

$$L = \frac{Q}{A} = \left[p_2 (v_3 - v_2) + \frac{p_3 v_3}{x-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}} \right) \right] - \frac{p_2 v_2}{x-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}} \right).$$

Der Arbeitswert der zugeführten Wärmemenge Q' ist

$$L' = \frac{Q'}{A} = \frac{c_p p_2}{AR} (v_3 - v_2) = \frac{x}{x-1} p_2 (v_3 - v_2),$$

woraus durch Division in L der thermische Wirkungsgrad des Kreisprozesses

$$\eta_{lt} = \frac{L}{L'} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{x-1}} \frac{\varepsilon_1^x - 1}{x (\varepsilon_1 - 1)}$$

sich wie vorher bestimmt.

c) Die indizierte Wärmearbeit.

Die wirkliche indizierte Wärmearbeit ist, wenn p_i den mittleren indizierten Kolbendruck (in kg/qcm) in den Fig. 789 und 790 ersichtlichen Diagrammen bedeutet,

$$Q_i = \frac{p_i v_0}{424} = 0,0023585 p_i v_0 \text{ WE},$$

bzw.

$$I_i = Q_i 424 = p_i v_0 \text{ mkg},$$

worin, bei gegebenem p_i , N_i und n , das Kolbenhubvolumen v_0 (in cbm) aus

$$N_i = \frac{v_0 p_i 2 n}{4 \cdot 75 \cdot 60} = \frac{v_0 p_i n}{9000} \text{ für Viertaktmotoren}$$

und aus

$$N_i = \frac{v_0 p_i 2 n}{2 \cdot 75 \cdot 60} = \frac{v_0 p_i n}{4500} \text{ für Zweitaktmotoren}$$

zu ermitteln ist.

Bei einem stündlichen Verbrauch von C_s (kg oder cbm) Kraftstoff, dessen mittlerer Heizwert h , beträgt der wirkliche Wärmearaufwand für jeden Verbrennungshub

$$Q_w = \frac{C_s h}{30 n} \text{ (Viertakt) bzw. } Q_w = \frac{C_s h}{60 n} \text{ (Zweitakt)}$$

und die entsprechende Wärmearbeit eines Hubes

$$L_w = \frac{Q_w}{A} = \frac{C_s h 424}{30 n} = \frac{14,133 C_s h}{n} \text{ mkg (Viertakt),}$$

bzw.

$$L_w = \frac{C_s h 424}{60 n} = \frac{7,067 C_s h}{n} \text{ mkg (Zweitakt).}$$

Der indizierte thermische Wirkungsgrad ist dann

$$\eta_i = \frac{Q_i}{Q_w} = \frac{L_i}{L_w} = \frac{N_i 75 \cdot 3600}{C_s h 424} \sim \frac{637 N_i}{C_s h}.$$

Das Verhältnis der beiden thermischen Wirkungsgrade

$$\frac{\eta_i}{\eta_t} = \rho$$

liefert den Gütegrad ausgeführter Motoren in Bezug auf Wärmearausnutzung bzw. den Völligkeitsgrad des Diagrammes.

Unter Berücksichtigung der Eigenwiderstände N_r (in PS) der Maschine beträgt die nutzbare Leistung derselben

$$N_n = N_i - N_r$$

und der mechanische Wirkungsgrad der Maschine

$$\eta_m = \frac{N_i - N_r}{N_i} = \frac{N_n}{N_i},$$

wofür unter Benutzung der zu N_i , N_n und N_r gehörigen mittleren Kolbendrücke $p_i = p_n + p_r$ kg/qcm auch geschrieben werden kann

$$\eta_m = \frac{p_i - p_r}{p_i} = \frac{p_n}{p_i}.$$

Hiermit findet sich der für die Praxis ausschlaggebende wirtschaftliche Wirkungsgrad

$$\eta_w = \rho \eta_t \eta_m = \eta_i \eta_m$$

oder mit Bezug auf den Wärmeverbrauch

$$\eta_w = \frac{N_i \eta_m 75 \cdot 3600}{424 C_s h} = \frac{N_n 75 \cdot 3600}{424 C_s h} = \frac{636,8 N_n}{C_s h} \sim \frac{637 N_n}{C_s h}.$$

Erfahrungsmäßig ist $\rho = 0,4$ bis $0,75$, je nach Größe und Güte der Maschine, $\eta_m = 0,75$ bis $0,9$; Werte für η_{lt} sind mittels der vorstehenden Gl. 131 bzw. 132 zu berechnen.

D. Ermittlung der Hauptmaße¹⁾.

Die einfachste und sicherste Grundlage für die Ermittlung der Hauptmaße der Verbrennungsmotoren bietet sich in dem Gewichte der erforderlichen Verbrennungsluft.

Es sei

N die Nennleistung eines Motors in PS (gewöhnlich $0,75$ bis $0,85$ der erreichbaren Höchstleistung),

n die Anzahl der Uml./min,

D der Kolbendurchmesser in m,

s der Kolbenhub in m,

$v_0 = 0,785 D^2 s$ das Kolbenvolumen in cbm,

$v'_0 = \eta_v v_0$ die wirklich angesaugte Gemischmenge im Normalzustande in cbm,

L der wirkliche Luftbedarf für 1 cbm bzw. 1 kg Kraftstoff in cbm,

L_h der wirkliche Luftbedarf eines Saughubes bei der Nennleistung N in cbm,

C_s der stündliche Kraftstoffverbrauch für die Nennleistung N in cbm bzw. in kg,

C desgleichen für 1 PS_n/std,

C_h „ „ einen Saughub,

h der Heizwert des Kraftstoffes für 1 cbm bzw. 1 kg in WE ,

$\eta_v = \frac{v'_0}{v_0}$ der volumetrische Wirkungsgrad des Saughubes,

$\eta_w = \frac{N \cdot 75 \cdot 3600}{424 C_s h} \sim \frac{637 N}{C_s h}$ der wirtschaftliche Wirkungsgrad.

Dann ist zunächst allgemein für Viertaktmotoren

$$C_s = \frac{N \cdot 75 \cdot 3600}{424 h \eta_w} = \frac{636,8 N}{h \eta_w};$$

$$C_h = \frac{N \cdot 75 \cdot 60 \cdot 2}{424 h \eta_w n} = \frac{21,23 N}{h \eta_w n};$$

$$L_h = \frac{C_s L}{30 n} = \frac{636,8 N L}{30 h \eta_w n} = \frac{21,23 N L}{h \eta_w n}.$$

¹⁾ Vergl. H. Güldner, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1892, S. 606.

a) Motoren für gasförmige Kraftstoffe.

Die während eines Saughubes in den Cylinder gelangende Ladung

$$v'_0 = C_h + L_h$$

erfordert ein wirksames Kolbenvolumen

$$v_0 = 0,785 D^2 s = \frac{C_h + L_h}{\eta_v} = \frac{21,23 N(1 + L)}{h \eta_w n \eta_v}$$

Durch Auflösung nach den drei veränderlichen Hauptwerten D , s und n folgt hieraus

$$\left. \begin{aligned} D &= \sqrt{\frac{27,03 N(1 + L)}{h \eta_w s n \eta_v}} \text{ m} \\ s &= \frac{27,03 N(1 + L)}{h \eta_w D^2 n \eta_v} \text{ m} \\ n &= \frac{27,03 N(1 + L)}{h \eta_w D^2 s \eta_v} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots \mathbf{133}$$

b) Motoren für flüssige Kraftstoffe.

Da bei diesen das Mischungsverhältnis, selbst wenn der Kraftstoff im dampfdichten Zustande in den Cylinder eingeführt wird, erheblich kleiner ist als bei den reichsten Gasarten, kann unter Vernachlässigung des Kraftstoffvolumens gesetzt werden

$$v_0 = 0,785 D^2 s = \frac{L_h}{\eta_v} = \frac{21,23 N L}{h \eta_w n \eta_v} \text{ cbm};$$

hieraus folgt

$$\left. \begin{aligned} D &= \sqrt{\frac{27,03 N L}{h \eta_w s n \eta_v}} \text{ m} \\ s &= \frac{27,03 N L}{h \eta_w D^2 n \eta_v} \text{ m} \\ n &= \frac{27,03 N L}{h \eta_w D^2 s \eta_v} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots \mathbf{134}$$

Die in die Gleichungen 133 bis 134 einzusetzenden Zahlenwerte für die Wirkungsgrade η_w und η_v können den nachstehenden Tabellen I und II entnommen werden; desgleichen sind in Tabelle I Durchschnittswerte der Heizkraft und des Luftbedarfes für die hauptsächlichsten Kraftstoffe gegeben. Der in Spalte 5 bis 9 (Tabelle I) enthaltene Kraftstoffverbrauch setzt zeitgemäße Ausführung und geordnete praktische Betriebsverhältnisse voraus.

Der Verbrauch der Zünd- und Heizlampen ist an der inneren Arbeitsleistung nicht beteiligt und deshalb in den Angaben für den Kraftstoffverbrauch C unberücksichtigt geblieben; hingegen ist bei den Kraftgasmotoren der Brennstoffverbrauch des kleinen Dampfkessels (Drückgasanlagen mit Dampfkessel) eingerechnet.

I. Eigenschaften u. d. Ausnutzung der Kraftstoffe.

1	2		3		4		5		6		7		8		9	
	Mitt- lerer Heiz- wert für 1 cbm (kg) h WE	Luftbedarf wirklich L für 1 cbm (kg) cbm	theo- retisch L_0 für 1 cbm (kg) cbm	Luftbedarf wirklich L für 1 cbm (kg) cbm	Verbrauch C bei Nennleistung für 1 PS _n std (bezogen auf 760 mm Q.-S. und 15°), wenn die Motorgröße N		5 PS _n		10 PS _n		25 PS _n		50 PS _n		100 PS _n und mehr	
					C cbm (kg)	η_{lc} cbm (kg)	C cbm (kg)	η_{lc} cbm (kg)	C cbm (kg)	η_{lc} cbm (kg)	C cbm (kg)	η_{lc} cbm (kg)	C cbm (kg)	η_{lc} cbm (kg)		
Leuchtgas	{ arm	4500	{ 5,5	{ 7,5	{ 0,70	{ 0,20	{ 0,63	{ 0,22	{ 0,58	{ 0,24	{ 0,54	{ 0,26	{ 0,525	{ 0,27		
	{ gewöhnlich	5000	{ bis	{ 10,0	{ 0,63	{ 0,20	{ 0,57	{ 0,22	{ 0,52	{ 0,24	{ 0,48	{ 0,26	{ 0,47	{ 0,27		
Kraftgas	{ reich	6000	{ 6,5	{ 10,0	{ 0,58	{ 0,20	{ 0,52	{ 0,22	{ 0,48	{ 0,24	{ 0,44	{ 0,26	{ 0,43	{ 0,27		
	{ bezogen auf Anthrazit	7500	{ .	{ .	{ 0,53	{ 0,20	{ 0,475	{ 0,22	{ 0,44	{ 0,24	{ 0,40	{ 0,26	{ 0,39	{ 0,27		
Kraftgas	{ " " dessen Gas	1250	{ 0,85	{ 1,1	{ 0,75	{ 0,11	{ 0,65	{ 0,13	{ 0,57	{ 0,15	{ 0,50	{ 0,17	{ 0,47	{ 0,18		
	{ " " Koks	7200	{ bis	{ 1,1	{ 3,0	{ 0,17	{ 2,7	{ 0,19	{ 2,4	{ 0,21	{ 2,2	{ 0,23	{ 2,1	{ 0,24		
Hochfengas	{ " " deren Gas	1150	{ 1,0	{ 1,4	{ 0,8	{ 0,11	{ 0,68	{ 0,13	{ 0,59	{ 0,15	{ 0,52	{ 0,17	{ 0,49	{ 0,18		
	{	950	{ 0,75	{ 1,0 bis 1,2	{ 3,3	{ 0,17	{ 2,9	{ 0,19	{ 2,6	{ 0,21	{ 2,4	{ 0,23	{ 2,3	{ 0,24		
Koksfengas	{	4000	{ 5,3	{ 7,0	{ .	{ .	{ 3,7	{ 0,18	{ 3,3	{ 0,20	{ 3,0	{ 0,22	{ 2,8	{ 0,24		
	{	10500	{ 11,5	{ 16 bis 22	{ .	{ .	{ 1,0	{ 0,17	{ 0,85	{ 0,19	{ 0,75	{ 0,21	{ 0,70	{ 0,23		
Petroleum, gereinigt	10500	11,5	16 bis 22	0,55	0,11	0,50	0,12	0,46	0,13
Roilpetroleum (Diesel-Motor)	10000	11,0	18 " 20	0,25	0,25	0,24	0,26	0,23	0,27
Benzin	11000	11,5	15 " 20	0,30	0,19	0,28	0,21	0,25	0,23
Rohspiritus von 90 Vol.-Proz.	5700	6,0	8 " 12	0,50	0,22	0,46	0,24	0,42	0,26

Die eingeklammerten Gewichtseinheiten in den Spaltenköpfen 2 bis 9 gelten für feste und flüssige Kraftstoffe.

II. Volumetrischer Wirkungsgrad η_v des Saughubes der hauptsächlichsten Ausführungsformen.

Mit Berücksichtigung der Verminderung des Ladungsgewichtes durch die Temperaturzunahme während des Saughubes ergeben erfahrungsgemäß:

langsam laufende Motoren mit gesteuertem Einlaßventil	$\eta_v = 0,88$ bis $0,93$
langsam laufende Motoren mit selbsttätigem Einlaßventil	$\eta_v = 0,80$ „ $0,87$
schnell laufende Motoren mit gesteuertem Einlaßventil	$\eta_v = 0,78$ „ $0,85$
schnell laufende Motoren mit selbsttätigem Einlaßventil	$\eta_v = 0,65$ „ $0,75$
sehr schnell laufende Wagenmotoren mit selbsttätigem Einlaßventil und Rippenkühlung	$\eta_v = 0,50$ „ $0,65$
Verdunstungskarburatoren von Benzinmotoren vermindern η_v um 3% bis 5%.	

E. Ausführungen der Verbrennungsmotoren.

a) Leuchtgas- bzw. Kraftgasmotoren.

1. Viertaktmotoren.

Die jetzige Bauart der von Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover gebauten liegenden Viertakt-Gasmotoren zum Betriebe mit Leucht-, Kraft-, Hochofen-, Koksofengas u. s. w. zeigen Fig. 797 bis 799.

Der mit dem Rahmen und den Wellenlagern aus einem Stück gegossene Cylindermantel ist auf seiner ganzen Länge unterstützt, wodurch eine ruhige Lage auf dem Fundament gewährleistet ist. Die aus einem besonders harten und dichten Eisen hergestellte, mit einem hinteren Flansch versehene Laufbüchse wird in ihrem vorderen Teile durch eine Stopfbüchse gegen den Wassermantel abgedichtet, so daß Längsdehnungen dieser Büchse möglich sind, ohne daß schädliche Spannungen hervorgerufen werden. Der sehr lang gehaltene Kolben trägt am hinteren Teile sieben gußeiserne Spannringe, während der vordere Teil desselben die zur Cylinderachse normal gerichtete Komponente der Kolbenkraft aufnimmt und damit den Kreuzkopf entbehrlich macht.

Zum Ausgleich der hin und her gehenden Massen sind an den Kurbelarmen Gegengewichte angeschraubt. Die Lager der — wie auch die gekröpfte Kurbelwelle — aus geschmiedetem Stahl gefertigten Schubstange sind aus Phosphorbronze hergestellt bzw. mit einem Weißmetallfutter versehen; die Ringschmierlager der Kurbelwelle sind zweiteilig und mit Weißmetall ausgegossen. Die Schalen der mittels Tropföler geschmierten Steuerwellenlager bestehen aus Rotguß.

Der mit dem hinteren Cylinderende verschraubte Kopf trägt oben das Einlaßventil *b*, unten das Auslaßventil *c*; beide, durch Nocken der Steuerwelle beeinflusste Ventile, sind leicht zugänglich und ringsum

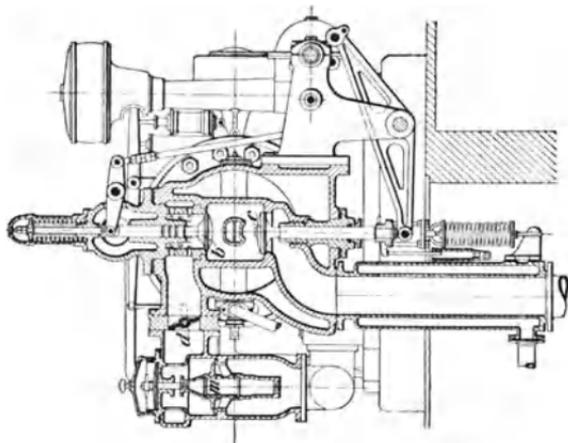


Fig. 798.

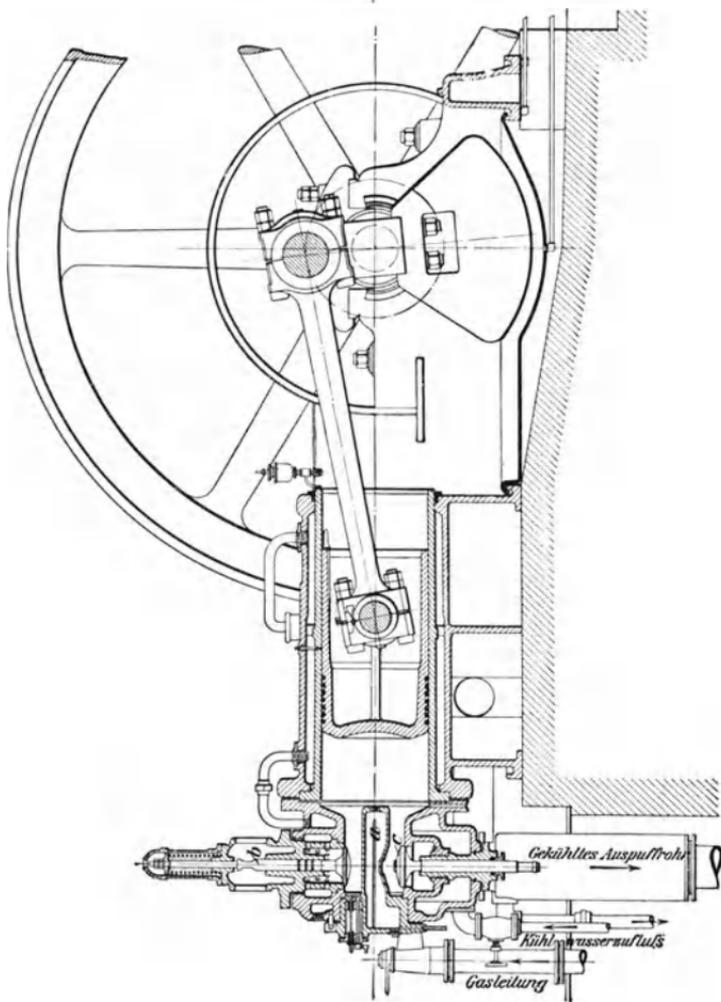


Fig. 797.

mit Wasser gekühlt. Um etwaige im Cylinder sich absetzende Ölrückstände vom Auslaßventil fernzuhalten, ist dasselbe über die Unterkante des Cylinders gelegt. Seitlich am Ventilkopf ist das Mischventil *m* bezw. — auf der anderen Seite — der elektrische Hauptzündler angebracht. Das Mischventil ermöglicht die selbsttätige Herstellung einer in der Zusammensetzung stets gleichbleibenden Ladung, gleichgültig, ob die Maschine mit veränderlichen Widerständen

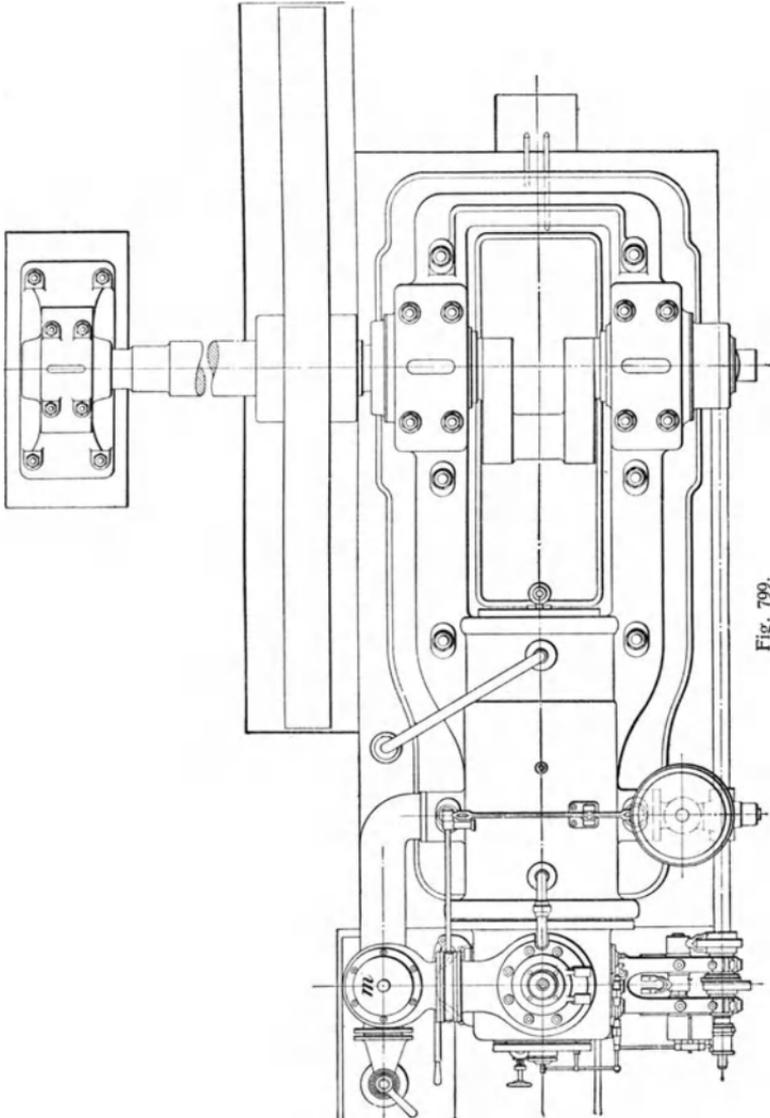


Fig. 799.

oder mit verschiedenen Umlaufzahlen arbeitet. Außer dem Hauptzünder ist noch ein zweiter, am Deckel des Ventilkopfes sitzender Zünder vorhanden, die beide durch einen auf dem Lagerbock der Steuerwelle angebrachten Magnetinduktor derart betätigt werden, daß der Augenblick der Zündung während des Betriebes verstellbar werden kann.

Die Vorderseite des Ventilkopfes ist mit dem schon erwähnten Deckel versehen, der eine Reinigung des Verdichtungsraumes gestattet, ohne den Kolben herausnehmen zu müssen. Dieser Deckel trägt noch einen weit in den Verdichtungsraum hineinragenden, mit Wasser gekühlten hohlen Kolben *a*, wodurch die bei hohen Verdichtungs-
spannungen auftretenden Vorzündungen vermieden werden sollen.

Die Regelung der Maschine erfolgt durch Füllungsänderung mittels eines Kugelregulators, der zu dem Zwecke eine im Kanal zwischen Mischventil *m* und Einlaßventil *b* sitzende Drosselklappe *d* entsprechend verstellt. Ein Aussetzen von Ladungen findet nicht statt.

Derartige Motoren werden für Nennleistungen von 1 bis 165 PS als eincylinde, darüber hinaus als Zwillingsmaschinen gebaut.

Bei den von der Gasmotorenfabrik Deutz in Köln-Deutz für mittlere und große Leistungen gebauten liegenden Viertakt-Gasmotoren (Fig. 800 und 801) ist die Laufbüchse des Arbeitskolbens ebenfalls in den, gleichzeitig den Kühlmantel bildenden Rahmen *a* von hinten eingesetzt und vorn mit einer Stopfbüchse gedichtet. An dem sich anschließenden Cylinderkopf *d* sind Gasventil *c*, Einlaßventil *h* und Auslaßventil *k* angeordnet.

Die Bildung der Ladung geht im Gehäuse des Einlaßventiles *h* vor sich.

Die Luft strömt durch den Stutzen *m* in den unteren, das Gas durch den Hahn *l* und das Ventil *c* in den oberen Teil des Ventilgehäuses, wo es, aus zahlreichen Löchern in die Luft eintretend, sich innig mit dieser mischt. Die so gebildete Ladung gelangt durch das Einlaßventil in den Cylinder und wird nach erfolgter Verdichtung durch einen elektrischen Funken entzündet.

Der zur Erzeugung des elektrischen Stromes dienende Induktionsapparat *f* besteht aus einem Bündel von Magneten, zwischen denen eine Drahtspule drehbar gelagert ist. Diese wird bei jeder zweiten Umdrehung durch einen von der Steuerwelle bewegten Hebel gegen die Magnete verdreht und schnell gleich darauf durch Federkraft zurück. Hierdurch wird ein kurzer, kräftiger Strom erzeugt.

Der Unterbrecher *g* enthält einen in den Verdichtungsraum hineinragenden isolierten Kontaktstift, gegen den sich der innere Arm eines Kontakthebels legt. Durch die Verbindungsstelle fließt der im Induktor erzeugte Strom. Sobald er seine größte Stärke hat, wird durch einen Stoß gegen den äußeren Arm des Kontakthebels der Kontakt geöffnet, und es tritt der Unterbrechungsfunke auf, der die Zündung einleitet.

Auf der mittels Schneckenräder von der Kurbelwelle aus mit der halben Umdrehungszahl der letzteren angetriebenen Steuerwelle *s* sitzen die zur Betätigung der Steuerhebel der einzelnen Ventile dienenden Nockenscheiben. So wird das Auslaßventil *k* durch Hebel *r*, das Einströmventil *h* durch Hebel *q*, das Gasventil *c* durch Hebel *o* betätigt. Die elektrische Zündvorrichtung wird durch eine von der Welle *s* mittels Stirnkurbel bewegten Stange *p* gesteuert.

Zur Regelung der Geschwindigkeit dient ein mit Ölbremse versehener Schwungkugelregulator *e*, Bauart Hartung, welcher die auf der Steuerwelle verschiebbare Scheibe *t* für das Gasventil beeinflusst;

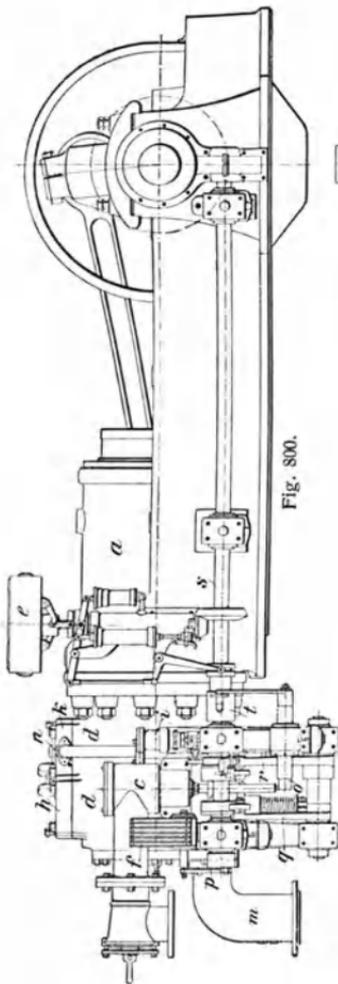


Fig. 800.

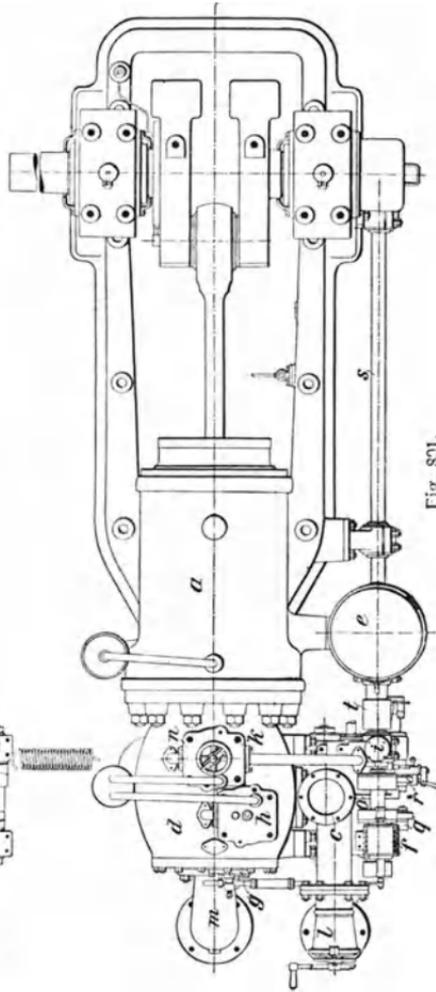


Fig. 801.

diese trägt einen schrägen Nocken, dessen Lage den jeweiligen Hub des Gasventils und damit die Größe der Arbeitsleistung des Motors bestimmt.

Der Motor wird durch Druckluft von 6 bis 8 atm Spannung in Gang gesetzt. Der Druckluftbehälter steht mit einem Kompressor, der Freytag, Hilfsbuch.

bei größeren Motoren mit einem kleinen Gasmotor gekuppelt ist, in Verbindung. Der Motor ist zu dem Zwecke mit einem von der Maschine gesteuerten Auslaßventil i und einem in den Deckel des Einströmventiles eingebauten selbsttätigen Rückschlagventil n ausgerüstet. Soll er in Gang gesetzt werden, so stellt man zunächst durch ein Reibungsschaltwerk das Schwungrad so ein, daß die Kurbel etwas über denjenigen inneren Totpunkt hinaussteht, welcher der Zündung entspricht. Läßt man nun durch Öffnen eines Absperrventiles die Druckluft zu, so setzt sich der Motor in Bewegung, indem durch das Auslaßventil i der Zutritt der Druckluft während eines bestimmten Kolbenweges jeder Arbeitsperiode freigegeben wird. Die verbrauchte Druckluft entweicht in der Auspuffperiode durch das Ausströmventil. Nach einigen Umdrehungen öffnet man den Gashahn der Maschine, und sobald die erste Zündung eingetreten ist — die Maschine sich also im normalen Betriebe befindet —, wird die Druckluft abgestellt. Damit unnötige Bewegungen des Anlaßventiles beim Gange der Maschine vermieden werden, läßt sich dessen Steuerwelle durch Verschieben aus dem Bereich des zugehörigen Nockens bringen. Vor der Einstellung des Schwungrades wird die Verdichtung ausgeschaltet; hierzu dient ein zweiter Nocken — der Anlaßnocken — der betreffenden Steuerscheibe.

Eine besondere Sicherung ist noch für den Fall vorgesehen, daß infolge von Überlastung oder anderer außergewöhnlicher Ursachen der Motor plötzlich stehen bleiben sollte. In diesem Falle könnte der Nocken das Gasventil in geöffneter Lage festhalten, so daß Gas in das Gehäuse des Einströmventiles und von hier in die Luftleitung und in den Aufstellungsraum des Motors gelangen würde. Um dies zu vermeiden, ist der Regulator so eingerichtet, daß er bei Unterschreitung einer gewissen niedrigen Umlaufzahl die Gasnockenscheibe nach links ablenkt, so daß die Gasrolle an der rechten Seite des Nockens vorbeigeht, das Gasventil also geschlossen bleibt.

Vor dem Ingangsetzen des Motors ist die Gasnockenscheibe wieder entsprechend einzustellen. Das geschieht durch Einklinken eines am Regulatorgestell gelagerten Anlaßhebels, der sich bei Überschreitung der Umlaufzahl selbsttätig auslöst.

Die Lager der Kurbelwelle sind für Ringschmierung eingerichtet.

Derartige Motoren werden für Leistungen von 35 bis 250 PS_n gebaut.

Für größere Leistungen — bis 500 PS_n — wie auch für kleinere Leistungen — von 40 PS_n an — liefert die Firma *Zwillingsmotoren* der vorgeschriebenen Bauart und Wirkungsweise mit gleichgerichteten Kurbeln beider Cylinderseiten. Größere derartige Motoren erhalten an jedem Cylinderkopf zwei Auslaß- und zwei Einlaßventile. Durch den Regulator werden gleichzeitig beide Regulierhülsen, welche die Gasnocken tragen, beeinflußt.

Die schematische Anordnung der Einzelteile eines viercylindrigen Gasmotors der Deutzer Gasmotorenfabrik von 1000 PS_n lassen Fig. 802 und 803 erkennen.

Der mit vier Cylindern arbeitende Viertaktmotor erhält auf jeden Hub einen Antrieb; seine Wirkungsweise entspricht also der einer eincylindrigen (doppeltwirkenden) Dampfmaschine.

Je zwei gegenüberliegende Cylinder sind in einen gemeinsamen Rahmen eingebaut. Die vier Cylinder von je 840 mm Durchmesser

und 1000 mm Hub arbeiten auf eine gemeinsame, doppelt gekröpfte Kurbelwelle.

Bei 135 Uml/min und bei Speisung mit Hochofengas von ~ 950 WE/cbm entwickelt die Maschine eine Höchstleistung von ~ 1200 PS_n.

Seit einigen Jahren hat die Gasmotorenfabrik Deutz den Bau von liegenden doppeltwirkenden Viertaktmotoren auf-

Fig. 802.

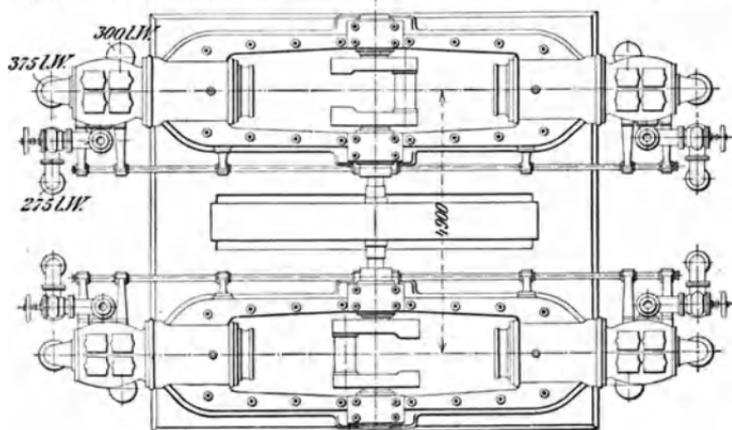
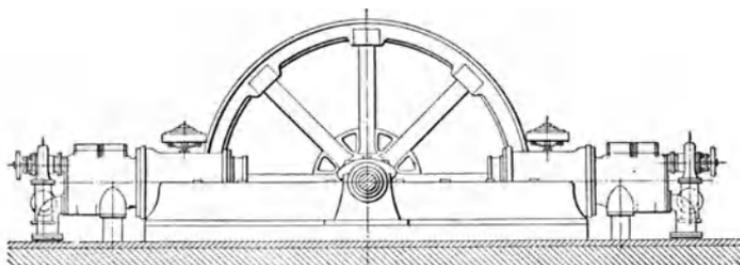


Fig. 803.

genommen. Diese Motoren weichen in der äußeren Form von den bisherigen Gasmotoren vollständig ab — sie sind in ihrer Gesamtanordnung den liegenden Ventildampfmaschinen ähnlich.

Die Arbeitsprozesse vollziehen sich bei den im doppelten Viertakt arbeitenden Motoren auf beiden Seiten des Kolbens derart, daß Eincylindermaschinen auf jeden zweiten Hub des Arbeitskolbens einen Antrieb erhalten. Fig. 804 bis 807 zeigen einen solchen eincylindrigen Gasmotor.

Die an den Enden des Cylinders sitzenden Einlaß- und Auslaßventile *a* bzw. *b* sind übereinander und leicht herausnehmbar in den ersteren eingebaut. Jedes Einlaßventil ist mit einem Luftschieber *c*

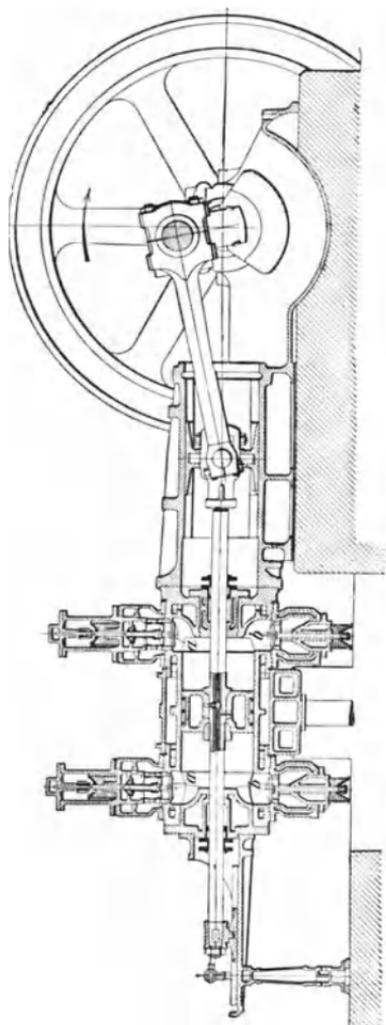


Fig. 804.

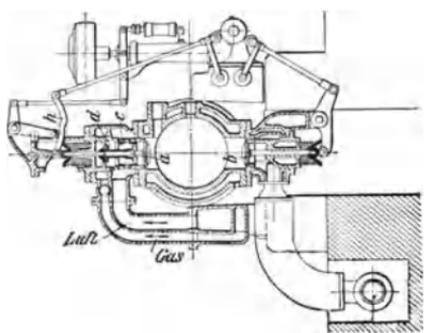


Fig. 806.

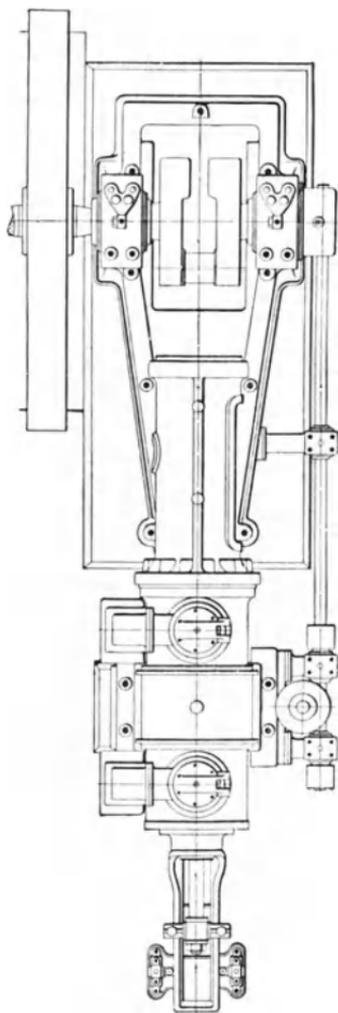


Fig. 805.

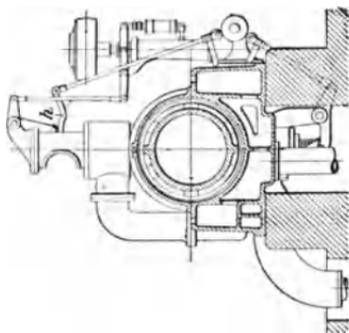


Fig. 807.

und ferner mit dem Gasventil d derart verbunden, daß alle drei Organe sich gleichzeitig öffnen und schließen, womit stets genau proportionale Querschnitte für den Eintritt von Luft und Gas bzw. des Ladungsgemisches in den Cylinder freigelegt werden.

Die Geschwindigkeitsregelung der Maschine geschieht dadurch, daß der Stützpunkt des Hebels h , der das Einlaßventil öffnet, in der Fig. 806 ersichtlichen Weise von einem mittels Zahnräder von der Steuerwelle aus angetriebenen Federregulator verstellt wird. Da bei geschlossenem Einlaßventil zwischen der als Stützpunkt dienenden Rolle und dem Einlaßhebel h ein geringer Spielraum vorhanden ist, so kann der Regulator frei spielen. Nur während der Einströmperiode — also während des vierten Hubes jedes Arbeitsspiels — wird der Regulatorhebel belastet und der Regulator infolgedessen festgehalten. Die Verhältnisse sind aber so gewählt, daß ein Ausgleiten der Rolle auf dem Hebel h nicht stattfinden kann.

Durch diese Art der Regulierung wird in gleicher Weise, wie bei der vorbesprochenen liegenden Gasmaschine von Gebr. Körting, unter Aufrechterhaltung des Mischungsverhältnisses der Ladung, nur deren Menge und damit deren Verdichtung geändert — somit eine äußerst günstige Brennstoffausnutzung erreicht.

Fig. 806 zeigt die Stellung der Steuerungsteile bei voller Belastung des Motors, also bei dem größten Hub des Einlaßventils, wobei der Stützpunkt des Hebel h am weitesten von der Ventilspindel entfernt liegt — umgekehrt, d. h. beim Leerlauf des Motors, kommt der Stützpunkt des Hebels h ganz nahe an die Ventilspindel zu liegen.

An dem kräftigen Maschinenrahmen, der gleichzeitig die Kreuzkopfführung bildet, ist der nach hinten durch einen abnehmbaren Deckel verschlossene, in der Mitte noch in einem gußeisernen Bett ruhende Cylinder befestigt. Aus dem geräumigen Unterteil des gußeisernen Bettes, an das die Gas- und Luftleitungen angeschlossen sind, saugt sich jede Cylinderseite die zu bildende Ladung an.

Die Enden des Cylinders werden durch je einen mit Wasser gekühlten, leicht abnehmbaren Deckel mit centrisch eingesetzten Stopfbüchsen abgeschlossen. Auch die nach hinten verlängerte Stange des hier nochmals besonderer Geradföhrung gestützten Kolbens wird durch Wasserköhlung auf einer geringen Temperatur erhalten.

Der Augenblick der elektrischen Abreißzündung ist während des Betriebes verstellbar.

Das Anlassen geschieht zumeist durch Druckluft aus einem Behälter, der mit Hilfe eines Kompressors nach Bedarf wieder aufgefüllt wird.

Doppeltwirkende Motoren werden in Größen von 150 PS_n für jeden Cylinder aufwärts gebaut.

Bei doppeltwirkenden Zweicylindermaschinen erhält man auf jeden Hub eine Kraftwirkung; ordnet man für ganz große Maschinen vier Cylinder (Zwillings-Tandemmaschinen) an, so läßt sich bei Versetzung der Kurbeln um 90° sogar auf jeden halben Hub eine Kraftwirkung erzielen.

Ein eigenartiges Ladeverfahren zeigt der von dem französischen Konstrukteur Niel erfundene doppeltwirkende Viertaktmotor (sog. Duplex-Motor) der Compagnie „Duplex“ pour la fabrication des *moteurs à gaz in Paris*.

Wie Fig. 808 bis 810 ersichtlich, sitzen an jedem Cylinderende in besonderen Gehäusen ein Auslaßventil *a* sowie ein Einlaßventil *b* für das in den Cylinder tretende Gasmisch. Die beiden Einlaßventile stehen durch einen Kanal *c* (Fig. 810) von rechteckigem Querschnitte miteinander in Verbindung. Inmitten dieses Kanales liegt das Mischventil *d*, während in einem vorgeschraubten Gehäuse Luftventil *e* und Gasventil *f* untergebracht sind. Zur Regelung der zuströmenden Gasmenge dient ein mit Teilscheibe und Zeiger versehener Hahn *m*. Sämt-

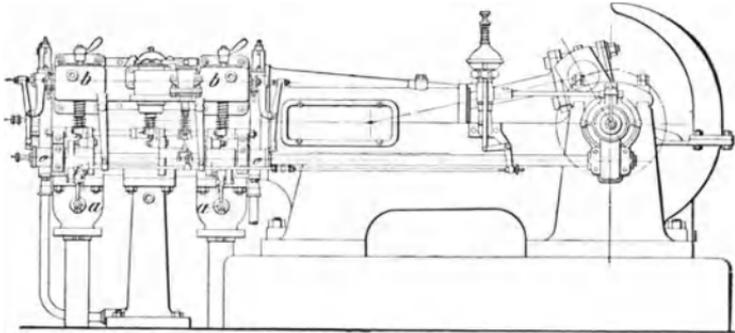


Fig. 808.

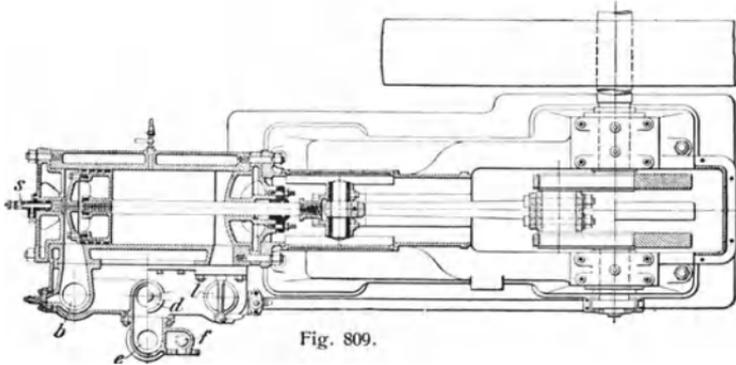


Fig. 809.

liche Ventile werden von einer mittels Schraubenräder von der Kurbelwelle angetriebenen Steuerwelle aus bewegt.

Die Arbeitsweise des Motors ist folgende: Das beim ersten Aushube des Kolbens in den hinteren Cylinderraum tretende Gasmisch strömt beim Rückhube des Kolbens durch den Kanal *c* so lange in den vorderen Cylinderraum über, bis der Kolben die Mitte seines Hubes erreicht hat. In diesem Augenblick schneidet das linksseitige Einlaßventil *b* die weitere Gemischzufuhr nach dem vorderen Cylinderraume ab. Bei der Weiterbewegung des Kolbens wird das im hinteren Cylinderraume eingeschlossene Gasmisch verdichtet, während dasjenige im vorderen Cylinderraume und im Kanal *c* infolge der Kolbenbewegung eine Ausdehnung und damit eine Spannungsabnahme erleidet.

Hat der Kolben das Ende seines Hubes erreicht, so entzündet sich das verdichtete Gemisch an einem durch einen Bunsen-Brenner in Rotglut erhaltenen Porzellanröhrchen, das im geeigneten Augenblick durch ein gesteuertes, aus Stahl gefertigtes Zündventil mit dem Verdichtungsraume des Cylinders in Verbindung gebracht wird.

Am vorderen Cylinderende gelangt das betreffende Einlaßventil *b* auf seinen Sitz zurück; damit wird die eingeschlossene Gemischmenge von derjenigen getrennt, die sich im Verbindungskanal *c* befindet. Erstere wird beim zweiten Aushub des Kolbens verdichtet; alsdann findet auch hier Zündung und weiter Ausdehnung der Verbrennungsgase während eines Kolbenhubes statt, worauf sich der beschriebene Vorgang wiederholt.

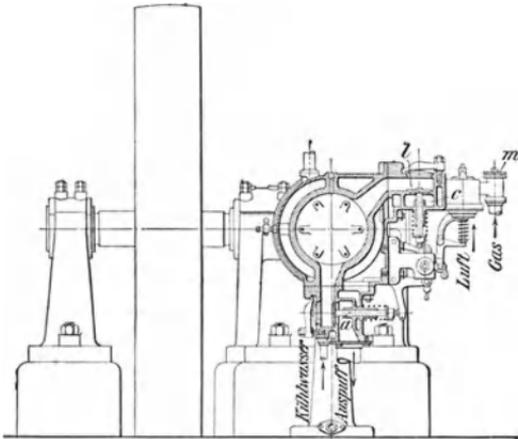


Fig. 810.

Die beiden Zündungen folgen sich hiernach mit 180° Abstand, worauf während der nächsten 540° Kurbelbahn die Entlade- und Ladevorgänge wie gewöhnlich stattfinden.

Die Geschwindigkeit wird durch Aussetzer bezw. durch Einwirkung eines Kugelregulators auf das Gasventil geregelt. Das Ventil bleibt bei Überschreitung einer festgesetzten Geschwindigkeit geschlossen.

Zum Anlassen großer Motoren dient ein im hinteren Cylinderdeckel liegendes Ventil *s*, durch welches mittels einer Pumpe ein Gemisch von Gas und Luft in den Cylinder gedrückt wird.

Der Motor ist, gleich wie der vorbesprochene Deutzer doppelwirkende Viertaktmotor, mit Deckeln an beiden Cylinderenden und mit einer Rundführung für den Kreuzkopf versehen.

Ein Vorzug des Motors liegt darin, daß infolge Verteilung des in den Cylinder eingesaugten Gemisches auf beide Kolbenseiten eine vollkommene Ausdehnung als in Motoren mit gleichem Verdichtungs- und Ausdehnungsraume erzielt wird. Die während eines ganzen Kolbenhubes stattfindende Ausdehnung ermöglicht, nahezu die gesamte Ausdehnungswärme in Arbeit umzuwandeln. Die Auspuffgase treten infolgedessen mit einer Spannung nahezu gleich derjenigen der Außenluft und somit fast unhörbar aus der Maschine.

2. Zweitaktmotoren.

Bei der von Gebr. Körting in Körtingsdorf bei Hannover gebauten doppelwirkenden Zweitaktgasmaschine (Fig. 811 bis 813) ist der Cylinder, in dem sich ein ungewöhnlich langer Kolben bewegt, in der Mitte mit Auslaßschlitzen versehen, durch welche die

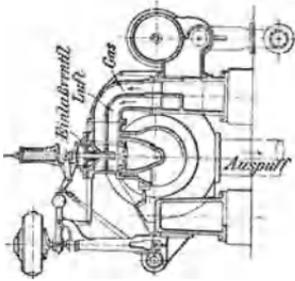


Fig. 813.

verbrannten Gase ausströmen und die durch den Kolben selbst in den beiden Totpunktlagen einmal nach der vorderen und einmal nach der hinteren Cylinderseite hin geöffnet werden, während das frische Gemisch an den Enden eingeführt wird. Durch die zweckmäßige Ausbildung des Einlaßorgans wird eine Mischung der zuerst überschobenen Luft mit den verbrannten Rückständen einerseits und mit dem folgenden Brenngemisch andererseits genügend verhindert,

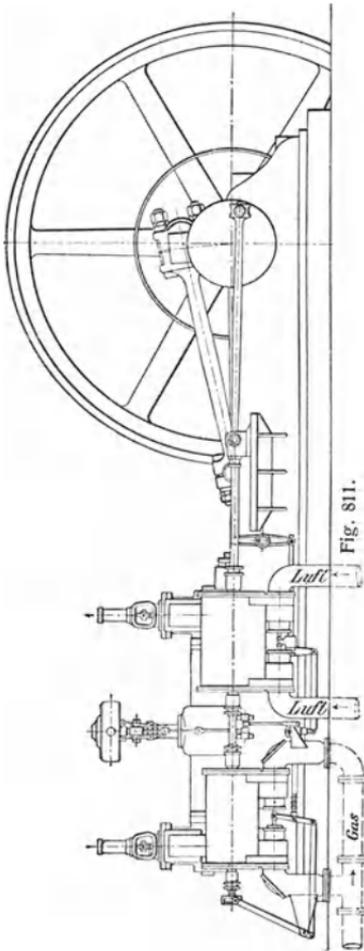


Fig. 811.

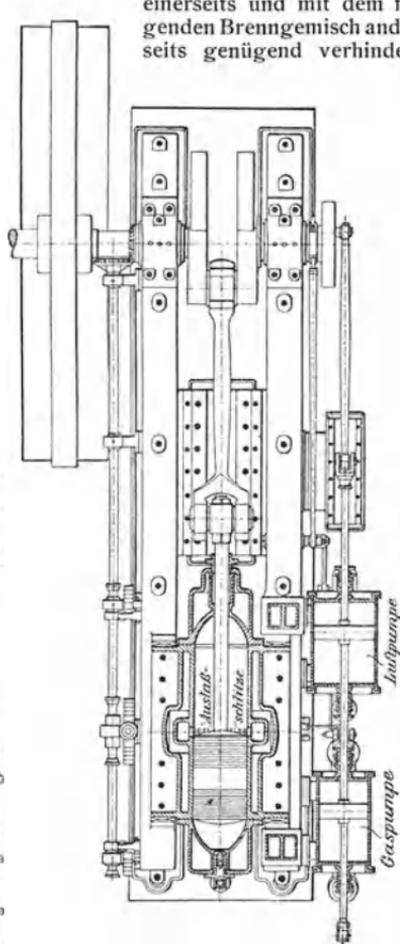


Fig. 812.

und aus dem gleichen Grunde findet ein Verlust an Brenngemisch durch die beim Überschieben offen stehenden Ausströmschlitze nicht statt. Kurz nachdem die Auslaßschlitze durch den zurückgehenden Kolben wieder geschlossen sind, haben auch die Kolben der Luft- und Gaspumpe ihre Totpunktstellung erreicht; die Förderung des Gemisches hört also auf, und es wird im Cylinder in bekannter Weise weiter verdichtet, bis es im Totpunkt des Kolbens entzündet wird. Beim nächsten Vorwärtsgange des Kolbens äußert die entzündete Ladung infolge Ausdehnung ihre treibende Kraft, bis kurz, bevor die andere Totpunktlage erreicht ist, die Schlitze durch den Kolben wieder geöffnet werden und die verbrauchte Ladung am Ende ihrer Ausdehnungsfähigkeit austritt. Auf der anderen Seite des Kolbens findet der gleiche Vorgang statt.

Der Gang wird durch eine Steuerung geregelt, welche die Menge des eintretenden Gasgemisches je nach dem Kraftbedarf des Motors verändert.

Cylinder und Kolben werden durch umlaufendes Wasser gekühlt.

Derartige mit Hochofengas betriebene Motoren von 500 bzw. 1000 PS_n (Zwillingsmotor) sind unter anderem für die Niederrheinische Hütte in Duisburg und für die Donnersmarckhütte in Oberschlesien gebaut worden.

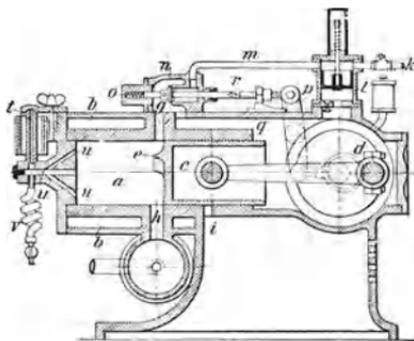


Fig. 814.

Einen im einfachen Zweitakt arbeitenden kleineren Gasmotor — für Leistungen von 0,5 bis 15 PS_n bei 500 bis 180 Uml/min — der Firma Mietz & Weiß in New York zeigt Fig. 814¹⁾.

Der Motor hat nur eine geringe Anzahl von Einzelteilen. Ventile, Nockenscheiben, Steuerwelle u. s. w. sind in Wegfall gekommen; zur Steuerung dient der Arbeitskolben. Um eine möglichst gleichförmige Bewegung zu erzielen, ist der Motor mit zwei Schwungrädern ausgerüstet.

Am oberen Ende des auf dem Kurbelgehäuse sitzenden kleinen Hilfszylinders *l*, in dem sich ein mittels Feder entlasteter leichter Kolben bewegt, ist die Gasleitung *k* bzw. *m* angeschlossen, während das untere Ende dieses Cylinders mit dem Kurbelraume *d* in offener Verbindung steht.

Die beim Einwärtshube des Arbeitskolbens *c* durch das hohle Maschinengestell und die Öffnung *i* des von einem Kühlmantel *b* umgebenen Cylinders *a* in den allseitig geschlossenen Kurbelraume *d* eingesaugte Luft wird beim darauffolgenden Auswärtshube des Kolbens verdichtet; hierbei wird auch der kleine Kolben des Hilfszylinders nach

¹⁾ Der Motor ist in der Anordnung seiner Kanäle und in der Gestaltung der Kurbelkammer den betreffenden Maschinen von Söhnlein und von Sintz nachgebildet (vergl. H. Güldner, „Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungsmotoren“, S. 135 bzw. 138).

aufwärts bewegt, wodurch — etwas später als die durch den Kanal g übertretende Luft — die Gasladung durch das gesteuerte Ventil n in den Arbeitscylinder a gelangt, sobald der Auspuffkanal h geöffnet ist. Wenn im Kurbelkasten der Überdruck ausgeglichen ist, sinkt der kleine Gaskolben infolge seiner Schwerkraft nieder und saugt dabei über sich eine neue Gasfüllung an. Ein am Boden des Kolbens c angegosener halbrunder Ablenker leitet das Gemisch während des Übertretens in den eigentlichen Verdichtungsraum des Arbeitscylinders und erschwert das Entweichen von unverbrannten Gasen durch den Auslaßkanal h .

Das Ventil n wird von einer Feder o für gewöhnlich geschlossen gehalten und durch einen Pendelregler geöffnet. Letzterer besteht aus dem durch ein Excenter von der Kurbelwelle aus gesteuerten Stößler q , der eine mittels Gegenmutter festgestellte Scheibe trägt, die sich auf einem schrägen Anlauf q des Maschinengestelles hin und her bewegt. Bei normaler Geschwindigkeit des Motors wird die Scheibe so langsam auf der schiefen Ebene aufwärts gleiten, daß der Stößler mit einem an seinem flachen Ende angeschraubten Stoßstück aus gehärtetem Stahl mit der Klinke r der Spindel des Gasventils n zusammentrifft und letzteres öffnet. Läuft die Maschine jedoch zu rasch, so wird der Stößler von der schiefen Ebene mehr oder weniger heftig abgeworfen, so daß er mit der Klinke nicht mehr zusammentrifft. Dabei bleibt also das Gasventil geschlossen und der Kolben im Hilfszylinder l saugt die vorher zusammengedrückte Gasladung wieder zurück. Die verdichtete Ladung wird durch das stehende Glührohr t entzündet, welches beim Ingangsetzen des Motors durch eine Spirituslampe erwärmt und im Betriebe durch die inneren Verbrennungen genügend heiß erhalten wird. Das zum Schutze gegen äußere Abkühlungen mit einem Mantel umschlossene Rohr t steht durch Kanäle u des Cylinderkopfes mit dem Verdichtungsraum in Verbindung.

Die Rohrschlange v soll Frühzündungen verhüten, also zur Regelung des Zündaugenblickes dienen.

b) Petroleummotoren.

1. Viertaktmotoren.

Durch reinliche und geruchlose Zuführung und Verwendung des Brennstoffes zeichnet sich der nach dem Erfinder benannte Diesel-Motor aus. Derselbe gehört, da die Verbrennung allmählich, d. h. bei annähernd unverändertem Drucke erfolgt — im Gegensatz zu den vorherbeschriebenen Verpuffungsmotoren —, zu den Gleichdruckmotoren. Die allgemeine Anordnung der Einzelteile des Diesel-Motors sowie seine Arbeitsweise u. s. w. sollen an Hand der Fig. 815 bis 819 ersichtlichen Abbildungen eines von der Maschinenfabrik Augsburg, A.-G., in Augsburg gebauten derartigen Motors von 12 PS_n (normal) erläutert werden.

Der Ständer des stehend ausgeführten Motors ist mit der Grundplatte und dem Arbeitscylinder in einem Stück gegossen. Letzterer ist unten offen und oben durch einen Deckel geschlossen, der, wie Fig. 815 und 817 erkennen lassen, das Auslaßventil a , Einsaugventil e , Brennstoffventil b und das Anlaßventil bezw. Luftentnahmeventil v für die Luftpumpe enthält.

Sämtliche Ventile werden zwangsläufig mittels unrunder Scheiben s geöffnet und durch Federn geschlossen; erstere sitzen auf einer gemein-

samen Steuerwelle h , die — von der Kurbelwelle aus mittels senkrechter Zwischenwelle angetrieben — nur halb so viel Umdrehungen als die Kurbelwelle ausführt. Cylinder und Deckel sind mit einem Wassermantel umgeben.

Durch die Brennstoffpumpe p (Fig. 819) wird die für die jeweilige Kraftleistung erforderliche Menge Petroleum in das Brennstoffventil b gefördert; in diesem wird das Petroleum mit Druckluft gemischt und alsdann im zerstäubten Zustande dem Arbeitscylinder zugeführt. Die am Sockel des Motors angebrachte kleine Luftpumpe l (Fig. 815 und 816) saugt die Zerstäuberluft nicht mehr wie früher aus der Atmosphäre an, sondern entnimmt sie unter ungefähr 10 atm Spannung dem Arbeitscylinder und verdichtet sie sodann weiter auf den für die Einblasung des Brennstoffes erforderlichen Überdruck von etwa 60 atm. Zu dem Zwecke befindet sich im Cylinderdeckel noch ein kleines Überströmventil, das während der zweiten Hälfte des Verdichtungshubes geöffnet wird, wenn die Verdichtungsspannung im Cylinder 10 atm überschritten hat. Infolgedessen tritt aus dem letzteren etwas Luft in die während des Betriebes gegen das Anlaßgefäß abgeschlossene Anlaß bew. Überströmleitung, in der der Druck auf ungefähr 10 atm steht. Die Höhe dieses Druckes wird durch das Regelventil für die Luftpumpe eingestellt. Aus der Anlaßvorrichtung entnimmt nun die im Zweitakt arbeitende Luftpumpe ihren Luftbedarf und fördert ihn, nachdem die Verdichtung auf 60 atm erfolgt ist, durch die Druckleitung zum Einblasegefäß. Von hier aus führt die Einblaseleitung zum Brennstoffventil.

Das Anlassen des Motors erfolgt mittels verdichteter Luft, die ebenfalls von der Luftpumpe l erzeugt und in dem Einblase- bzw. Anlaßgefäß aufgespeichert wird. (Bei größeren Motoren ist für die Einblase- und für die Anlaßluft je ein besonderes Gefäß vorhanden.)

Die betreffenden Steuerhebel werden mittels eines Handgriffes r (Fig. 815) vor dem Anlassen in die Anlaßstellung, und nachdem der Motor die für die Zündung nötige Geschwindigkeit besitzt, wieder in die Betriebsstellung gebracht (vergl. weiter unten).

Die Zerstäubung des Petroleums erfolgt durch einen sog. Plattenzerstäuber. Derselbe besteht aus vier ringförmigen Platten, die in Abständen von mehreren Millimetern übereinanderliegen und deren je 2 mm weite Löcher gegeneinander versetzt sind. Vor dem Eintritt in den Cylinder wird das Petroleum von der Zerstäuberluft durch diese Löcher mitgerissen und dadurch zerstäubt. Da der Überdruck der Zerstäuberluft beim Durchgang durch die Löcher außerordentlich groß ist und die Löcher hinreichend weit sind, so dürfte eine Verschmutzung derselben ausgeschlossen sein.

Zur Regelung des Diesel-Motors dient die in Fig. 820 und 821 dargestellte Einrichtung.

Das Druckventil d der Brennstoffpumpe ist selbsttätig, während das Saugventil s derselben durch die Stange u mit einem Hebel h in Verbindung steht, der mit einem Ende am Regulator aufgehängt ist. Der Aufhängepunkt f kann, so lange der Regulator seine Stellung nicht ändert, als Festpunkt betrachtet werden. Das andere Ende g des Hebels wird durch die auf der Steuerwelle sitzende Kurbel i , die auch den Pumpenkolben k antreibt, hin und her bewegt, was ein Öffnen und Schließen des Saugventils zur Folge hat. Verstellt der Regulator

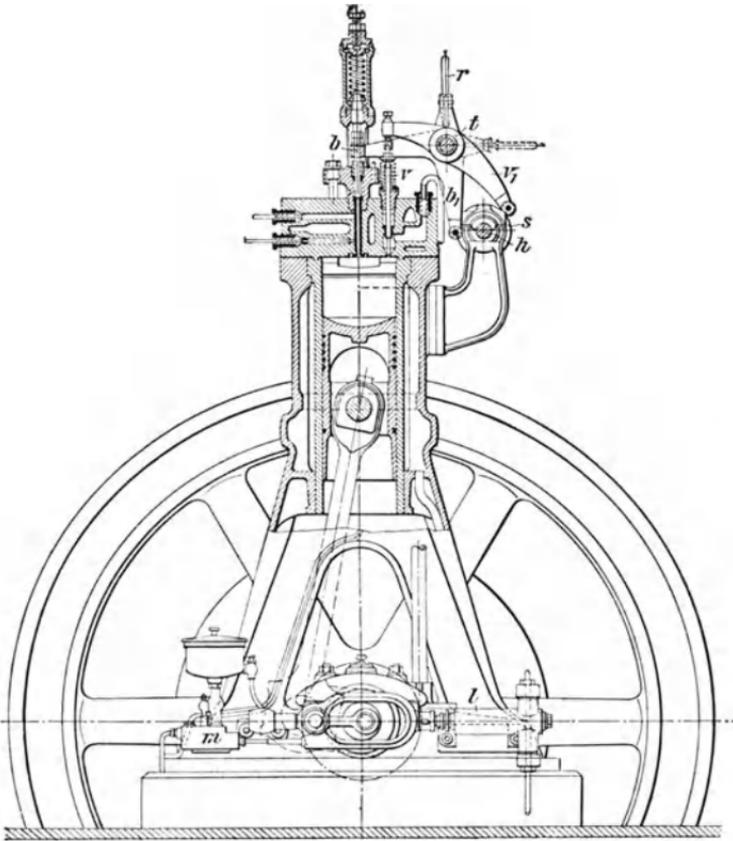


Fig. 815.

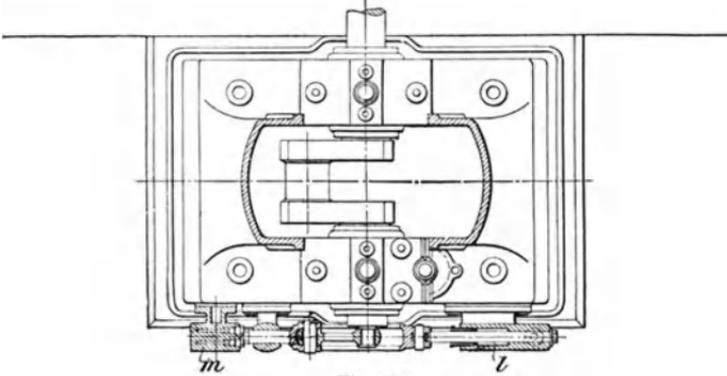
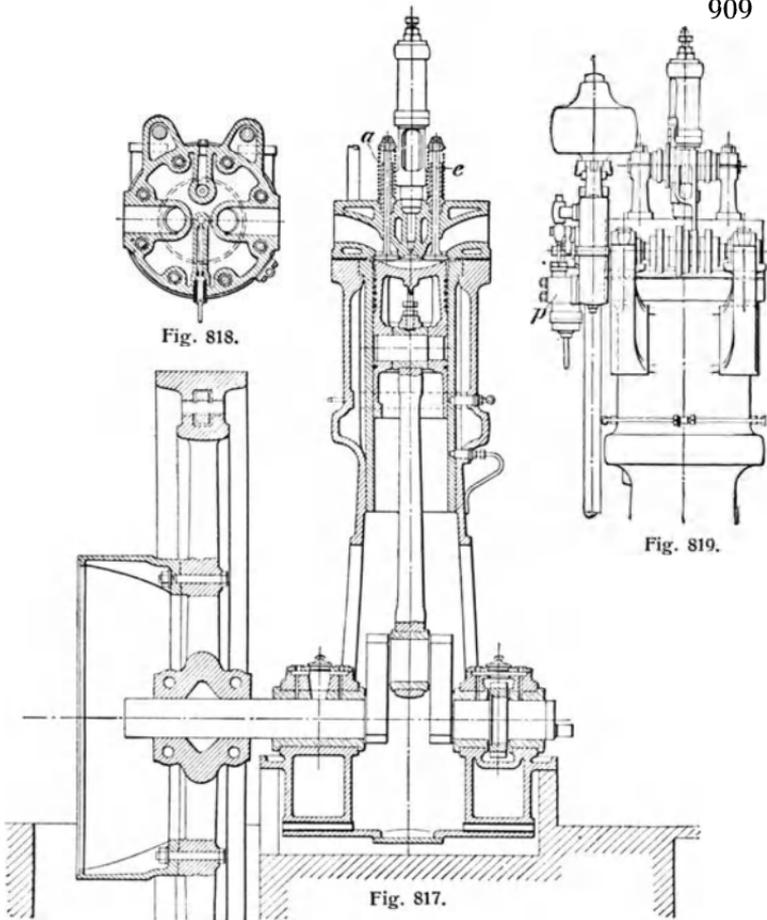


Fig. 816.



den Aufhängepunkt f , und zwar z. B. bei zunehmender Geschwindigkeit des Motors nach oben, so schließt das Saugventil erst später und öffnet wieder früher, so daß insgesamt weniger Petroleum gefördert wird. Dabei findet nur eine äußerst geringe Rückwirkung auf den Regulator statt.

Beim Anlassen muß das Brennstoffventil geschlossen bleiben und das Anlaßventil geöffnet werden, damit Druckluft aus dem Anlaßgefäß in den Arbeitscylinder eintreten und den Kolben in Bewegung setzen kann. Die Hebel b_1 und v_1 (Fig. 815) für das Brennstoff- bzw. das Anlaßventil sitzen deshalb nebeneinander auf einer excentrischen Hülse t , die durch den bereits genannten Handhebel r verstellt werden kann. In der Anlaßstellung steht die Hülse bei wagerechter Lage des Handhebels (in Fig. 815 punktiert angegeben) so, daß die Rolle des Hebels b_1 von

ihrer Nockenscheibe absteht und daher von dieser nicht bewegt wird, während gleichzeitig die Rolle des Hebels v_1 an der zugehörigen Nockenscheibe anliegt und somit vom Anlaßnocken getroffen wird. Durch Drehen am Handhebel r nach oben wird die Betriebsstellung herbeigeführt. Es steht dann der Anlaßhebel b_1 von seiner Nockenscheibe ab und bleibt daher in Ruhe, wohingegen der Brennstoffhebel v_1 nunmehr mit seiner Rolle an der zugehörigen Nockenscheibe anliegt und von dieser bewegt wird.

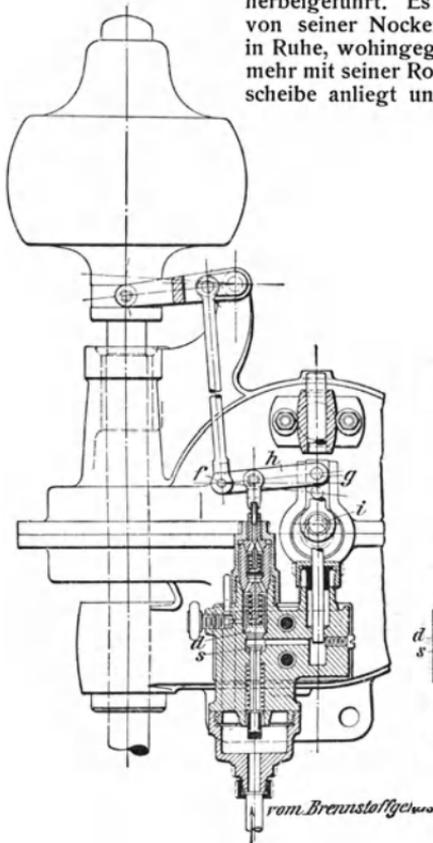


Fig. 820.

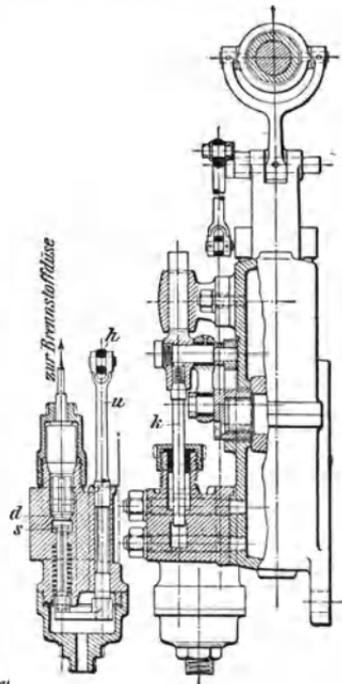


Fig. 821.

Versuche, die Prof. Meyer im Juni 1902 auf dem Proberstande der Maschinenfabrik Augsburg an einem Diesel-Motor der vorbeschriebenen Bauart von 8 PS_n (normal) anstellte, ergaben bei normaler Belastung des Motors und beim Betriebe mit russischem Petroleum (spezifisches Gewicht 0,806 kg/l bei 18,7° C, Heizwert $h = 10\,300$ WE/kg) einen Ölverbrauch von 0,224 kg für 1 PS_n/std — entsprechend einer Ausnutzung der im Brennstoffe enthaltenen Wärme von

$$\frac{632}{0,244 \cdot 10\,300} = 27,4\%.$$

Der Arbeitscylinder des Versuchsmotors hat 165 mm Durchmesser bei 269,5 mm Hub; die zugehörige Luftpumpe besitzt 25 mm Durchmesser und 50 mm Hub.

Der mechanische Wirkungsrad bei normaler Belastung wurde zu $\sim 77,5\%$ ermittelt.

Einen stehenden Petroleummotor (Verpuffungsmotor) mit untenliegender Kurbel zeigen Fig. 822 und 823.

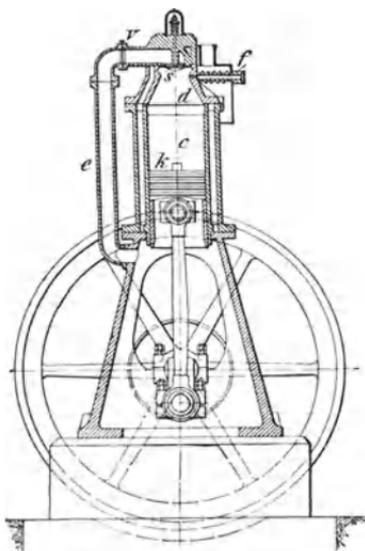


Fig. 822.

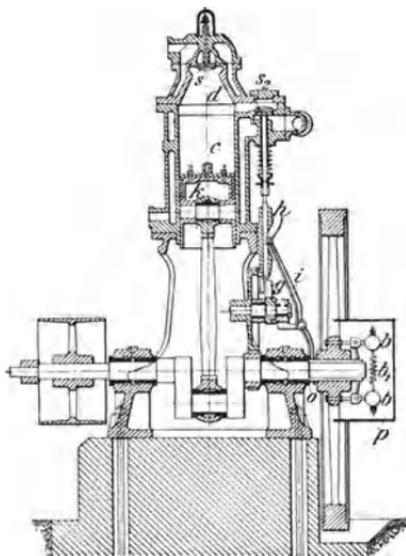


Fig. 823.

Auf dem von einem Kühlmantel umgebenen Cylinder *c* sitzt die Verbrennungskammer *d* mit dem Luftventil *s* und dem Verdampfer *f*. Am äußeren Ende des letzteren liegt das Einströmventil für das Kraftmittel. Beim ersten Abwärtshube des Kolbens *k* wird durch das geöffnete Ventil *s* Luft in den Cylinder eingesaugt und gleichzeitig werden durch eine von dem Daumen *g* der Steuerwelle bewegte Pumpe einige Tropfen Petroleum in den Vergaser befördert, welche hier verdampfen und mit der eingesaugten Luft das zur Verbrennung kommende Gemisch bilden. Dasselbe entzündet sich, nachdem es genügend verdichtet ist, an den rotglühenden Wandungen des Vergasers, die infolge der aufeinanderfolgenden Verbrennungen eine Temperatur von etwa 500° annehmen. Die Luftmenge läßt sich mittels einer in die Leitung *e* eingebauten Drosselklappe *v* regeln. Beim zweiten Aufwärtshube des Kolbens wird durch die Steuerung das Auspuffventil *s₂* geöffnet. Zur Regelung der Geschwindigkeit dient ein in der Scheibe *p* untergebrachter Regulator mit zwei durch die Feder *b₁* verbundenen Schwungkugeln *b*, die bei Überschreitung der normalen Umlaufzahl mittels Gestänges

Die Konstruktion des Pendelreglers entspricht derjenigen, wie sie bei dem Gasmotor der genannten Firma bereits besprochen wurde (s. S. 906).

Nach Angabe der Erbauer soll der Petroleumverbrauch höchstens 0,4 l für 1 PS_n/std betragen. Der zur Aufnahme des Kraftmittels dienende Behälter ist so groß, daß er während zehn Betriebsstunden nicht nachgefüllt zu werden braucht.

Da der Cylinder ringsum luftdicht geschlossen ist, die Verbrennungsgase in einen Auspufftopf entweichen und ferner bei jeder Kurbelumdrehung frische Luft durch das Kurbelgehäuse in den Cylinder gepreßt wird, arbeitet der Motor vollständig geruchlos. Die Schmierung erfolgt selbsttätig während des Ganges, und zwar wird das Öl den einzelnen Bedarfsstellen unter Druck zugeführt.

Die Motoren werden in acht Größen für Leistungen von 1 bis 20 PS_n mit 500 bis 300 Uml/min gebaut.

c) Benzinmotoren.

Bei dem Fig. 825 ersichtlichen, im Viertakt arbeitenden stehenden Benzinmotor, System Lutzky, der Maschinenbau-A.-G. Nürnberg in Nürnberg wird das Kraftmittel der Maschine im flüssigen Zustande zugeführt; es verdampft erst im Mischventil unter Einwirkung eines Flügelrades (Einspritzkarburatation) Hierdurch erreicht man neben größerer Gefährlosigkeit im Betriebe eine vollkommenere und gleichmäßigere Vergasung als bei Verwendung der zur Bildung der karburierten Luft dienenden Gaserzeuger (Karburatoren), aus denen zunächst die leichter flüchtigen Bestandteile des Benzins von der durchstreichenden Luft mitgenommen werden und die schwereren zurückbleiben, so daß das Gemisch schließlich sehr gasarm wird (Verdunstungskarburatation).

Freitag, Hilfsbuch,

58

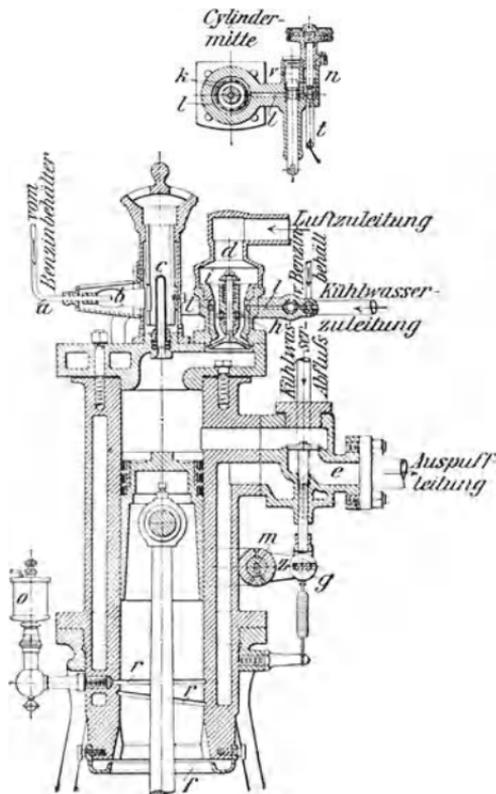


Fig. 825.

Auf dem konischen Ständer sitzt der Arbeitscylinder mit oberem Deckel, während die Antriebwelle mit den beiderseitigen Schwungrädern im unteren Teile des Ständers gelagert ist. Die Zündung der verdichteten Ladung ist als Rohrzündung ausgebildet. Zur Erhitzung des Porzellanröhrchens *c* dient ein Benzinbrenner *b*, welcher durch die Leitung *a* aus einem mit Schwimmer und Skala versehenen, etwas erhöht angeordneten Behälter gespeist wird; aus diesem Behälter fließt auch flüssiges Benzin nach dem auf dem Cylinderdeckel sitzenden Mischventil *d* über.

Beim Saughube des Kolbens tritt Luft durch die Haube *i* und das Mischventil in den Cylinder, gleichzeitig aber auch Benzin durch Rohr *t* und das einstellbare Nadelventil *n* hinter das vom Regulator gesteuerte Ventil *v*. Die von diesem Ventil nach den feinen Öffnungen *k* führenden Kanäle *l* sind stets mit Benzin angefüllt, welches indes nur so lange durch die genannten Öffnungen austritt, als das Ventil *v* geöffnet ist und der in der Leitung herrschende Überdruck zur Wirkung kommt. Das Benzin wird in diesem Falle durch die Öffnungen *k* auf ein im Innern des Mischraumes befindliches Flügelrädchen *h* gespritzt, welches, auf Kugeln gelagert, durch die angesaugte Luft in rasche Umdrehung versetzt wird und hierbei das auffallende Benzin zerstäubt und mit der durchstreichenden Luft innig mischt.

Bei anwachsender Geschwindigkeit des Motors bleibt zufolge der Wirkung eines von der Steuerwelle *m* aus bewegten Pendelreglers das Benzineinlaßventil *v* geschlossen.

Das Auspuffventil *e* wird ebenfalls von der Steuerwelle *m* durch Hebel *z* und Kugelgelenk *g* gehoben.

Um den Raum oberhalb des Kolbens ölfrei zu erhalten und damit die häufige Herausnahme desselben sowie eine Verschmutzung der Ventile zu verhüten, fließt das Öl von dem Behälter *o* in eine in die Cylinderwandung eingedrehte Rinne *r*, die sich spiralförmig nach unten fortsetzt. Das überflüssige Öl wird von der Ölfangrinne *f* aufgenommen. Aus den Rinnen *r* nimmt die Kolbenoberfläche mittels eingedrehter seichter ringförmiger Rinnen das Öl auf und verteilt es gleichmäßig auf die Cylinderwandung. Von dieser nehmen die am oberen Kolbenende sitzenden Dichtungsringe das nötige Schmiermaterial mit, welches somit nur so hoch geführt wird, als das Kolbenspiel es verlangt.

Um die Endtemperatur der verdichteten Ladung herabzuziehen und damit höchste Verdichtung derselben bzw. größte Wärmeausnutzung zu erhalten, bauen Ganz & Co. in Budapest stehende Benzinmotoren mit Wassereinspritzung.

Bei diesen, nach dem Erfinder des Arbeitsverfahrens benannten Bánki-Motoren saugt der Kolben während des Niederganges gleichzeitig mit der Verbrennungsluft ein aus Einspritzwasser und Benzin bestehendes Gemisch in angemessenen Mengen in den Cylinder. Das Wasser verdampft größtenteils erst während des Verdichtungshubes und absorbiert dabei so viel Kompressionswärme, daß die Ladung auf 12 bis 16 atm verdichtet werden kann, ohne die Zündtemperatur zu erreichen. Der Verpuffungsdruck beträgt etwa 35 bis 40 atm. (Das Ladeverfahren ist mit Erfolg auch auf Gasmaschinen übertragen worden.)

Sechster Abschnitt.

Die wichtigsten Hochbau- konstruktionen.

Bearbeitet von Professor Wagner, Lehrer an den technischen Staatslehranstalten
in Chemnitz.

A. Tabellen.

Nachstehende Zahlenwerte gelten im allgemeinen für ruhende Belastung.

Bei sich bewegender Belastung, namentlich wenn das Material Stöße auszuhalten hat, wählt man die niedrigsten Zahlenwerte.

Die größten Zahlenwerte sind bei Bauten, die nur einige Jahrzehnte stehen sollen, zulässig.

Das Zeichen \parallel bedeutet parallel zur Holzfaser, \perp bedeutet winkelrecht zur Holzfaser.

1. Zulässige Beanspruchungen in kg/qcm.

	Druck	Zug	Schub	Elastizitätsmodul <i>E</i>	Sicherheitsgrad ϵ
Sandstein im allgemeinen	15 bis 30
Kalkstein (Marmor) im allgemeinen	24 „ 25
Granite im allgemeinen	40 „ 50
Ziegelmauerwerk im allgemeinen	7 „ 15
Gewöhnliches Ziegelmauerwerk in Kalkmörtel	7
Gewöhnliches Ziegelmauerwerk in Zementmörtel	7,5 bis 10
Gutes Ziegelmauerwerk in Zementmörtel	8 „ 12
Bestes Klinkermauerwerk in Zementmörtel	15 „ 20

	Druck	Zug	Schub	Elastizitätsmodul E	Sicherheitsgrad ϵ
Gewöhnliches Bruchsteinmauerwerk in Kalkmörtel	4
Gewöhnliches Bruchsteinmauerwerk in Zementmörtel	5 bis 8
Lagerhaftes Bruchsteinmauerwerk in Zementmörtel	10
Beton im allgemeinen (größere Massen) . . .	20 bis 35
Betonmauerwerk zu Tage	} wie Ziegelmauerwerk }
Gewöhl. Ziegelgewölbe		5 bis 7,5	0	.	.
Gutes Ziegelgewölbe in Zementmörtel	10 „ 12	1	.	.	.
Betongewölbe	12 „ 18	2	.	.	.
Zementbetongewölbe mit Eiseneinlage	20	bis 8	.	.	.
Gewachsener guter Baugrund im allgemeinen .	2 bis 2,5
Feuchter Sand und weicher Ton	bis 1
Trockner Sand und fester Ton	2 bis 4
Festgelagerter Kies und Sand	3 „ 6
Bauholz im allgemeinen	60 (bis 100)	(60 bis) 100	} 6 (bis 9) ⊥ 12 (bis 16) ⊥ 20 15 ⊥ 30	100 000 bis 120 000	} 10
Nadelholz	60	80		10 ⊥ 20	
Eichen- und Buchenholz	70	100	15 ⊥ 30	.	
Gußeisen	500	250	200	1 000 000	8
Schmiedeeisen	750 bis 1000	750 bis 1000	600	2 000 000	5

NB. Bezüglich der Zerdrückungsfestigkeit ergeben neuere Untersuchungen folgende Zahlengrenzen:

Sandsteine etwa zwischen	230	und	1800	kg/qcm.,
Kalksteine „ „	200	„	1770	„
Granite „ „	1580	„	3100	„

bei Ziegeln ist zu erreichen:

gewöhnliche Ziegel etwa	200	bis	300	kg/qcm.,
Verblender	300	„	500	„
Klinker	450	„	600	„

2. Eigengewichte in kg/cbm.

Ziegelmauerwerk	1600 bis 1800	Schlackenbeton	1000 bis 1300
Verblend- u. Klinker- ziegelmauerwerk	2000	Schlacken, Stein- kohlenasche	600 „ 850
Ziegelmauerwerk aus gelochten oder po- rösen Steinen	1100 bis 1500	Mauerschutt	1400
Bruchsteinmauerwerk im allgemeinen	1900 „ 2500	Erde, Lehm	1400 bis 1600
Sandsteinmauerwerk	2100 „ 2500	Sand, Kies	1400 „ 1800
Kalksteinmauerwerk	2000 „ 2600	Asphalt	1200 „ 1500
Granitmauerwerk	2700 „ 2800	Stampfasphalt	2000 „ 2100
Ziegelbeton	1800	Terrazzo	2200
Granitbeton	2500	Gipsdiele	1000
		Schwemmstein	850
		Korkstein	330
		Xylolith	1400
Eichenholz	800	Schweißeisen	7800
Buchenholz	750	Flußeisen	7850
Lärchenholz	650	Gußeisen (Roh-)	7250 bis 7300
Kiefernholz	600 bis 650	Blei	11400
Tannenholz	550 „ 600	Kupfer	8000 bis 8900
Fichtenholz	500	Zink	6800 „ 7200

B. Mauerwerk.

Mauerwerk kann hergestellt werden:

- aus ungeformten Massen, Beton, Stampfmauerwerk, Pisé . . . ;
- aus natürlichen Steinen, unregelmäßig und wenig bearbeitet, sog. Bruchsteinmauerwerk. 1 cbm erfordert 1,25 bis 1,3 cbm aufgesetzte Steine;
- aus natürlichen Steinen, regelmäßig bearbeitet zu Werksteinen, Quadern u. s. w., sog. Werk- oder Hausteinauerwerk;
- aus künstlichen Steinen, Ziegel, Klinker, Chamottsteine, Verblender u. s. w., und zwar voll, gelocht, profiliert als Formsteine, in allen Farben, glasiert, hart und weich gebrannt, u. s. w. u. s. w. im allgemeinen Ziegelmauerwerk.

Durch Läufer- und Binderwechsel erzielt man guten Steinverband, in der Regel ist Mörtelverband (Kalk-, Zementmörtel u. s. w.) erforderlich, und in einzelnen Fällen kommt der mechanische Verband mittels Dübel, Anker, Klammern u. dergl. zur Anwendung.

Mauerwerk braucht man nicht nur zur Wandbildung und deren Gründungen, sondern man kann damit auch den Fußboden bilden, und zwar als Pflaster, Täfelung, Betonierung, Estrich, Terrazzo u. s. w.; oder es bildet die Decke als Gewölbe (s. unter G) oder als Steindecke im allgemeinen (s. unter F).

Für den Fabrikbau ist das Ziegelmauerwerk am wichtigsten.

Das deutsche Normalziegelformat beträgt:

Länge = 25 cm (1 Stein), Breite = 12 cm ($\frac{1}{2}$ Stein), Dicke = $6\frac{1}{2}$ cm $\frac{1}{4}$ Stein).
 Stoßfugen = 1 cm, 13 Schichten = 1,00 m hoch; 1 cbm Mauerwerk erfordert 400 Steine.

$\frac{1}{2}$ Stein starke Mauer =	12 cm,	
1	"	" = 25 " 12+1+12=25
1 $\frac{1}{2}$	"	" = 38 " 25+1+12=12+1+25
2	"	" = 51 " 25+1+25=12+1+25+1+12
2 $\frac{1}{2}$	"	" = 64 " 25+1+25+1+12=12+1+25+1+25
3	"	" = 77 " 25+1+25+1+25=12+1+25+1+25+1+12
3 $\frac{1}{2}$	"	" = 90 " u. s. w.
4	"	" = 103 "

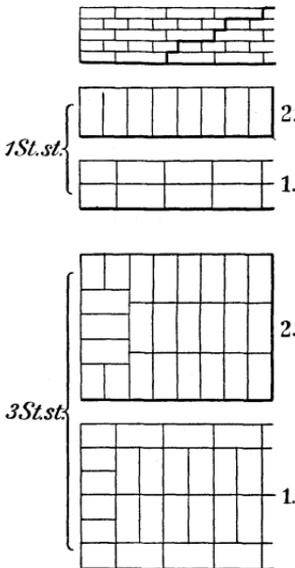


Fig. 826.

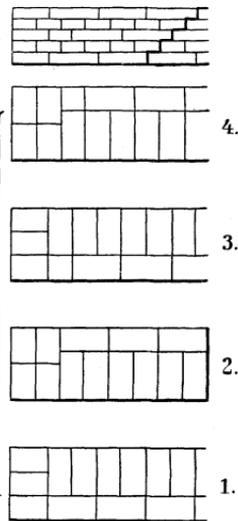


Fig. 827.

An Ecken sind $\frac{3}{4}$ Steine erforderlich. Die wichtigsten Verbände sind Blockverband (Fig. 826) und Kreuzverband (Fig. 827). Bei beiden wechseln Läufer- mit Binderschichten ab, und die Stoßfugen gehen geradlinig durch die ganze Mauerdicke hindurch.

Man unterscheidet:

Umfassungsmauern, deren dünnste zulässige Stärke im obersten (Dach-)Geschoß 1 bis $1\frac{1}{2}$ Stein beträgt, die Zunahme in jedem Geschoß abwärts je um $\frac{1}{2}$ Stein; ausnahmsweise können auch zwei Geschosse eine und dieselbe Mauerdicke haben.

Fachwerksmauern, welche $\frac{1}{2}$ Stein stark mit eingebundenen hölzernen Säulen, Streben und Riegeln hergestellt werden.

Mittelmauern von $1\frac{1}{2}$ bis 2 Stein stark, zum Auflegen der Balken, Kanäle unterzubringen u. s. w.

Scheidemauern von $\frac{1}{2}$ bis 1 Stein stark, im ersteren Falle in der Regel Fachwerkswand.

Giebel, Brandmauern, Kommunmauern sind mindestens 1 Stein stark im Schilde; bei sehr langen Gebäuden sind etwa alle 25 m besondere Brandgiebel anzuordnen, die mindestens bis unter die Eindeckung reichen müssen.

Isoliermauern dienen zur seitlichen Abhaltung von Feuchtigkeit bei Umfassungsgrundmauern.

Alle Gebäudemauern sollten etwas über Terrainhöhe eine wagerecht eingelegte Isolierschicht (am besten von Asphalt, 1 bis $1\frac{1}{2}$ cm stark) erhalten, um die aufsteigende Feuchtigkeit abzuhalten.

Futtermauern haben gewachsenen Boden vor seitlichem Ausweichen zu schützen.

Stützmauern sollen Aufschüttungen vor dem Abrutschen bewahren.

Einfriedigungsmauern sind freistehende Mauern, welche der Stabilität wegen bei größeren Längen mit Schäften (Knotenpunkten) anzuordnen sind. Schaft und Schild.

Für Fabrikbauten und Werkstätten ist in der Regel der Rohziegelbau dem Putzbau vorzuziehen.

Die Anordnung von Schäften zwischen den Öffnungsachsen gibt dem ganzen Gebäude größere Festigkeit und wohlfeile charakteristische Architektur.

Ein Zusammensetzen aller Mauern ist unvermeidlich, doch muß dieses „Setzen“ ganz gleichmäßig erfolgen. Es ist sicherer, wenn diese Senkung vor der Benutzung eines Gebäudes vorüber ist. Daher soll man auch starke und sehr hohe Mauern nicht zu schnell bauen.

Bei Mauerwerk wird Belastung (P) + Eigengewicht (G) = Grundfläche (F) \times zulässige Beanspruchung (kd); also $F' = \frac{P+G}{kd}$.

C. Mauerdurchbrechungen.

a) Allgemeines.

Die Überdeckung von Mauerdurchbrechungen kann geschehen:

1. durch wagerechte Abdeckung mittels Stein, der auf seine freie Länge entlastet werden muß (Entlastungsfuge) oder mittels eiserner Träger, besonders I geeignet;
2. durch Überkragung, vorkragende Steine. Im Ziegelbau läßt sich hier durch Vorstreckung einzelner Schichten viel erreichen;
3. durch Spreizung, Aneinanderlehnung zweier Steine;
4. durch Wölbung. Der gewölbte Ziegelbogen 1 bis $1\frac{1}{2}$ Stein stark für jede Mauerdicke. (Fig. 828a = 1 Stein stark, b = $1\frac{1}{2}$ Stein stark.) Die größte Rolle spielt der 1 Stein starke Ziegelbogen zur Entlastung = Entlastungsbogen.

Bei jeder Wölbkonstruktion ist zu unterscheiden:
 das Widerlager, d. i. der Mauerkörper, auf dem die Wölbung ruht und Druck ausübt;
 die Stirn, Stirnflächen (Haupt), das sind die ebenen lotrechten Endflächen in den Mauerfluchten;
 der Kämpfer, d. i. die Linie, in welcher die Wölbung am Widerlager ansetzt;
 die Spannweite, d. i. die kürzeste wagerechte Entfernung zwischen den beiden Kämpferlinien;
 die Laibung, d. i. die innere gewölbte Fläche;
 der Rücken, d. i. die äußere gewölbte Fläche;
 der Scheitel, d. i. der höchste Punkt in der Laibung;
 der Pfeil oder die Stichhöhe, d. i. die lotrechte Entfernung zwischen Scheitel und Kämpfer.

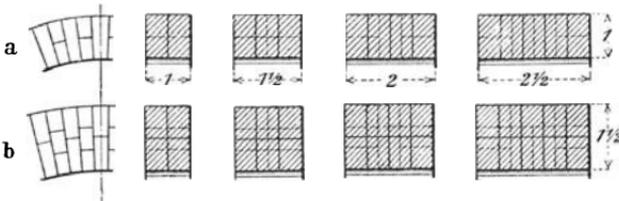


Fig. 828.

Die Wölblinie ist im Fabrikbau sehr häufig der Stichbogen; man mache die Pfeilhöhe $p = \frac{1}{7}$ bis $\frac{1}{8}$ der Spannweite s , also $s =$ Halbmesser (Fig. 829).

Die halbkreisförmige Wölblinie ergibt den sog. Rundbogen (Fig. 830), bei dem der Halbmesser $= p = \frac{s}{2}$ ist.

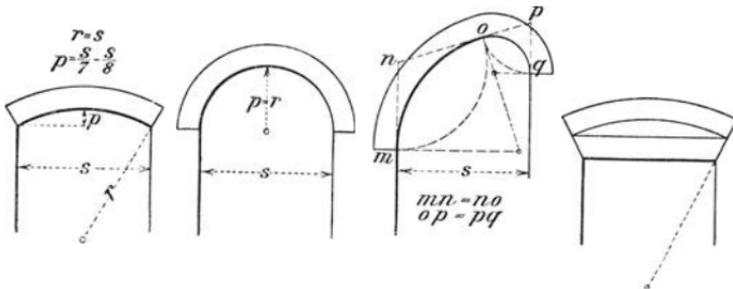


Fig. 829.

Fig. 830.

Fig. 831.

Fig. 832.

Liegen die beiden Kämpfer verschieden hoch, so erhält man einen sog. ansteigenden Bogen; Fig. 831 zeigt eine derartige Konstruktion.

Die seltener zur Anwendung kommenden elliptischen, Korb- und andere Bögen seien nur erwähnt. Fig. 832 zeigt den sog. scheid-

rechten Bogen, der bei wagerechter Wölbung entsteht; er muß durch Entlastungsbogen vor Druck bewahrt werden.

Fig. 833 führt einige Kämpferbildungen vor Augen.

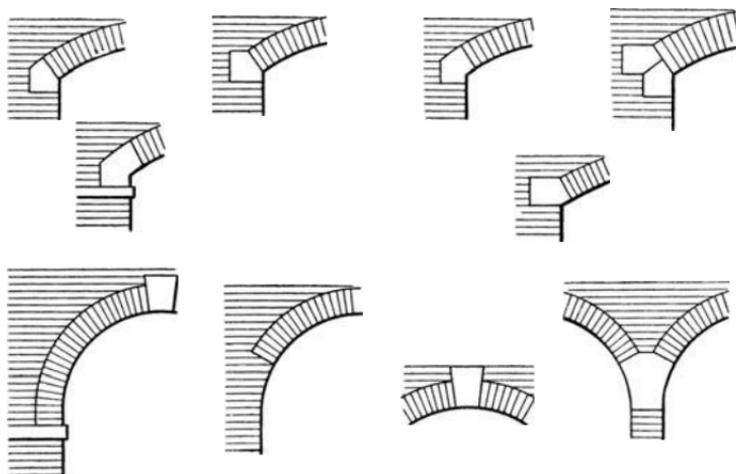


Fig. 833.

b) Türöffnungen mit steinerner Einfassung (Fig. 834 und 835).

Die Einfassung kann zwar gemauert sein, wird aber am besten aus besonders zugerichteten Werksteinen hergestellt, die die Öffnung an der Außenseite einrahmen, während innen durch Anordnung des sog. Maueranschlag es Gelegenheit zum Anschlagen der Tür selbst gegeben wird.

Die Einfassung besteht aus:

1. Schwelle oder Sohlbank: $1\frac{1}{2}$ bis 2 cm über Fußbodenhöhe; sie muß hohl liegen;
2. 2 Gewände: 16 bis 18 cm breit und 18 bis 20 cm stark. Anschlag 10 bis 12 cm;
3. Sturz: entweder wagerecht oder in Bogenform (wie in der Fig. 834) von derselben Abmessung wie vorher.

Dieses steinerne Türgerüst muß durch gewölbten Bogen (oder durch Eisenkonstruktion) entlastet werden.

In der Regel wird bei Türöffnungen in der Umfassung die Tür nach innen schlagen müssen, und zwar schlägt sie dann entweder stumpf auf die Steineinfassung (Fig. 835 a) oder sie schlägt in Steinfalz (Fig. 835 b), oder man wendet einen Blendrahmen an, wobei Holz auf Holz schlägt und ein dichter Verschluß erzielt wird (Fig. 835 c).

Bei Türen in Umfassungsmauern, welche nach außen schlagen müssen, kann auch die steinerne Türeinfassung von der äußeren Mauerflucht zurückgesetzt werden, so daß innen und außen ein Anschlag entsteht (Fig. 835 d).

c) Fensteröffnung (Fig. 836, 837, 838).

Die Einfassung der Öffnung kann für Fabrikgebäude wie in Fig. 836 gemauert sein, doch ist die kostspieligere Ausführung mit Werksteineinfassung (auch nur teilweise) selbstverständlich nicht ausgeschlossen

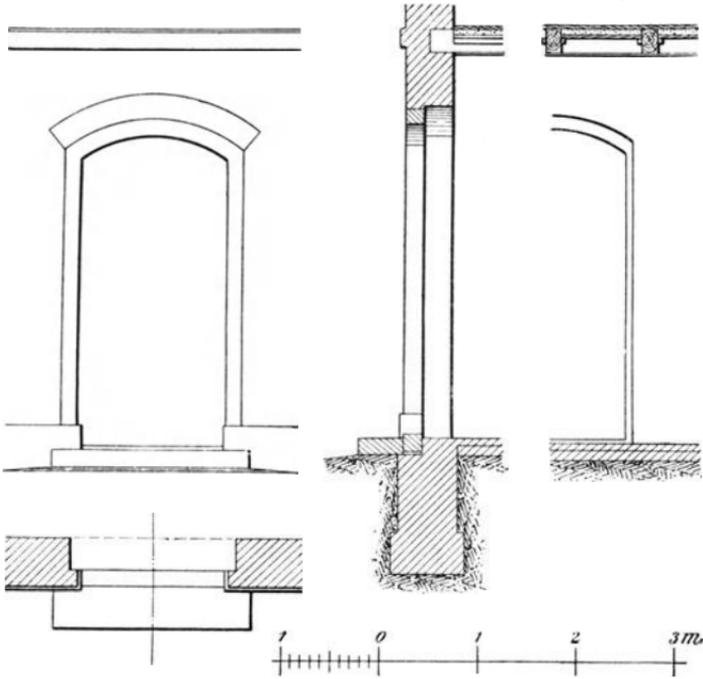


Fig. 834.

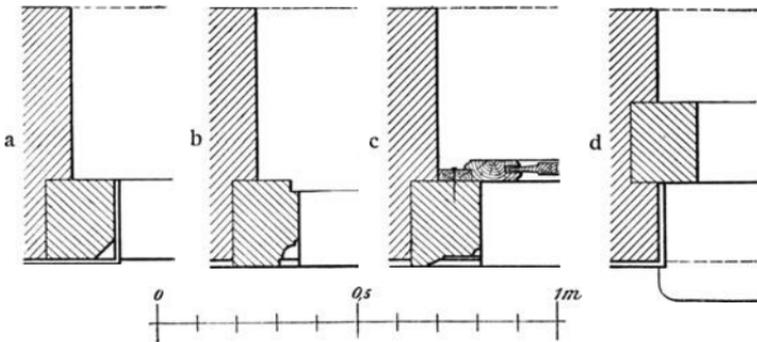


Fig. 835.

und kann zur Belegung der Fassade gute Dienste leisten. In diesem Falle sind die einzelnen Teile wiederum: Sohlbank, 2 Gewände und der Sturz.

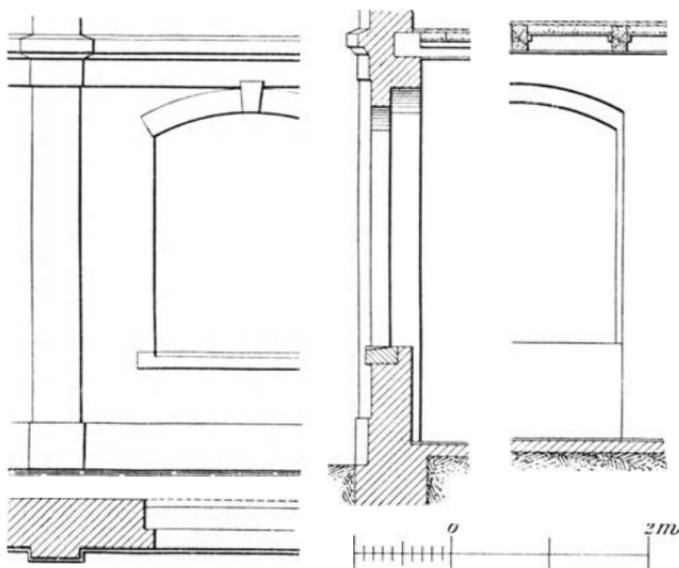


Fig. 836.

Die Sohlbank, am besten aus Werkstein und hohl liegend, liegt in Brüstungshöhe, d. i. etwa 0,8 bis 1,0 m über Fußboden. Sie bedarf

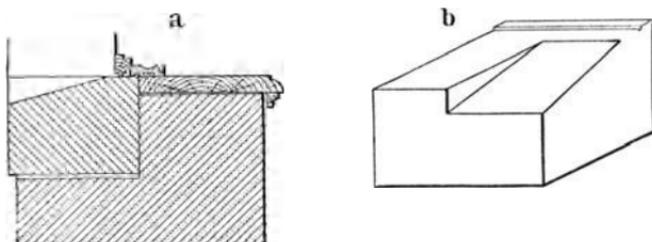


Fig. 837.

besonderer Aufmerksamkeit, damit Niederschlagswasser nicht ins Innere eindringen kann. Sie muß daher so tief in die Mauer eingreifen, daß das Fenster selbst auf sie zu stehen kommt (Fig. 837a und b).

Der Fensteranschlag beträgt etwa 7 bis 10 cm.

Als Sturz genügt häufig der 1 Stein starke (höchstens $1\frac{1}{2}$ Stein) gewölbte Bogen, wie in Fig. 836 dargestellt.

Einige besondere Fenstergrundrißanordnungen zeigt Fig. 838, und zwar

- (a) Fenster mit schräger Laibung, der besseren Beleuchtung wegen;
- (b) gekuppelte Fensteröffnung;
- (c) Fensteröffnung mit zurückgesetzter Einfassung;
- (d) Öffnungen ohne Anschlag und ohne Fensterverschluß; für Räume anwendbar, in denen die Luft freien Zutritt haben muß — Luftfenster.

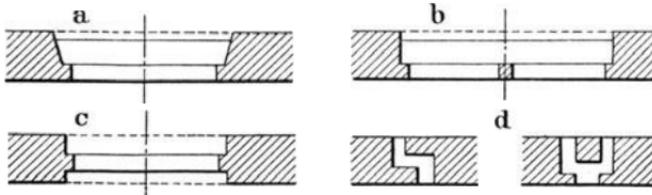


Fig. 838.

Fensteröffnungen in Stockwerksbauten, welche einen Raum recht gut beleuchten sollen, möchten möglichst hoch bis unter die Decke reichen.

d) Innere Türöffnungen (Fig. 839).

Im Inneren wendet man gern hölzerne Türerüst

Einfassung an, und zwar aus Stollenholz, wie in Fig. 839 b, das dann mit Futter und Verkleidung zu versehen ist.

Praktisch ist es, sog. Holzziegel (Fig. 839 a) einzumauern, an denen die verkleidenden Hölzer und die Tür selbst mit ihren Angeln befestigt werden kann. Ein Entlastungsbogen ist in beiden Fällen nötig.

Die Tür selbst kann ausgeführt sein:

einflügelig, 0,70 bis 1,00 m breit, wenigstens etwa 2,00 m hoch;

zweiflügelig mit 2 Schlagleisten, etwa von 1,15 m breit an;

zweiflügelig mit 1 Schlagleiste, mindestens 1,30 m breit.

Bei größeren Breiten kann auch die Schiebetür zur Anwendung kommen.

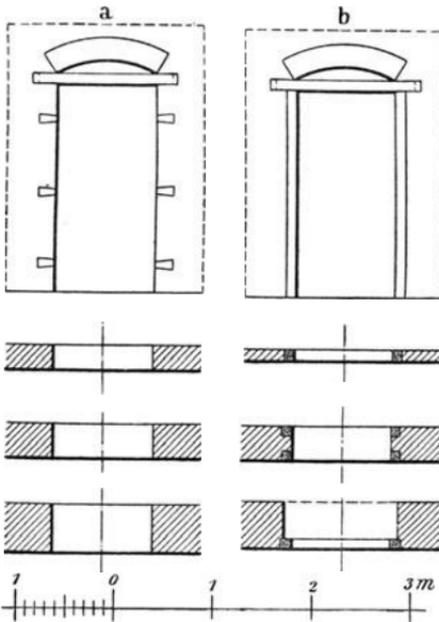


Fig. 839.

Im allgemeinen soll eine Tür nach rechts auswärts schlagen. Fabriksaaltüren, sowie Kesselhaustüren und andere müssen nach außen schlagen. Sogenannte Windfangtüren und ähnliche Türen können auch nach zwei Seiten schlagend angeordnet werden.

Die Ausnutzbarkeit der Wandflächen darf durch die Anordnung von Türen nicht beeinträchtigt werden.

D. Holzverbindungen (Fig. 840).

Ganz unentbehrlich ist Holz für den Hochbau. Eine zweckmäßige Verbindung einzelner Holzteile ist wichtiger als die Anwendung von schwer zu erhaltenden Holzlängen, -stärken und -breiten. Bei allen Holzverbindungen kommen Hilfsstücke zur Mitverwendung, wie Holznägel, eiserne Nägel (Draht- und geschmiedete Nägel), Schraubenbolzen, Holzschrauben, Klammern, Bankeisen, eiserne Bänder, Schienen und Schuhe, Anker, hölzerne Keile, Dübel u. a. Wagerechte und geneigte Hölzer mache man in der Regel höher wie breit, lotrechte Hölzer quadratisch.

Das Bedürfnis, Hölzer zu verbinden, bezweckt:

1. Eine **Verlängerung**, und zwar wagerecht als Stoß und Blatt (a, b, c); sie soll immer an unterstützter Stelle des Balkens erfolgen. d ist eine lotrechte Zapfenverlängerung.
2. Eine **Verstärkung**, und zwar wagerecht durch Aufeinanderlegen zweier oder mehrerer Hölzer mit inniger Verbolzung. e = Verzahnung (Zahnhöhe = $\frac{1}{10} h$), f = Verdübelung (Dübelhöhe = $\frac{1}{10} h$), h = Verbolzung, auch als Gitterträger ausbildbar. Verzahnte und verdübelte Träger erhalten in der Regel eine Überhöhung oder Sprengung von etwa $\frac{1}{60}$ der freien Länge. g ist eine lotrechte (Säulen)verstärkung, Verschränkung genannt.
3. Eine **Verbreiterung**, um Holzflächen aus Brettern, Bohlen u. s. w. zu bilden. Unter i ist der Reihe nach dargestellt: Fügen, Messern, Falzen und Federn. Vier Beispiele der Spündung (Spund und Nut) zeigt Fig. 840 k .
4. Eine **Verknüpfung** zweier oder mehrerer Hölzer. Hierbei muß die größte Widerstandsfähigkeit der Hölzer zur Geltung kommen. Die wichtigsten hier einschlagenden Verknüpfungen sind:

Der Zapfen (l), stets in der Längsrichtung der Faser, Zapfenbreite = $\frac{1}{3}$ Holzbreite; m = Scherenzapfen.

Die Versatzung oder Anstirnung, in der Regel vereinigt mit dem Zapfen (n, o); die Richtung der Anstirnung ergibt sich durch Halbierung des Außenwinkels des schräg auftreffenden Holzes (Strebe).

Die Verblattung; beide sich kreuzenden Hölzer liegen in derselben Ebene und durchdringen sich förmlich (p). Eine schwalbenschwanzförmige Verblattung zeigt q ; größere Festigkeit erlangt man durch gleichzeitige Anwendung einer Versatzung (r und auch s).

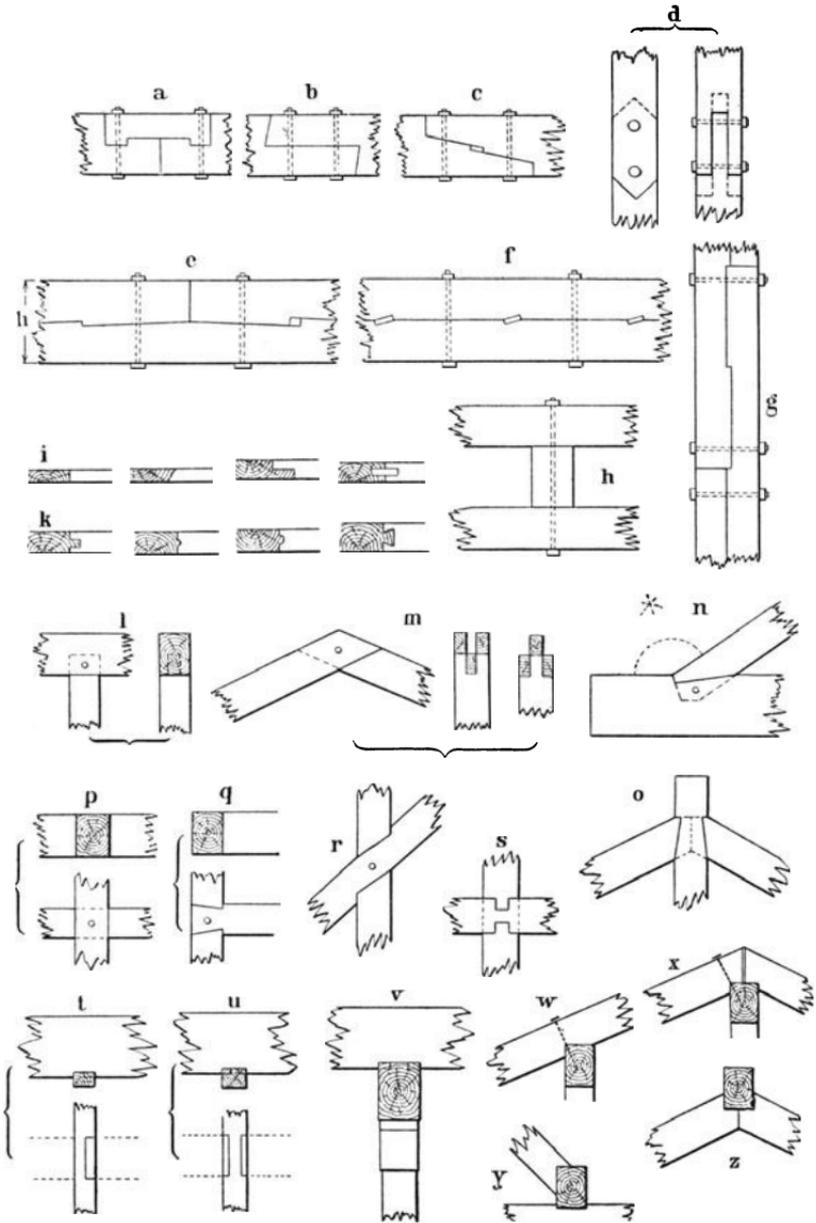


Fig. 840.

(NB. Aus der großen Anzahl Holzverbindungen sind nur einige charakteristische Fälle in Fig. 840a bis 840z ausgewählt worden.)

Der Kamm; besonders bei Auflagerung der Dachbalken auf der Mauerlatte in Anwendung; die Hölzer liegen unverschieblich aufeinander; t zeigt Seitenkamm, u und v einen Mittelkamm; auch schwalbenschwanzförmige Kämme sind praktisch, ebenso der Kreuzkamm.

Die Klau e, eine einfache Aufhängung eines schrägen Holzes (Sparren) auf ein wagerechtes Holz (w und x) oder auch, wie in y und z , die Anstrebung eines Holzes gegen ein wagerechtes Holz.

E. Balkenlagen, mit Zwischendecken.

Man unterscheidet Stockwerks-, Dach- und Kehlbalkenlagen. Die letzteren beiden sind stets aus Holz, während bei Stockwerksbalkenlagen auch Eisen in Anwendung kommen kann.

Der hölzerne Balken ist in sehr vielen Fällen unentbehrlich und wird nie durch Eisen vollständig verdrängt werden können.



Fig. 841 a.

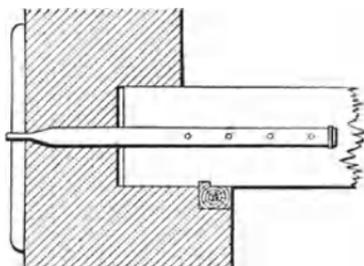


Fig. 841 b.

Das beste Querschnittsverhältnis eines Holzbalkens ist $b : h = 5 : 7$. Fig. 841 a zeigt die Konstruktion, um diesen tragfähigsten Querschnitt

zu erhalten $\left(d \sqrt{\frac{1}{3}} : d \sqrt{\frac{2}{3}} \right)$.

Übliche Balkenstärken sind 18 bis 20/24 bis 26 cm. Als größte Balkenhöhe kann etwa 30 cm angenommen werden.

Die Balken liegen in der Regel nach der Tiefe des Gebäudes und sollen etwa 6 m freie Länge nicht überschreiten, damit außergewöhnliche Holzstärken vermieden werden. Auflager etwa 25 cm oder gleich der Balkenhöhe. Sie liegen entweder direkt auf der Mauer, können aber auch, wenn die Mauer absetzt, auf einer Mauerlatte (etwa 6/8 cm) aufgekämmt werden. Die Mauerlatte braucht man bei Dachbalkenlagen; sie ist jedoch bei Stockwerksbalkenlagen entbehrlich. Einige Balken, namentlich auf festem Mauerschafte liegend, müssen durch Balkenanker mit dem Mauerwerk verbunden werden (Fig. 841 b).

Ein Balken darf niemals seiner ganzen Länge nach in einer Wand liegen (nur bei Fachwerkwänden kann eine Ausnahme stattfinden).

Jeder Balken muß 7 cm von jeder äußeren Umwandung eines Schornsteins entfernt bleiben.

Man unterscheidet:

Hauptbalken; sie reichen, ohne gestoßen zu werden, von Umfassung bis Umfassung.

Giebel-, Ort balken; sie liegen dicht an (niemals in) einer Giebelbeziehung an einer seitlichen Umfassungsmauer.

Wechselbalken; sie unterbrechen einen Hauptbalken an einer bestimmten Stelle, z. B. um einer Esse aus dem Wege zu gehen. Auch Aufzüge, Treppen u. s. w. erfordern Auswechslung eines Balkens.

Halb- oder Streichbalken; sie liegen zu beiden Seiten von Zwischenwänden und haben oft halbe Breite bei unveränderter Höhe.

Außerdem gibt es: Stichbalken, Gratbalken u. a. m.

In der Dachbalkenlage sind zu unterscheiden: Binderbalken, welche den Dachverband zu tragen haben, und Leerbalken, welche zwischen jenen liegen (s. unter J).

Hölzerne Balkenlagen erfordern zumeist Zwischendecken. Sie kommen in Anwendung als halber Windelboden (s. Fig. 834, 836 und 843) mit Hohlraum, oder als ganzer Windelboden mit voller Ausstaakung, also ohne Hohlraum.

Die Ausstaakung (der Einschub) ist entweder von Schwarten mit Lehmverstrich und Auffüllung von Schlacken, Lehm, Sand hergestellt oder man verwendet Gipsdielen, Zementdielen, u. a. an Stelle des Einschubs.

Die Anwendung von Zwischendecken erfordern Stuckdecken, d. h. eine Deckenschalung mit Berohrung und Deckenputz (auch direkt an die Balkenunterseiten angeschraubte Gipsdielen sind verwendbar). Stuckdecken lassen sich ferner herstellen mittels Rohrgewebe, ebenso wird Holzlättinggewebe angewendet u. a. m.

Hölzerne Balkenlagen erhalten entweder Dielung von Holz (3 bis 4 cm stark) oder Gips-Estrich mit Linoleumbelag.

In gewöhnlichen Fällen kann die übliche empirische Formel $h = 16 + 2l$ (cm) genügen, worin l die freie Balkenlänge in m, h die Balkenhöhe bezeichnet.

In Fabrikgebäuden sind wegen der besonderen Belastungen die Balkenabmessungen besonders zu berechnen. Bei gut konstruierten Balkenlagen kann die Belastung als gleichmäßig verteilt angenommen werden ($Q^l_8 = W k_b$ — vergl. S. 49).

Es beträgt das Eigengewicht der Deckenkonstruktion je nach der Balkenstärke und Balkenentfernung in kg/qm:

für Balkenlage mit Dielung (also ohne Zwischen- decke und Decke)	60 bis 80,
für Balkenlage mit Dielung und Decke und halbem Windelboden	250 „ 350,
für Balkenlage mit Dielung und Decke und ganzem Windelboden	350 „ 450.

Es beträgt die Nutzlast (Verkehrslast, zufällige Last), welche hinzukommt, in kg/qm:

in gewöhnlichen Räumen	200
Belastung durch Menschengedränge	400
in Magazinen und Lagerräumen	500 bis 800

(s. unter G).

In Räumen mit maschinellen Einrichtungen, Transmissionen, Antrieben u. s. w. sind oft besondere Deckenkonstruktionen erforderlich, um die einzelnen Balken noch zu versteifen und vor störenden Erschütterungen zu bewahren, namentlich auch, um starke Belastungen auf größere Flächen zu übertragen. Hierher gehören und erfüllen bei hölzernen Balkenlagen am besten diesen Zweck:

die **Kreuzstakung** (Fig. 842a). Hierbei wird die Zwischendecke durch abwechselnd über Kreuz scharf eingespannte Hölzer gebildet, die mit Strohlehm umwickelt werden. Dieses Verspannen muß in allen nebeneinanderliegenden Balkenfeldern zugleich vorgenommen werden; sowie

die **Spannbohlen** (Fig. 842b). In kurzen Entfernungen (etwa 1 m) werden Bohlen eingelassen, um seitliche Schwankungen zu verhindern.

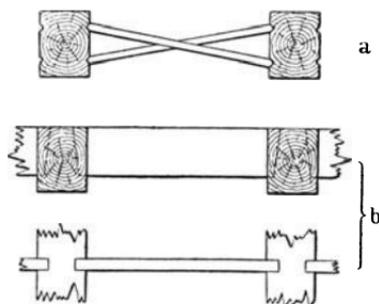


Fig. 842.

Bei den Zwischendecken mit Auffüllung (sogenannter Fehlboden) kann letzterer zum Verderben des Holzes beitragen. Fig. 843 (a, b und c) zeigen Beispiele für hölzerne Balkenlagen mit massivähnlichen Zwischendecken, also ohne Fehlboden.

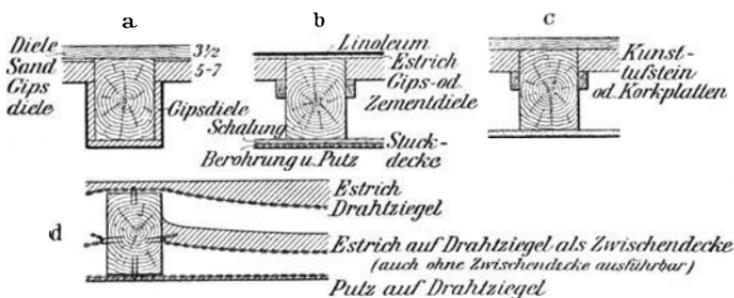


Fig. 843.

An Stelle von Holzdielen wird außer Linoleum auch Xylolith und Papyrolith verwendet.

Erwähnt sei hier die Verwendung von Drahtziegeln (vielleicht besser Ziegeldraht genannt) zur Decken- und Fußbodenbildung (sog. Terrast) (Fig. 843 d).

Dieses Drahtziegelgewebe ist auch geeignet, um dünne Putzschalen zwecks Einhüllung herzustellen.

Neuerdings werden sog. Netzdecken verschiedenster Konstruktion mit mehr oder weniger Vorteil in Anwendung gebracht. Am längsten Freytag, Hilfsbuch.

in Anwendung und sich noch heute bewährend ist der sog. Rabitzputz, d. i. Putz auf Drahtgewebe. Solcher Drahtputz ist auch geeignet zur Einhüllung von eisernen Säulen u. s. w.

F. Stein- und Eisendecken, Betondecken u. s. w.

Das Bestreben, Holz mehr und mehr bei wagerechten Abdeckungen von Räumen zu vermeiden, hat zu einer beinahe unabsehbaren Menge der verschiedensten, mehr oder weniger brauchbaren eisernen Konstruktionen geführt.

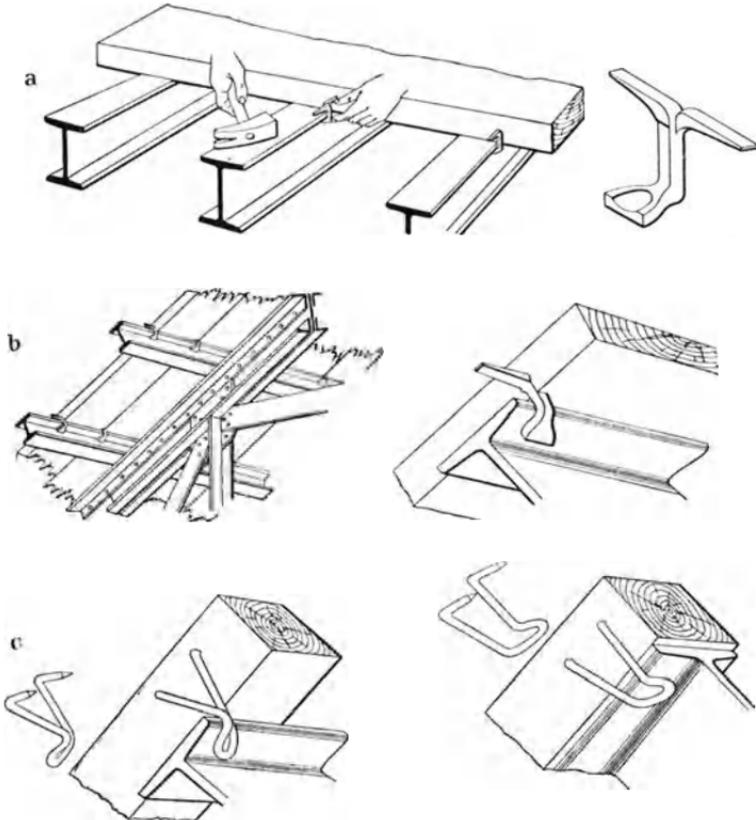


Fig. 844.

Die Anwendung anderer Profile als I-Träger hat sich aber stets als unpraktisch erwiesen.

Eine Hauptschwierigkeit bietet die Anwendung von eisernen Balken da, wo ein Raum Holzdielen erfordert, weil die Befestigung der

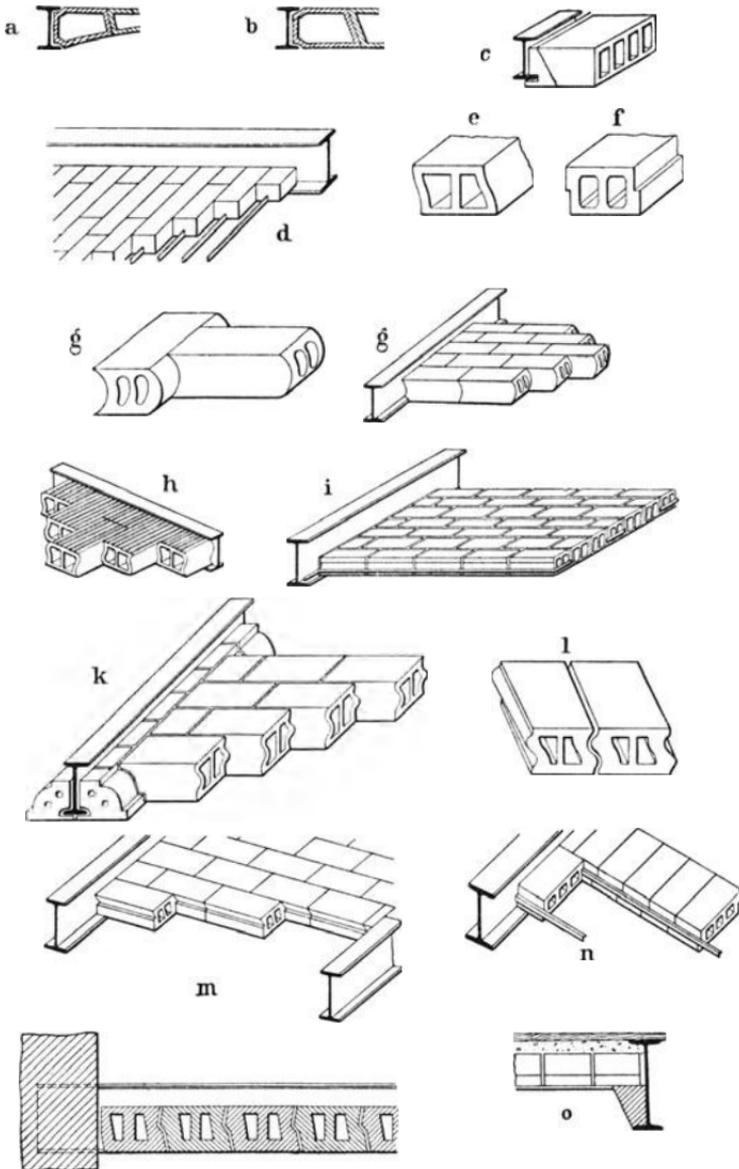


Fig. 845.

a hohle gebrannte Wölbsteine. — b desgl., Unteransicht wagrecht. — c sog. Hourdis (Schweiz). — d wagrecht eingespannte Ziegel mit Eiseneinlage; auch Schwemmsteine (Tuffsteine) und Korksteine anwendbar. — e bis o lang- und quer-gelochte Steine mit einem Profil; in Anwendung mit und ohne Eiseneinlage.

Dielung auf Eisen umständlich und damit teuer wird. Die bis jetzt bekannt gewordene glücklichste Lösung bieten die Rordorfschen Verbindungshaften (Fig. 844 a).

Fig. 844 b zeigt die analoge Anwendung für Dachschalung auf eiserner Unterlage und 844 c sog. Lagerholzklammern zur Befestigung von Sparren, Pfetten u. dergl. auf I-Eisen (s. auch unter Q).

Nicht allein der Feuersicherheit wegen, sondern auch, weil Holz gar so leicht dem Verderben an sich ausgesetzt ist, hat man die verschiedensten Konstruktionen in Stein und Eisen vorgeschlagen.

NB. Das beste und einfachste Mittel, Holz vor dem Verderben zu bewahren, besteht darin, daß man alles Holz in einem Baue in Verbindung mit der Luft hält, also alle Konstruktionen so einrichtet, daß Luft überall dazu kann.

Von den neueren Stein- und Eisendecken seien eine Anzahl bildlich vorgeführt (Fig. 845 a bis 845 o). Es sind dies Steindecken, bei denen zwischen I-Trägern Steine von irgendeiner geeigneten Form eingespannt werden, und zwar zumeist so, daß die Unteransicht der Decke wagerecht wird.

Zur Bildung der Zwischendecke mit isolierendem Hohlraum eignen sich zwischen I-Trägern als Balken die gewöhnlichen Gipsdielen, auch Zementdielen mit Hohlräumen u. a. m. (Fig. 846).



Fig. 846.

Wenn es sich um möglichst große Feuersicherheit handelt, so können allerdings nur diejenigen Konstruktionen in Frage kommen, bei denen das Eisen vollständig eingebettet (umhüllt) wird.

Alle diese vorgeführten Massivdecken sind aber mehr oder weniger schallfortpflanzend. Diese Unannehmlichkeit muß um so stärker auftreten, je dichter (massiver) die Konstruktion und je mehr Eisen dabei verwendet worden ist.

Da, wo Zement und Zementbeton als Einbettungsmaterial verwendet wird, ist als Vorteil für diese Konstruktionen zu erwähnen, daß Zement und Eisen nahezu denselben Ausdehnungskoeffizienten haben, sowie daß das Eisen, das in Zement eingehüllt ist, sehr gut gegen Rosten geschützt ist (s. auch Fig. 847).

Viel Anwendung finden die sog. Betondecken, bei denen der Zementbeton zwischen die I-Träger eingestampft wird.

Zumeist werden irgendwelche Eisenteile zur Aufnahme der Zugspannungen eingebettet (Bandeisen, Rundeisen, Eisenetze, Streckmaterial, Wellblech u. a. m.). Fig. 847 zeigt einige Anwendungen.

Hierher gehören auch (und boten mit den noch früher entstandenen Rabitzkonstruktionen den ersten Anlaß zu vielen der neueren Decken

und Wände) die Monierkonstruktionen, wobei Eisenstäbe in Zement eingebettet werden. Diese Konstruktionen kommen als waagrechte Plattenabdeckung auf I-Träger in Anwendung, können aber auch

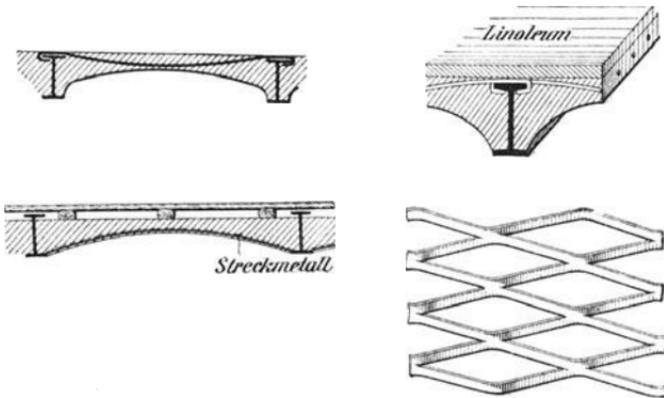


Fig. 847.

gewölbartig an Ort und Stelle gefertigt werden. Hierbei werden die große Druckfestigkeit des Zementes und die vorzügliche Zugfestigkeit des Eisens vorzüglich ausgenutzt.

Das neuerdings vielfach angepriesene System Hennebique beruht auf ähnlichen Grundlagen und ist also eine armierte Betondecke für große Spannweiten. Auch hier werden nach bestimmten Prinzipien Eisenkonstruktionen in Zementbeton eingehüllt, wie etwa Fig. 848 zeigt.

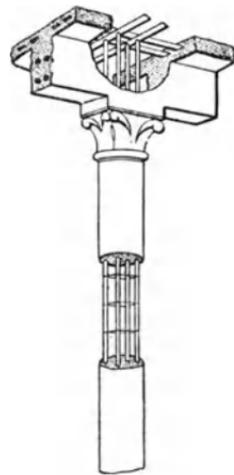


Fig. 848.

G. Raumabwölbung.

Viele industrielle Räume und oft auch ganze Gebäude erfordern der Feuersicherheit und der Tragfähigkeit wegen die Abwölbung in Ziegeln und ähnlichem Material. Dann kommt fast ausschließlich in Betracht und soll hier auch allein herausgegriffen werden das Stichbogen- oder Stichkappengewölbe, auch preußische Kappe genannt. Fig. 849 a zeigt eine $\frac{1}{2}$ Stein starke gewölbte Kappe unter Anwendung von I-Trägern.

Die Stichkappen lassen sich auch direkt aus Beton einstampfen (Fig. 849 b).

Die sichtbaren Eisenteile müssen, wenn vollständige Feuersicherheit erreicht werden soll, verkleidet werden, wie Fig. 849 c als Beispiel zeigt (s. auch Fig. 845 c).

Die Einwölbung eines Stockwerks kann erst erfolgen, wenn das Gebäude unter Dach und Fach ist.

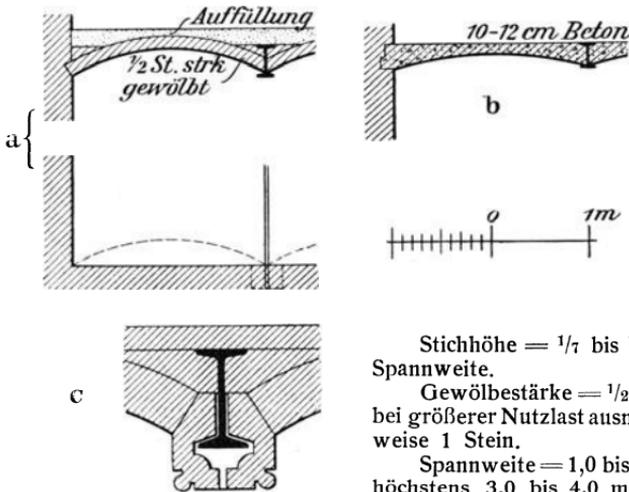


Fig. 849.

Stichhöhe = $\frac{1}{7}$ bis $\frac{1}{8}$ der Spannweite.

Gewölbstärke = $\frac{1}{2}$ Stein, bei größerer Nutzlast ausnahmsweise 1 Stein.

Spannweite = 1,0 bis 2,0 m, höchstens 3,0 bis 4,0 m, weil große Spannweiten zuviel Höhe wegnehmen.

Die Wölbung in Ziegeln erfolgt entweder in Längsschichten oder durch Querwölbung, oder durch Diagonalschichten (auf den Schwalbenschwanz).

Man kann folgende Belastungen annehmen:

a) In Arbeitsräumen mit leichteren Maschinen (kg/qm)

	Eigenlast	Nutzlast	zusammen
1. Gewölbte Decke $\frac{1}{4}$ Stein stark mit Hintermauerung und Auffüllung zwischen I-Trägern für 1,0 bis 1,5 m Spannweite einschl. Putz, Fußboden und allem	300		300
2. Desgl. $\frac{1}{2}$ Stein stark desgl. desgl.	400	200	600
3. Desgl. $\frac{1}{2}$ „ „ desgl. desgl. für 2,0 bis 3,0 m Spannweite. . . .	500	200	700
4. Desgl. $\frac{1}{2}$ „ „ desgl. aus Lochsteinen für 2,0 bis 3,0 m Spannweite .	130	200	330
5. (s. S. 928) Holzbalkendecke mit einfachem Fußboden	80	200	280
6. Desgl. mit halbem Windelboden, Fußboden und Decke	300	200	500
7. Desgl. mit ganzem Windelboden, Fußboden und Decke	400	200	600

b) In Arbeitsräumen mit schweren Maschinen, Lagerräumen u. s. w.

1. Gewölbte Decke $\frac{1}{2}$ Stein stark zwischen I-Trägern für 1,0 bis 1,5 m Spannweite einschließlich allem	450	500	900
2. Desgl. 1 Stein stark desgl. für 2,0 bis 3,0 m Spannweite einschließlich allem	650	500	1150

Überdies beträgt das Eigengewicht in kg/qm:

für Stampfbetongewölbe 7 $\frac{1}{2}$ bis 8 $\frac{1}{2}$ cm stark	
zwischen I-Trägern	370 bis 550
„ Moniergewölbe 5 cm stark mit hölzernem	
Fußboden	360
„ Moniergewölbe 5 cm stark mit Betonauffüllung	450

NB. Nutzlasten bis etwa 800 kg/qm kommen nur in ausnahmsweisen Fällen vor.

In Fabrikräumen mit allen Arten von Deckenkonstruktionen kommt man bei der Berechnung der einzelnen Teile in der Regel mit der Annahme einer Gesamtbelastung von 1000 kg/qm aus.

H. Ober- und Unterzüge, Säulen.

Bei größerer Ausdehnung bedürfen die Raumabdeckungen besonderer Unterstützungen, die in Holz oder Eisen zur Ausführung kommen können.

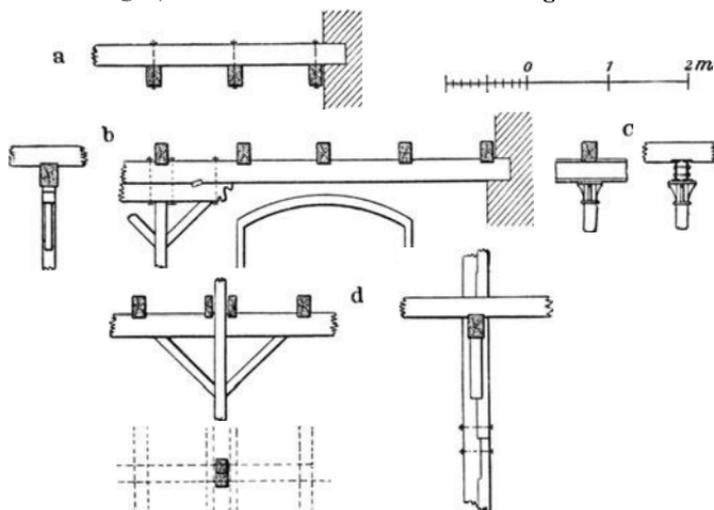


Fig. 850.

Ober- und Unterzüge sind wagerechte Unterstützungsmittel im Gegensatz zu den lotrechten Säulen.

Beim Oberzug (Fig. 850a), der wohl ausnahmsweise in Holz ausgeführt wird, werden die einzelnen Balken der Balkenlage mittels Schraubenbolzen angehängt. Er kann nur da angewendet werden, wo der über der Balkenlage liegende Raum ein untergeordneter, zum mindesten kein Verkehrsraum ist. Die größte Rolle spielt er bei freitragenden Dachkonstruktionen mit hölzerner Balkenlage (s. unter N), wo es sich gerade um die Vermeidung von Säulenunterstützungen handelt.

Besonders wichtig zur Bildung größerer Arbeitsräume mit regelmäßig in gewissen Zwischenräumen angeordneten Säulenunterstützungen

wird der Unterzug. Unterzüge, einerlei, ob in Holz oder Eisen, dienen zur unmittelbaren Aufnahme der aufgekämmten hölzernen Balken (Fig. 840 v). Sie liegen in der Regel in der Längsrichtung des Gebäudes und sind so oft anzuordnen, wie es mit der Tragfähigkeit der Balkenlage vereinbar ist, und wie es die Säulenstellung im Raume erfordert.

Bei geringen Belastungen genügt der hölzerne Unterzug, dessen Höhe nicht viel über 30 cm betragen soll, weil man ihn sonst aus mehreren Teilen zusammensetzen muß, wie die Verstärkung in Fig. 840 (e und f), Verzahnung und Verdübelung, zeigt. Fig. 850 b zeigt eine teilweise Verstärkung des Unterzuges mittels Sattelholz.

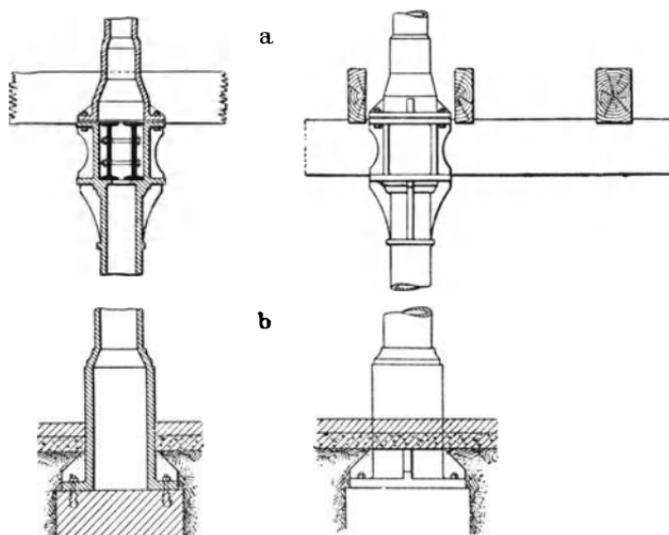


Fig. 851.

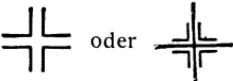
Wo der Unterzug aus Eisen erwünscht ist, kann zumeist der I-Träger (einer oder mehrere nebeneinander, die gut verbolzt sind) angewendet werden (Fig. 850 c). Auch bei Raumabwölbungen nach Fig. 849 a machen sich oft Unterzüge aus I-Trägern zur Unterstützung der Wölbträger nötig. Weit freiliegende Unterzüge müssen manchmal als Gitterträger ausgebildet werden.

Die Unterstützung des Unterzuges durch hölzerne (quadratisch) wie eiserne Säulen gestaltet sich einfach, wenn die Säule unter dem Unterzug endigt; Fig. 850 (b und c). Bei Stockwerksbauten aber sind die Säulen so anzuordnen und zu konstruieren, daß sie ohne Unterbrechung durch alle Stockwerke bis zur Dachbalkenlage hindurchlaufen. Man erreicht dies in Holz durch die Doppelsäule (Fig. 850 d), wie es die lotrechte Verstärkung unter D (Fig. 840 g) zeigt; bei eisernen Stützen durch unmittelbares Aufeinanderstellen der einzelnen Stockwerksäulen, etwa nach Fig. 851 a, die ein Beispiel für Gußsäulen zeigt.

Die Wandstärke von gußeisernen Säulen nimmt man etwa $= \frac{1}{10}$ Säulendurchmesser. Im Erdgeschoß möchten eiserne Säulen nicht gerade in Fußbodenhöhe beginnen, sondern sollen mit ihrer Unterlagsplatte unter dem Fußboden auf dem Fundamente aufsitzen (Fig. 851 b).

Schmiedeiserne Stützen können hohl konstruiert sein, z. B. aus Quadranteneisen  oder . Diese Querschnittsform ist sehr praktisch, weil die Säulen nicht so dünn erscheinen und der Hohlraum ausbetoniert werden kann.

Denselben Vorteil hat der kastenförmige Querschnitt, z. B. 

Ferner kommt der I förmige Querschnitt  und schließlich auch der kreuzförmige Querschnitt mittels Winkeleisen  in Anwendung. Das Aussehen solcher Säulen läßt allerdings viel zu wünschen übrig.

Hölzerne Säulen brauchen im Erdgeschoß einen erhöhten Unterlagsstein. Weil die eiserne Säule ohne Umkleidung (Drahtputz, Korkstein; s. Schluß von E) in vielen Fällen längst nicht mehr als feuersicher angesehen wird, kommen heutzutage (namentlich in größeren Speichern) immer mehr die hölzernen Säulen, Unterzüge und Balkenlagen in Anwendung¹⁾.

Die Verteilung der Säulen im Raume geschieht am besten in der Weise, daß die Säulenachsen mit Mauerschäften zusammenfallen.

Bei Stockwerksbauten gilt für Erdgeschoßsäulen, die auf einem Steinfundament befestigt sind — nach den Regeln der Knickfestigkeit (vergl. S. 44)

$$P = 2 \pi^2 \frac{EJ}{l^2},$$

für Säulen in den oberen Stockwerken

$$P = \pi^2 \frac{EJ}{l^2}.$$

J. Hölzerne Dachstühle auf unterstützter Balkenlage.

Die Dachbalkenlage ist zugleich Träger des Daches und seiner Bestandteile. Man hat in der Dachbalkenlage Binderbalken und

¹⁾ Die in Hamburg gemachten großen Versuche haben folgendes ergeben: Schmiedeiserne Stützen haben sehr geringe Widerstandsfähigkeit gegen Feuer. Bei Erwärmung auf 600° C und 1000 kg/qcm Belastung verlieren sie ihre Tragfähigkeit. Ausbetonierung vermehrt die Widerstandsfähigkeit um ein sehr geringes Maß. Gußeiserne Stützen verlieren erst bei 800° C und 500 kg/qm ihre Tragfähigkeit. Hölzerne Stützen besitzen, obschon sie sich bei einer geringeren Temperatur als 600° C entzünden, dennoch in einem starken Feuer eine größere und länger währende Widerstandsfähigkeit als ungeschützte eiserne Stützen. Schmiedeiserne und gußeiserne Stützen werden durch zweckmäßige Umarmelung bedeutend widerstandsfähiger, jedenfalls auch widerstandsfähiger als hölzerne Stützen. Immerhin wird geraten, das größte Gewicht auf die günstige Anordnung von Brandmauern zu legen, also in sich abgeschlossene Abteilungen zu schaffen, wobei durch eine massive Wand bis unter Dach das Feuer lokalisiert werden kann.

Leerbalken zu unterscheiden; erstere tragen den Dachverband, während letztere die Dachlast nicht unmittelbar aufzunehmen haben. Die Unterstützung der Balken erfolgt entweder durch Mittelmauern oder durch Unterzüge.

Ein guter Dachverband besteht aus sog. Bindern, von denen eine Anzahl in Fig. 852 (a bis v) schematisch dargestellt sind, und welche in Entfernungen von etwa 4 m der Gebäudelänge angeordnet werden. Sie liegen am besten auf einem Mauerschafte und sind bei Unterzugsanordnung und Säulenunterstützung mit letzterer in günstige Verbindung zu bringen.

Jeder Binder muß an und für sich ein unverschiebliches Gerüst bilden, was man durch Dreiecksbildung erreicht; überhaupt ist die konstruktive Durchbildung des Binders eine Hauptsache. Dabei hat man die einzelnen Konstruktionsteile so anzuordnen, daß keine außergewöhnlichen Holzstärken erforderlich sind. Überdies können die Holzstärken nicht immer genau dem Bedürfnis entsprechend, wie dies beim Eisen möglich ist, bestimmt beziehentlich angewendet werden.

Ein Dachverband kann aus folgenden einzelnen Konstruktionsteilen zusammengesetzt sein. Die beigeschriebenen Zahlen bedeuten die Querschnittsgrößen in cm, welche sich durch die praktische Herstellbarkeit ergeben:

1. Balken, wagerecht, 18 bis 20/24 bis 26; zwischen den Binderbalken befinden sich in der Regel 3 bis 4 Leerbalken.
2. Säulen, lotrecht, 12/12.
3. Rahmen, wagerecht, 12/14 bis 16.
4. Streben, geneigt, 12/14 bis 16; nicht zu steil stellen.
5. Zangen, wagerecht, 6/12 bis 14; stets paarweise als Halbhölzer in Anwendung.
6. Winkelbänder, 45° geneigt, 10 bis 12/12; für den Längsverband.
7. Kehlbalken, wagerecht, 14 bis 16/18 bis 20; als Balkenlage auftretend.
8. Sparren, in der Dachneigung, 10/12 bei einer freien Länge bis etwa 4 m; in der Regel befindet sich über jedem Balken ein Sparren; man unterscheidet also auch Bindersparren und Leersparren.

Fig. 853 zeigt zunächst einige wichtige Binderknotenpunkte, durch welche der Charakter der hierhergehörigen Konstruktionen bestimmt wird. Sie sind nur im Querschnitt dargestellt, und zwar a) als Zangenknotenpunkt, b) als Kehlbalkenknotenpunkt und c) als liegender Zangensstuhlknotenpunkt.

Man unterscheidet hiernach:

1. Zangensühle mit freiem Dachraum bis zur Dachspitze.
2. Kehlbalkensühle mit einer oder mehreren wagerechten Teilungen durch Kehlbalkenlage.
3. Stehende und liegende Stühle, je nachdem lotrechte Säulen oder eine geneigte Säulenstrebe in Anwendung kommen.
4. Dachstühle ohne und mit Versenkung (Drempel, Kniestock), je nachdem die Sparren in Höhe der Dachbalkenlage oder höher als diese in der Umfassung auslaufen.

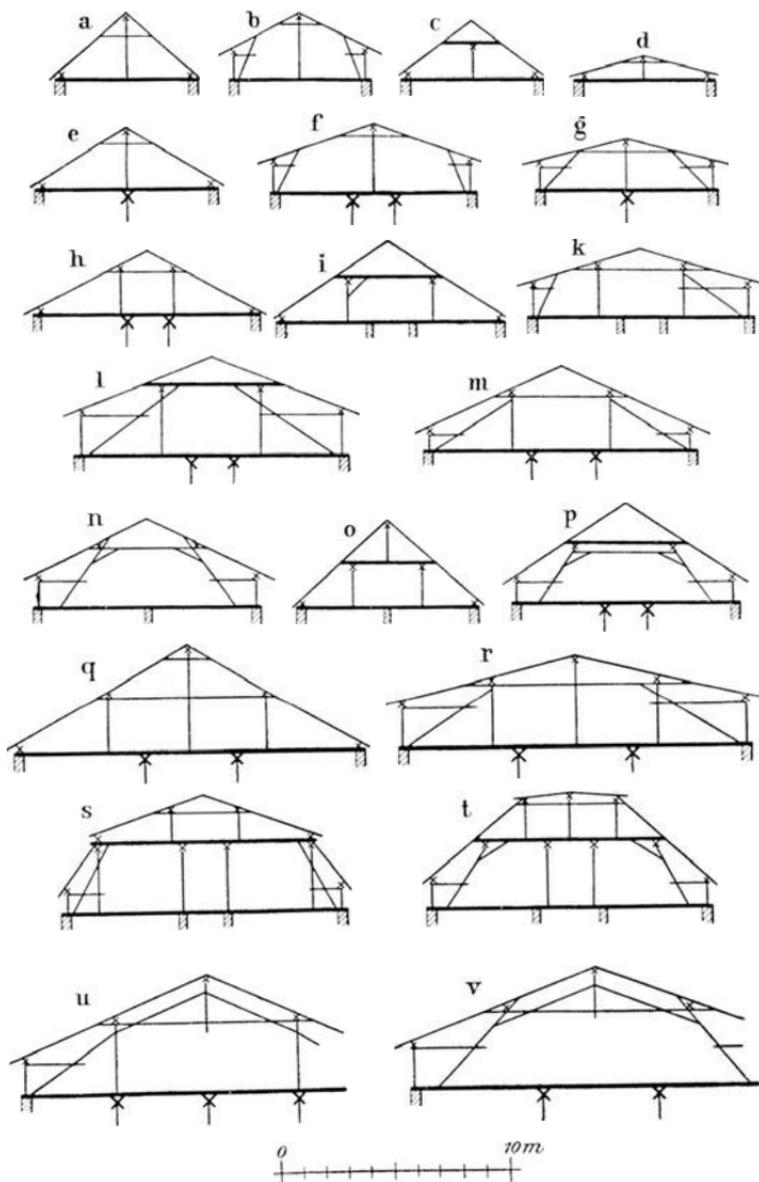


Fig. 852.

Es bedeutet: die starke Linie im Dachverband von c, i, l, o, p, s und t eine Kehlbalkenlage,
 × den Querschnitt eines Rahmens,
 ✕ unter der Dachbalkenlage: den Querschnitt eines Unterzugs.

5. Je nach der Tiefe des zu bedachenden Gebäudes sind ein-säulige für eine Raumtiefe von etwa 6 bis 8 m, zweisäulige für etwa 10 bis 12 m und dreisäulige Dachstühle für etwa 14 bis 16 m Raumtiefe zu unterscheiden. Ausnahmsweise können noch mehr Unterstützungspunkte nötig werden.

Durch Kombinationen sind die verschiedensten Konstruktionen zu schaffen möglich, wie auch Fig. 852 (a bis v) zeigt.

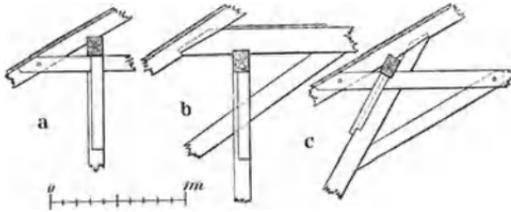


Fig. 853.

Durch die Anwendung einer gebrochenen Dachfläche ergibt sich der Mansardenstuhl, wie in Fig. 852 (s und t) dargestellt ist.

Die beiden letzten Beispiele (u und v) sind dreisäulige Zangenstühle mit Versenkung, bei denen die Firstsäule, um recht freien Dachraum zu erhalten, aufgehängt ist.

K. Dachformen, Rinnen, Abfallrohre.

Die zu einem Gebäude gehörigen Dachflächen erhalten in der Regel möglichst gleiche Neigung. Das Bestimmen beziehentlich Finden der zu einem Gebäude notwendigen einzelnen Dachflächen ist in erster Linie davon abhängig, nach welchen Seiten des Gebäudes das Regenwasser abzuführen ist. Selbstverständlich darf dem Nachbar nach dem Traufrecht kein Tropfen Wasser zugeführt werden.

Durch Ausmittlung des Gebäudegrundrisses (Dachausmittlung) ergeben sich bestimmte Dachformen. Als Grundformen sind zu bezeichnen:

1. Das Pultdach: nur eine Langseite des einfachen Gebäudes ist Traufe, die zwei Schmalseiten sind halbe Giebel, und die andere Langseite ist First.
2. Das Satteldach: die beiden Langseiten sind Traufe, die beiden Schmalseiten hingegen ganze Giebel. Die beiden Dachflächen schneiden sich im First.
3. Das Walmdach: alle vier Seiten des Gebäudes sind Traufe. Die vier Dachflächen schneiden sich im wasserscheidenden Grat oder Walm bezw. im First.
4. Kehl- oder Wiederkehrdächer: durch den Lförmigen Grundriß entstehen wassersammelnde Kehlen. Die drei Grundformen Pult-, Sattel- und Walmdach können je nach dem ausmittelnden Grundriß auch hier angewendet werden.

Auf die Dachform Einfluß übende Faktoren können sein: Aussehen, Dachneigung, Ausnutzbarkeit, Höhe, Nachbar u. a. m. Besondere Dachformen sind: Turm- und Zeldächer, Bohlen- und Kuppeldächer, Dächer mit Plattform, Mansardendächer u. s. w. Windschiefe Dächer und Dachverfälle, wobei das Wasser nicht auf dem kürzesten Wege zur Traufe geführt wird, sind zu vermeiden.

Am häufigsten kommt bei Fabrikgebäuden das Satteldach mit seiner einfachen Ausmittlung und besonders wegen seiner Konstruktions-sicherheit zur Anwendung. Auf die für Arbeitsstätten sehr brauchbare besondere Dachform: das Sheddach (Säge-, Paralleldächer), wird später (unter R) zurückgekommen werden.

Wichtig für jedes Gebäude ist eine gut konstruierte Traufe. Sie kann gebildet werden durch überhängendes Sparrendach (Fig. 854 a), das bei einfachen Fabrikgebäuden sehr häufig in Anwendung kommt, oder durch massives Gesims, und zwar entweder in Ziegeln gemauert (Rohziegelbau, nach Fig. 854 b) oder in Werkstein nach Fig. 854 (c und d).

Wird das Dachwasser in einer Traufrinne (Dachrinne, Abrinne) aufgefangen, so kann diese im einfachsten Falle an den Sparrenköpfen angehängt werden, oder sie wird am Dachsaume als liegende Rinne mit eingedeckt; die sicherste Rinnenform bildet die Kasten- oder stehende Rinne mit Gesimsabdeckung in Zink nach Fig. 854d. Eine Rinne muß begehbar sein.

In Abständen von 15 bis 20 m sind Abfallrohre, nicht unter 12 cm Durchmesser, anzubringen. Diese müssen frei liegen und so zugänglich sein, daß Reparaturen ohne weiteres möglich sind; daher ist die Anwendung von Rohrschellen mit Scharnier zu empfehlen. Auf 1 qm Grundrißfläche des Daches ist etwa 1,0 bis 1,2 qcm Abfallrohrquerschnitt zu rechnen.

Rinnen und Abfallrohre werden am besten aus Zink oder verzinktem Eisenblech (selbstverständlich auch aus Kupfer) hergestellt.

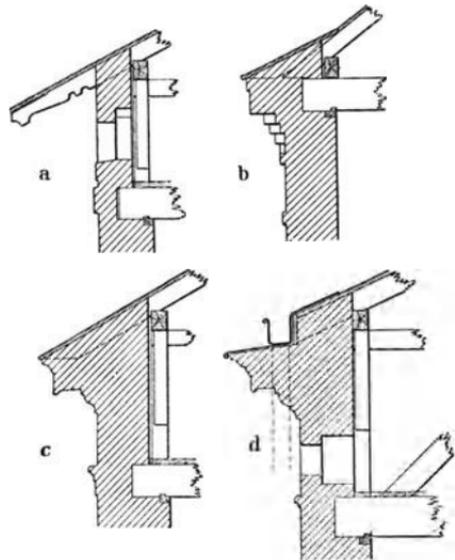


Fig. 854.

L. Dacheindeckungen.

Für Industriebauten sind nicht alle Dachdeckungsmaterialien geeignet. Bei der Wahl des Materials ist zu beachten: Feuersicherheit; Widerstandsfähigkeit gegen besondere Einflüsse, wie Dämpfe, Gase u. s. w.; das

Gewicht der Dachhaut, weil davon auch die Dachkonstruktion abhängig ist; Schutz gegen Wärme und Kälte; die Dachneigung; gesetzliche Bestimmungen u. a. m.

Steile Dächer sind die Steindächer (Ziegel, Schiefer) mit Neigungen von etwa 1:2 bis 1:5 des Satteldaches; Papp- und Metalleindeckungen eignen sich für flache Dächer.

Unmittelbar unter Dach gelegene Räume, bei denen die Dachhaut allein nicht genügend Schutz bietet, können durch Einlage von Korksteinen (Korkplatten) in die Sparrenfelder isoliert werden.

1. Ziegeldächer: mittels Flachziegel oder Biberschwanz (Zungenstein) auf Lattung, einzudecken als Spließdach, als Doppeldach oder als Kronen (Ritter)dach; auch mittels Hohlziegel, Pfannen und anderer gebrannter Steine; Falzziegel (mit einfachen und doppelten Fälzen) können ohne Mörtel eingedeckt werden.

Eigengewicht der Dachhaut 100 bis 130 kg/qm; 120 bis 150 kg/qm einschließlich Sparren ohne Binder.

2. Schieferdächer: auf 2 bis 2¹/₂ cm starker Schalung mit deutschem, französischem und englischem Schiefer in verschiedenen Größen und Formen, ausnahmsweise auch auf Lattung; einzudecken als einfaches oder als Doppeldach, in wagerechter oder in diagonaler Reihung; Befestigung der Schiefer durch verzinkte Nägel oder durch Kupferhaken (Hakeneindeckungen); Eindeckung mit Musterung; eine Pappunterlage ist oft erwünscht.

Eigengewicht 80 bis 90 kg/qm.

3. Pappdächer: auf 2¹/₂ cm starker Schalung mit Eindeckung der Bahnen parallel zur Traufkante oder besser als Leisten-eindeckung mit Bahnen lotrecht zur Firstkante. Es ist besonders leicht und gilt als harte Bedachungsart, z. B. bei Kesselhäusern.

Eigengewicht 40 kg/qm.

Asphaltfilz, wasserdichte Leinestoffe, kautschukartige Massen und andere Materialien kommen auch mit mehr oder weniger Erfolg in Anwendung.

4. Holzzementdach: fast horizontale Dachfläche auf 2¹/₂ bis 3 cm starker, gespundeter Schalung. Vier Papierlagen werden an Ort und Stelle mit Holzzement übereinander geklebt, das Ganze mit Sand und Kies oder Lehm u. a. abgedeckt. Die Eindeckung schließt hermetisch ab.

Eigengewicht 180 kg/qm mit 10 bis 12 cm Schüttung.

5. Metaldächer: für alle Neigungen anwendbar; für Ausdehnungsmöglichkeit muß gesorgt werden. Rußige Luft (schwefelige Säure) verdirbt Zink in kurzer Zeit. Kupfer und Zink ist wegen des elektrischen Verhaltens nicht in Verbindung zu bringen. Eisenbleche können nie ohne Anstrich in Anwendung kommen; verzinktes Eisenblech ist vorzuziehen. In der Regel wird auf Schalung gedeckt, doch kann Wellblech (verzinkt) auch ohne Schalung eingedeckt werden. Schwer zugängliche Dachflächen möchten Kupferdeckung erhalten (Rauteneindeckung, Hafteneindeckung, Leisteneindeckung, amerikanische Eindeckung u. s. w.).

Eigengewicht 45 kg/qm.

6. Glasdächer: als einfaches oder doppeltes Oberlicht in Dachflächen. Die Eindeckung erfolgt auf Walzeisensprossen **1**, aber auch mittels Zinksprossen. Wo es sich um beste Dichtigkeit handelt, sind Holzsprossen vorzuziehen, bei denen das Schwitzwasser weniger lästig wird; das an den eisernen Sprossen leicht entstehende Schwitzwasser ist durch Ableitung unschädlich zu machen. Sog. Drahtglas bietet in einzelnen Fällen wegen seiner Festigkeit besonderen Schutz.

Eigengewicht 30 bis 40 kg/qm.

Glashohlsteine können in Wänden, die lichtdurchlassend sein sollen, eingemauert werden.

In dem Tageslicht unzugänglichen Räumen werden neuerdings sog. Luxfer-Prismen mit Erfolg in Anwendung gebracht, durch welche die Lichtstrahlen nach bestimmten Punkten des Raumes geführt werden.

M. Dachbelastung.

Sie setzt sich zusammen aus dem Eigengewicht (Dachdeckung + tragende Konstruktion), dem Schneedruck und dem Winddruck.

Das Gewicht der tragenden Konstruktion ist bei hölzernen Dachbindern zumeist größer als bei eisernen. Bei letzteren kann man im Mittel 15 bis 20 kg für 1 qm Horizontalprojektion annehmen.

Die Belastung durch Schnee beträgt in Deutschland höchstens 75 kg/qm Grundrißfläche des Daches (0,6 hoher frisch gelagerter Schnee = 40 kg/qm). Bei Dächern mit über 45° Neigung kommt Schneebelastung außer Betracht.

Der Winddruck kann mit 125 bis 150 kg/qm normal auftreffend angenommen werden. Seine Richtung nimmt man unter 10° gegen den Horizont geneigt an. Je steiler ein Dach, um so mehr kommt demnach der Winddruck in Betracht. Bei sehr frei liegenden Gebäuden mit steiler Dachneigung ist es ratsam, die Winddruckrichtung in dem aufzuzeichnenden Kräfteplan besonders zu berücksichtigen. In den meisten Fällen genügt es jedoch, nur lotrechten Kräfte einschließlich des Winddruckes einzuführen. Die Knotenpunkte der Konstruktion bilden die Angriffspunkte der äußeren Kräfte, die sich durch die Art der Dachbelastung ergeben. Die Dachbelastung ist von der Binderstellung abhängig, und den Binder selbst kann man stets als ein ebenes Fachwerk betrachten.

Mit Berücksichtigung obiger Angaben betragen auf 1 qm Horizontalprojektion des Daches das Eigengewicht, die Schneelast und der Winddruck zusammen und rund in kg:

Satteldachneigung	1/2	1/3	1/4	1/5	1/6 bis 1/7	1/8 bis 1/10
Einfaches Ziegeldach . .	260	230	220	.	.	.
Doppel- und Kronendach	290	260	240	.	.	.
Schieferdach	240	210	190	180	.	.
Pappdach	190	165	150	140	135	130
Zink- und Eisenblechdach	200	175	160	150	145	135

NB. Beim Neignungsverhältnis wird stets das Satteldach als Grundlage angenommen. Hiernach versteht man z. B. unter einem 1/2-Dach das unter 45° geneigte.

Beim Holzzementdach, das nur ganz geringe Neigung hat, ist 250 kg/qm anzunehmen.

N. Freitragende Dachkonstruktionen in Holz.

Alle bisher erwähnten Überdeckungen bedurften bei größeren Raumtiefen besonderer Unterstützungen. Im Fabrikenbau sind aber sehr häufig

größere Raumabdeckungen **ohne** Zwischenstützen nötig. In der Regel sind es Erdgeschoßbauten, bei denen also der Grund und Boden nur einmal zur Ausnutzung kommt, wie z. B. Montageräume, Maschinenhallen, auch Kesselhäuser, überhaupt freie größere Arbeitsstätten.

In sehr vielen Fällen soll dann das Dach zugleich die Raumabdeckung sein, und man verzichtet auf eine wagerechte Abdeckung des Raumes. Häufig aber ist auch letztere erwünscht oder gefordert, und dann kann man ohne Holz nichts Vollkommenes schaffen. Es wird also der Charakter einer überdeckenden Konstruktion gerade dadurch bestimmt, daß man entweder eine wagerechte Abdeckung mittels Balkenlage wünscht oder nicht, und dies führt zu den freitragenden Dachkonstruktionen in Holz mit und ohne Balkenlage.

Hierzu eignet sich sehr zweckmäßig das Hängewerk. Man unterscheidet:

1. den einfachen Hängebock (Fig. 855 s);
2. den doppelten Hängebock (Fig. 856 l);
3. zusammengesetzte Hängewerke, die durch Vereinigung des einfachen mit dem Doppelbock entstehen (Fig. 857).

Die Unterstützung des Balkens (Binderbalken) erfolgt hierbei nur oberhalb desselben durch Hängesäule mit Hängeeisen; die Streben — mit einer Neigung von etwa 25° bis 35° — überführen die Last an das Balkenaufleger, also auf die massive Umfassung, und sind an dieser Stelle mit Versatzung (Fig. 840n) und Schraubenbolzen gut befestigt. Die gute Verbindung und Befestigung der einzelnen Konstruktionsteile ist überhaupt wichtig.

Die Dreiecksbildung führt zu sicherer und guter Lösung, sowie graphostatischer Berechnung, und weil die Konstruktionsteile oberhalb des zu unterstützenden Balkens liegen, so eignet sich der Hängebock besonders gut zu Dachkonstruktionen. Diese werden ohne Balkenlage verhältnismäßig leicht und einfach, und man erhält Räume, in denen das Dach zugleich die Decke für den Raum bildet, wie es bei vielen Räumen in der Industrie erforderlich ist, manchmal sogar — wie bei Kesselhäusern — Bedingung sein kann. Überdies führt uns dies schließlich zu den in späteren Kapiteln behandelten Überdeckungen in Holz und Eisen oder nur in Eisen.

Für den einfachen Hängebock in Holz gilt eine Raumtiefe von 7 bis 9 m (höchstens 10 m) und für den doppelten Hängebock etwa 10 bis 12 m als am passendsten, weil je nach der Dachbelastung und der Belastung der eventuell zur Anwendung kommenden Balkenlage sich bei Berechnung der einzelnen Konstruktionsteile noch annehmbare und praktisch ausführbare Holzstärken ergeben. Am wichtigsten ist die Untersuchung der Binderstrebe, die in der Regel auf Knickung und auf Biegung geschehen muß.

Fig. 855 (a bis r) zeigt eine Anzahl Binderanordnungen mit einfachem Hängebock in Holz, schematisch dargestellt, und zwar:

- ohne Balkenlage mit gewöhnlicher Sparrenanordnung, z. B. a, b, d bis i;
- „ „ „ Pfettenanordnung, z. B. c und k;
- mit „ der Tiefe nach angeordnet, am Oberzug hängen die Leerbalken, z. B. d, e und f;
- „ Längsbalkenlage, der Binderbalken ist Querunterzug geworden, z. B. g, h und r;
- „ Versenkung (Drempel), zur besseren Ausnutzung des durch die Quer- oder Längsbalkenlage gebildeten Dachraumes, z. B. b, e, h, m . . . ;

Kombinationen vorstehender Anordnungen.

Fig. 856 (a bis k) bringen Binderanordnungen mit dem Doppelbock. Hierbei sind eiserne Verbindungsstücke für den Spannriegel anzuwenden, wie sie in Fig. 856 l schematisch angedeutet sind. Um das Viereck überdies noch stabiler und unverschieblich zu machen, ist es praktisch, parallel mit dem Spannriegel ein Zangenpaar durch den ganzen Binder hindurchlaufen zu lassen. Dieser wichtige Knotenpunkt ist in Fig. 856 m in größerem Maßstabe für den Quer- und Längsschnitt der Dachkonstruktion dargestellt. Die Anordnung sollte niemals vergessen werden und ist auch in den schematischen Skizzen a bis k angedeutet.

Aus diesen einfachen Linienskizzen läßt sich der Charakter der Konstruktion erkennen, und zwar:

1. ob der abzudeckende Raum mit dem Dach, das also sichtbar bleibt, einen zusammenhängenden Raum ohne Balkenlage bildet, z. B. in a, b, e und k;
2. ob Längsbalkenlage angeordnet ist, so daß also der Binderbalken zum Balkenlage tragenden Unterzug wird, z. B. in f und h;
3. ob Querbalkenlage, die an den Oberzügen hängt, angeordnet ist, z. B. in d, c und i;
4. ob gewöhnliche Sparrenlage oder, wie in g, Pfettenanordnung getroffen ist;
5. ob Versenkung, ob Laternenaufsatz oder sonstige Kombinationen vorgesehen sind u. a. m.

Fig. 856 h zeigt sogar die Anwendungsmöglichkeit einer Kehlbalkenlage.

Die Anwendung des zusammengesetzten hölzernen Hängewerks für größere Raumtiefen als 12 m, wobei eine mehr als zweimalige Aufhängung des Binderbalkens erfolgen soll, kommt jetzt seltener in Anwendung, wenn nicht gerade Holz als Konstruktionsmaterial vorgeschrieben ist.

Fig. 857 a zeigt innerhalb eines einfachen Hängebocks die Einschachtelung eines Doppelbocks, so daß eine dreimalige Aufhängung erfolgt. Dieses Prinzip eignet sich zur Anwendung für einen Dachbinder.

Fig. 857 b hingegen zeigt umgekehrt innerhalb des Doppelbocks einen einfachen Hängebock, also auch dreimalige Aufhängung, doch entsteht dadurch mehr ein Stegbinder.

In beiden Fällen entstehen Durchschneidungen wichtiger Konstruktionsteile, die nicht geschwächt werden dürfen, und zwar Spannriegel

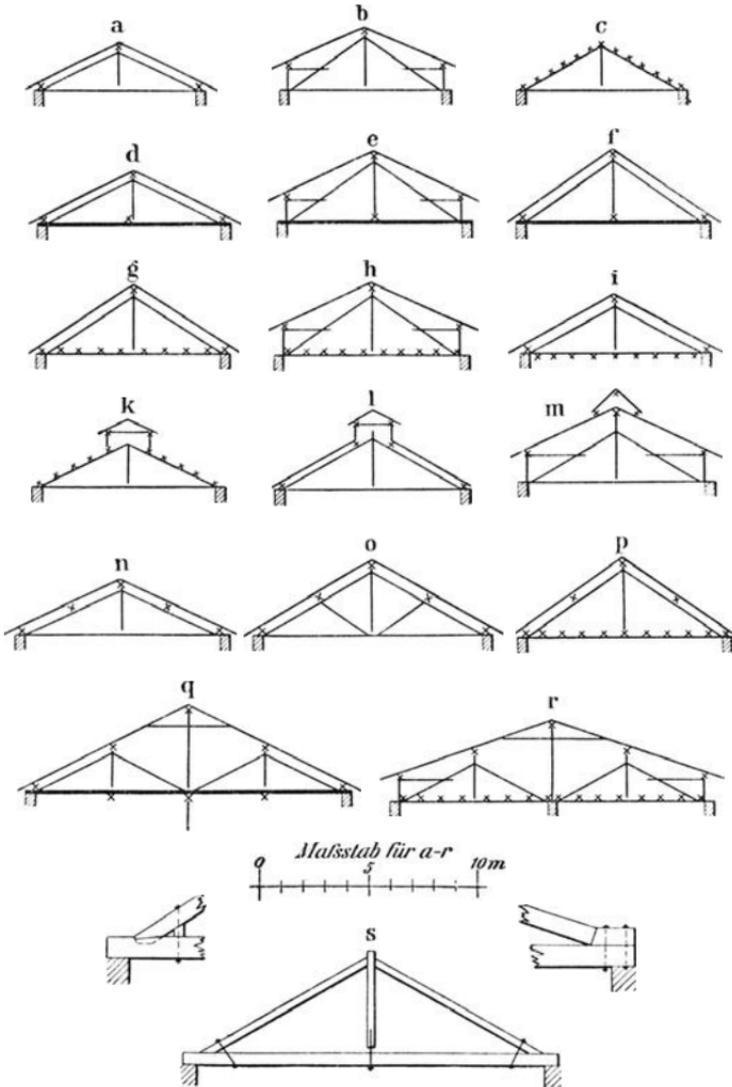


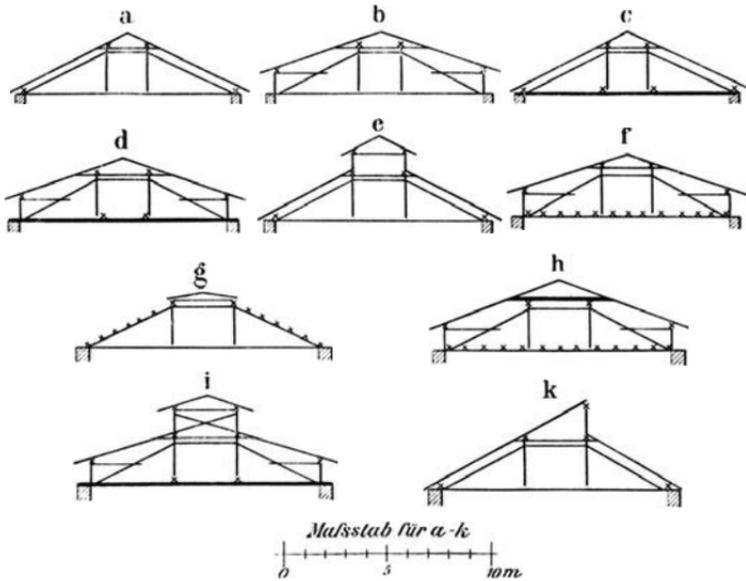
Fig. 855.

Bemerkungen zu den Figuren 855 (a bis s).

Es ist zu beachten, daß die Hängesäulen auf dem Binderbalken nicht aufstehen!
 × bedeutet einen Holzquerschnitt, und zwar als Rahmen, Pfette, Oberzug, Längsbalken und Unterzug.

— Der als starker Strich angedeutete Binderbalken in d, e, f und q deutet an, daß eine Querbalkenlage vorhanden ist.

mit Säule in dem einen, und Strebe mit Säule im zweiten Falle. Die Lösung ist nur durch Doppelsäule denkbar, wie in Fig. 857 ersichtlich und durch die vermerkte „2“ angedeutet ist. Dadurch wird



NB. Für vorstehende Figuren gelten dieselben Bemerkungen wie für Fig. 855.

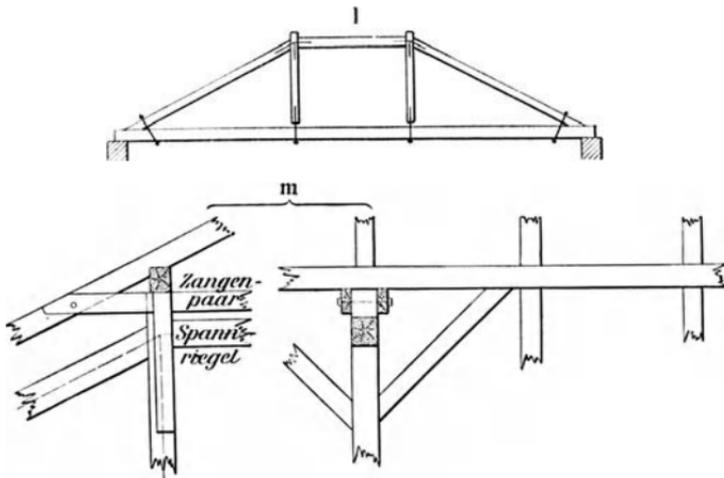


Fig. 856.

allerdings die Konstruktion ziemlich schwer, so daß man gern dafür Konstruktionsanordnungen wählt, bei denen Holz und Eisen zugleich Anwendung findet, wie z. B. in Fig. 860, wo die Hängesäulen durch eiserne Zugstangen ersetzt sind.

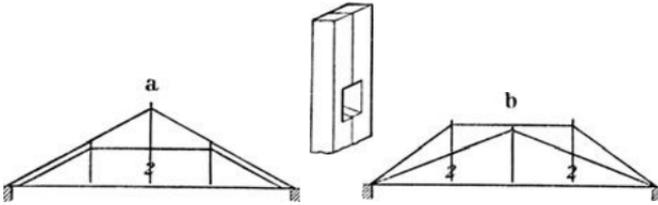


Fig. 857.

NB. Die eingeschriebene „2“ bedeutet „Doppelsäule“.

Erwähnung mag auch die Abspregung eines Balkens finden (Fig. 858a). In diesem Falle wird durch unterhalb des Balkens angebrachte Streben die Last auf das Widerlager übertragen. Im allgemeinen eignet sich dieser Sprengbock mehr für Stege oder ähnliche Überdeckungen, die in Holz ausgeführt werden sollen. Die Streben dürfen ihre Steifigkeit nicht verlieren und können daher nicht übermäßig lang gemacht werden. Fig. 858b zeigt die Einfügung eines Spannriegels. Die sich im Hirnholz treffenden Strebenenden, sowie in b

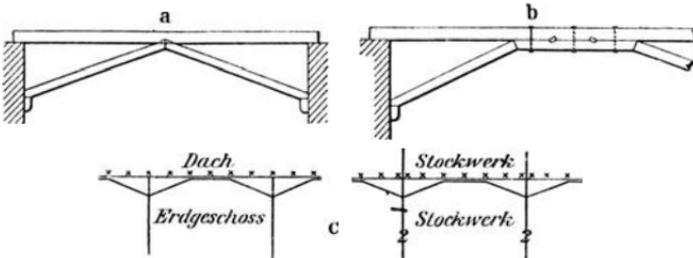


Fig. 858.

NB. Die eingeschriebene „2“ bedeutet „Doppelsäule“.
 × bedeutet Querschnitte der Balken.

die Kopfenenden des Spannriegels und der Streben, stoßen ganz stumpf aufeinander und erhalten nur eine Einlage einer Zink- oder besser einer Bleiplatte.

Fig. 858c zeigt die Abspregung des Unterzuges in Stockwerksbauten, und zwar zwei schematische Darstellungen eines Gebäudes im Längsschnitt. Bei weit voneinander entfernten und vorgeschriebenen Säulenstellungen in Lagerhäusern, Speichern u. s. w., erhält man durch dieses Mittel eine größere Sicherheit der tragenden Konstruktion. Bei weiten Säulenstellungen ist das von besonderer Wichtigkeit, und die Säulen selbst kommen auch dadurch in gute und sichere gegenseitige Verspannung.

Bei allen vorstehend erwähnten freien Überdeckungsweisen spielt der durchgehende Binderbalken die Hauptrolle. Derselbe gibt in Arbeitsräumen oft eine willkommene Gelegenheit, irgendwelche mit den Arbeiten im Raume zusammenhängende maschinelle Vorrichtungen bequem anbringen zu können.

Nun gibt es aber eine große Anzahl von Arbeitsstätten (Erdgeschoßbauten), bei denen es mehr auf eine leichte Überdeckung ankommt; diese sollen nachstehend besprochen werden.

O. Hallen- und Schuppenbauten. (Fig. 859.)

Alle Arten Reparaturwerkstätten, Lagerräume, auch die sog. Galleriebauten gehören hierher; ebenso Erdgeschoßbauten, die oft nur in Fachwerk geplant und erwünscht sind; ferner nur durch Dach abgedeckte Flächen ohne seitliche Umfassungen, um Gegenstände trocken unterzubringen und sie doch ununterbrochen mit der äußeren Luft in Berührung zu haben u. a. m. Das sind zumeist Gebäude, bei denen eine Balkenlage überhaupt nicht zur Anwendung kommen soll, sondern das Dach allein als Raumabdeckung dient.

Hierzu eignet sich vorzüglich das sog. vereinigte Hänge- und Sprengwerk in Holz, bei dem die die Last überführende Strebe teils oberhalb, teils unterhalb der wagerechten Doppelzange liegt und die Hängesäule nach Fig. 859e aufgenommen wird.

Fig. 859a zeigt den einfachen vereinigten Hänge- und Sprengbock mit nur einer Hängesäule für etwa 5,0 bis 7,0 m Spannweite und Fig. 859c den doppelten für im Mittel etwa 10,0 m Spannweite.

Nach diesen Prinzipien bringt Fig. 859 eine ganze Reihe solcher hallenartig angeordneter Gebäude. Darunter sind l und n etwas weitergehend und für etwa 14,0 bis 16,0 m tiefen Raum ohne jede Säulenstütze konstruiert; man bezeichnet sie auch als Polygondächer oder als abgesprengte Dächer. Die Durchkreuzungen sind in der Regel nur durch doppelt angeordnete Hölzer (Überblattungen schwächen die Hölzer zu sehr) möglich, wie z. B. in l.

Wie schon erwähnt, sind auch die als Werkstätten besonders geeigneten und vielfach beliebten Galleriebauten mit einzureihen. Häufig werden sie als Montageräume für den Maschinenbau ausgebaut und ein Laufkrahnen (Laufkatze u. s. w.), wie z. B. in p und q mit angedeutet, so angeordnet, daß er zumeist von der Gallerie getragen wird.

P. Dächer aus Holz und Eisen. (Fig. 860 und 861.)

Die Ersetzung einzelner Hölzer durch Eisen führt zunächst zu den Überdeckungen in Holz und Eisen (Holz-Eisendächer). Die Durchführung des Dreieckprinzips im Binder bildet auch hier den Grundton. In den Fig. 860 ist die hölzerne Hängesäule durch eiserne Zugstangen ersetzt, während der hölzerne Binderbalken überall beibehalten ist. Je nach der Raumbreite geschieht die Aufhängung des Binderbalkens ein oder mehrere Male durch die Zugstange, und zwar höchstens fünfmal; hölzerne Gegenstreben geben Verspannung. Die hölzernen kontinuierlichen Binderstreben müssen im First mittels eisernem Schuh, sog. Kopfschuh (Fig. 860a), verbunden werden, in dem sie

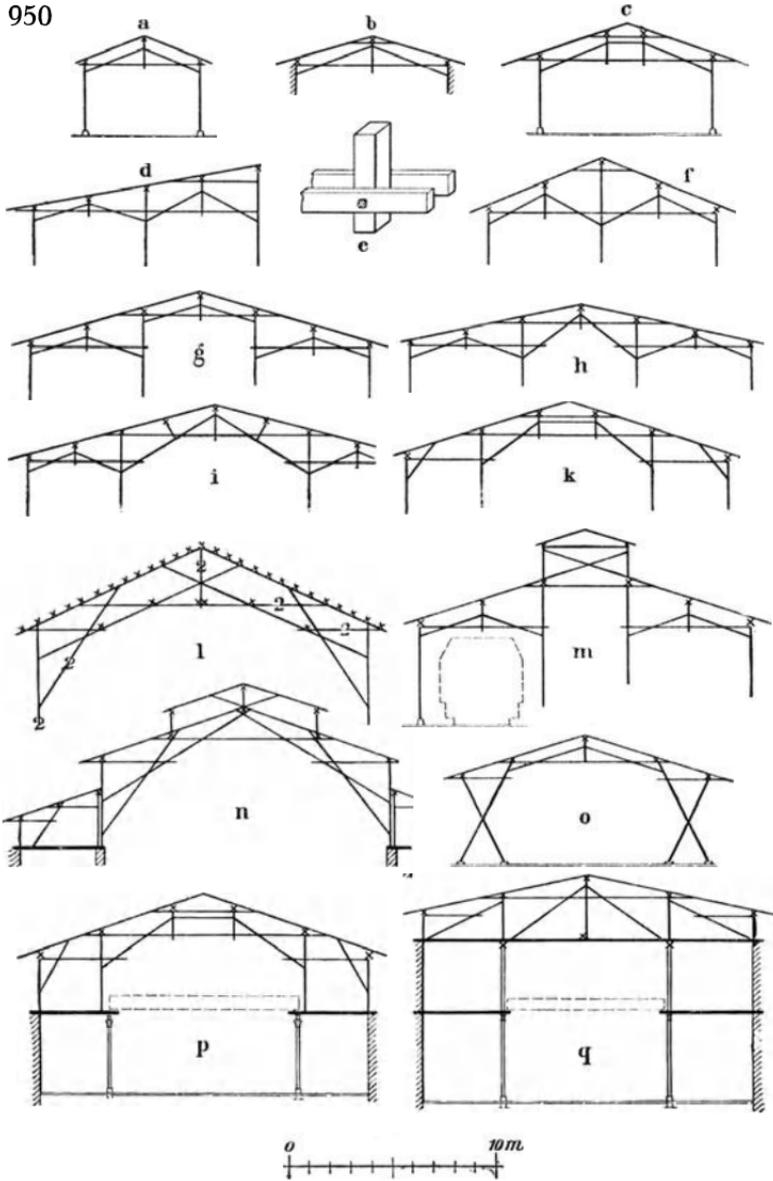


Fig. 859.

Bemerkungen zu den schematischen Fig. 859 (a bis q). Es bedeutet:
 × Querschnitte von hölzernen Rahmen und Pfetten; in q sind auch Ober- und Unterzüge mit × bezeichnet worden.
 — Die starke horizontale Linie in p und q bezeichnet eine Balkenlage.
 - - Sämtliche horizontale Linien sind Doppelzangen, welche die Hängesäule aufnehmen, wie in e dargestellt.
 In l sind die d o p p e l t hintereinanderliegenden Hölzer mit einer „2“ bezeichnet.

stumpf einmünden, während sie am Fußende mit dem Binderbalken durch Versatzung und Verbolzung gut zu verbinden und zu befestigen sind.

Die Binderanordnungen in den Fig. 860 (c bis h) zeigen die Möglichkeit, sowohl Sparren als auch bei größeren Raamtiefen Pfetten anzuwenden. Man kann etwa annehmen, daß die einmalige Aufhängung bei im Mittel 7,0 m Raamtiefe, die zweimalige Aufhängung bei im Mittel 11,0 m und die dreimalige Aufhängung bei im Mittel 15,0 m Raamtiefe Anwendung finden kann. Je größer die Spannweite beziehentlich Raamtiefe ist, um so geringer möchte die Dachneigung angenommen werden.

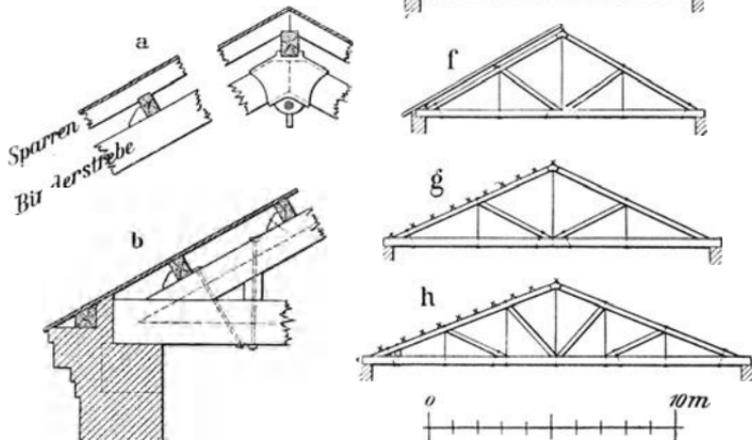


Fig. 860.

NB. In den Figuren c bis h sind Rahmen und Pfettenquerschnitte mit \times bezeichnet. Die lotrechten Linien sind eiserne Rundstangen.

Soll nun auch der vorstehend stets zur Anwendung gekommene durchgehende Binderbalken wegfallen, so daß die ganze Überdeckung leichter und freier wird, so macht sich vor allen Dingen zur Aufnahme der Binderstreben ein Fußschuh nötig, wie ihn Fig. 861 a zeigt. Dadurch ergeben sich die besonders brauchbaren Dachbinder, bei denen die Binderstreben allein noch aus Holz sind. Gerade dieser Umstand bietet verschiedene wichtige Vorteile—zunächst bezüglich der Eindeckung; namentlich aber braucht man bei allen diesen Bindern noch keine Rücksicht auf die Ausdehnungsfähigkeit der Konstruktion zu nehmen, kann vielmehr beide Auflagerstellen fest mit der Mauer verbinden.

In den Fig. 861 (d bis h) sind einige charakteristische Beispiele gewählt, bei denen ebensowohl Sparren- wie Pfettenanordnung möglich ist. Bei geringer Raumbreite, wie in d, ist das Binderdreieck ungeteilt, und die durch den ganzen Raum hindurchgehende Zugstange ist in der Mitte mit einer Vorrichtung zum Verkürzen und Verlängern derselben (Zugschloß) versehen. Damit diese Zugstange nicht einbiegt, wird sie einfach am Kopfschuh angehängt.

Sehr beliebt ist das sog. deutsche Dach unter e. Die Binderstrebe wird

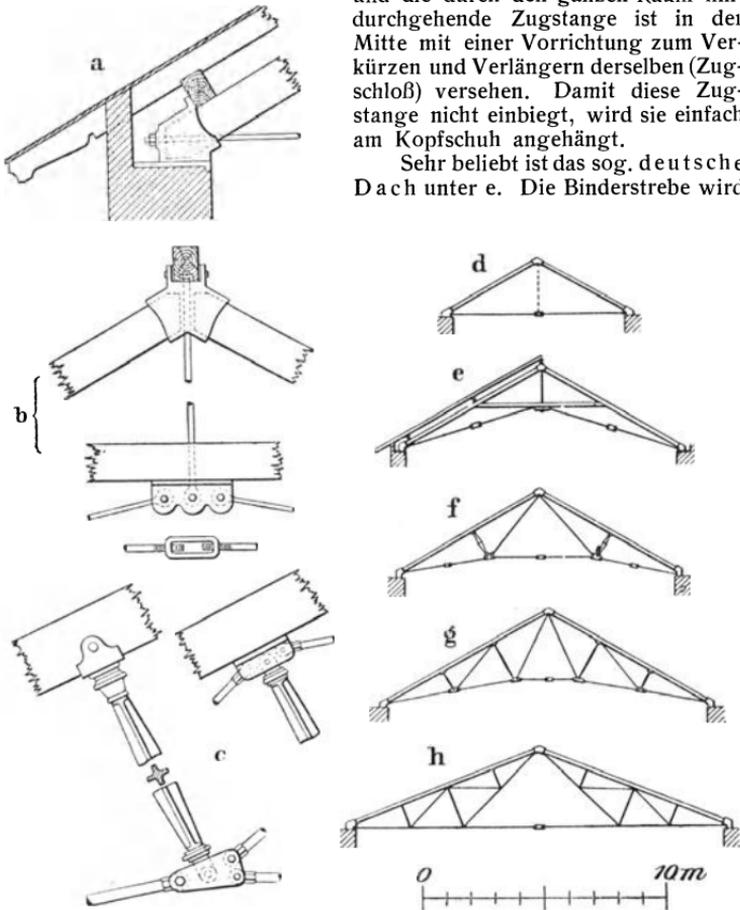


Fig. 861.

hierbei durch einen Kehlbalcken unterstützt, wie auch die Einzelheiten unter b zeigen.

Die Binder f, g und h sind nach dem Polonceau-Prinzip unterstützt, d. h. mittels Druckstützen lotrecht zur Binderstrebe. c zeigt Einzelheiten einer gußeisernen Druckstütze mit Gelenkknotenpunkt, doch ist auch Schmiedeeisen hierzu verwendbar.

Q. Eiserne Dächer.

Werden schließlich auch die Binderstreben aus Eisen gemacht, so kommt mit diesen Dächern ganz aus Eisen ein Konstruktionsprinzip zur Geltung, das in neuerer Zeit besonders ausgebildet worden ist. Bei sehr weiten freien und hohen Räumen bietet selbstverständlich der

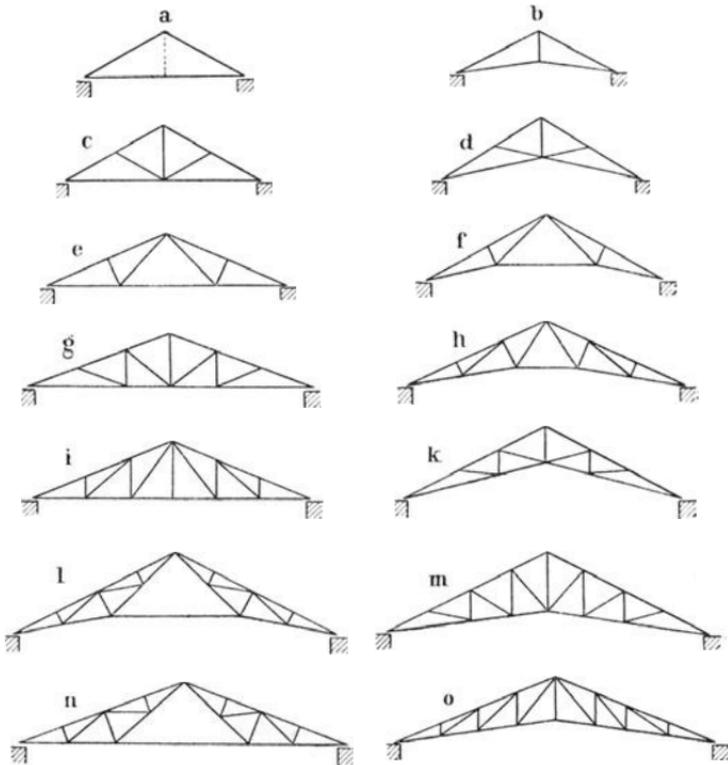


Fig. 862.

aus zähem Schmiedeeisen konstruierte Binder eine freie und leichte Überdeckung, zumal in solchen Fällen, wo von der Anwendung einer förmlichen deckenbildenden Balkenlage abgesehen werden muß.

Die Dreiecksbildung macht sich in Eisen leichter und die Bildung des Knotenpunktes, in dem sich die Kräfte das Gleichgewicht halten, also die Stabachsen in einem Punkte schneiden müssen, bequemer. Man kommt auch leicht durch graphostatische Lösung zum Ziele und zur Feststellung der Abmessungen ohne nennenswerten Materialüberschuß, wie es bei Holzverbindungen nicht zu umgehen ist.

In Fig. 862 sind einige der wichtigsten Überdeckungsmöglichkeiten angedeutet und die Dreiecksbildungen nach verschiedenen Gesichtspunkten vorgenommen. Die einzelnen Konstruktionsteile haben entweder Druck- oder Zugspannungen aufzunehmen, wie es sich leicht

aus dem Kräfteplan absehen läßt; man kann demnach von Druckstreben und Zugstangen sprechen.

Binder mit lotrechten Zugstangen und verschiedenen geneigten Druckstreben, z. B. c, g, m, bezeichnet man gewöhnlich mit englischen Prinzip, während die lotrecht zur Binderstrebe angeordneten Druckstützen, wie z. B. e, f, h, l, n, das französische Prinzip vertreten; e und f sind die einfachen Polonceaubinder.

Eine Hauptsache ist das Unschädlichmachen der Ausdehnung der einzelnen Teile beziehentlich der Binder, und man erreicht dies durch die Beweglichkeit des einen Auflegers, oder durch Gelenkknotenpunkte.

Fig. 863(a und b) zeigt ein Kipplager beziehentlich ein Rollenlager, das eine horizontale Verschiebung gestattet.

Ist das eine der Aufleger beweglich, so er-

gibt sich für das statisch bestimmbare Fachwerk die notwendige Stabzahl s bei k Knotenpunkten zu

$$s = 2k - 3.$$

Fig. 863 (c, d und e) bringen einige Knotenpunktbildungen mit verschiedenen Walzeisenformen. Der Knotenpunkt ist mit abhängig von der Dacheindeckung und von der Bildung der Dachfläche durch Sparren oder durch Pfetten, wie schon mehrfach in den vorhergehenden Kapiteln erwähnt und erläutert.

Für Metalldeckung kommt ebenso die eiserne Pfette (c und f) gern in Anwendung, und zwar als \perp - oder Γ - oder \sqsubset -Eisen. Hierbei sei nochmals auf Fig. 844 aufmerksam gemacht.

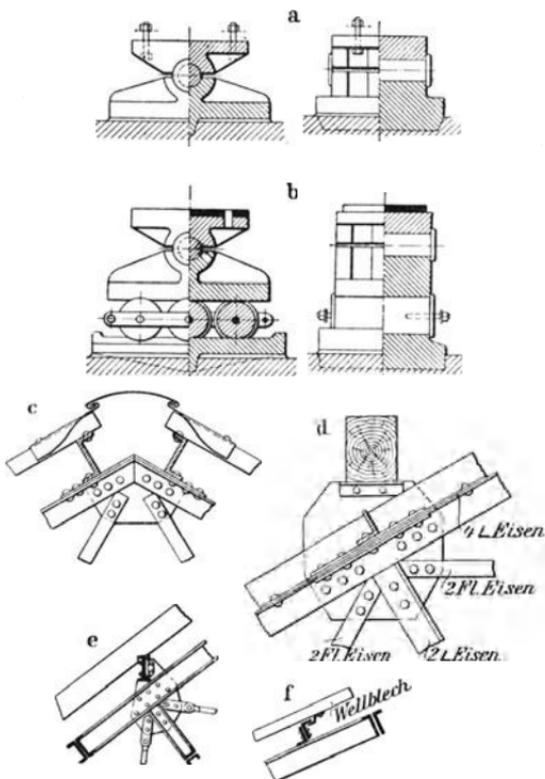


Fig. 863.

Selbstverständlich sind noch größere Binder in Bogenform oder als Sichelträger möglich, wie überhaupt durch die Gestaltung der äußeren und inneren Gurtung als gerade oder mehrteilig gebrochene Linie, und die Art der Ausfüllung des Fachwerks, der Charakter der Überdeckung ausgedrückt wird.

Für den Rahmen dieses Buches können nur die üblichsten satteldachartigen Gebäudeüberdeckungen in Frage kommen. Dabei vergesse man, wie von Anfang an betont, bei der Grundrißgestaltung die Anordnung von Bindern, und zwar in Entfernungen von etwa $3\frac{1}{2}$ bis $4\frac{1}{2}$ m der Gebäudelängsachse, nicht. Solche Binderknotenpunkte liegen stets am besten auf Schaftachsen.

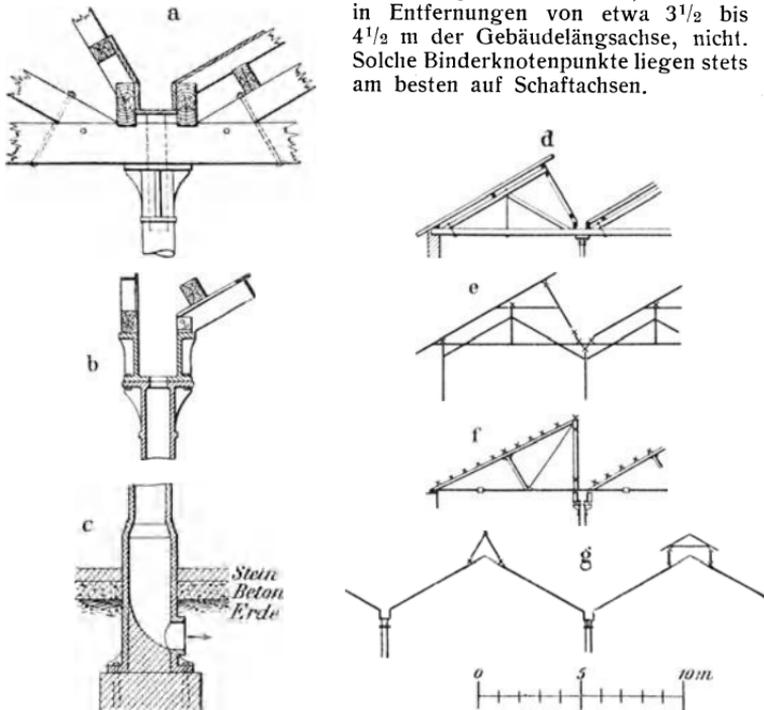


Fig. 864.

R. Shedbau.

Eine besondere Dachanordnung in seiner Gesamtheit zeigt das Sheddach. Man nennt es auch Säge- oder Paralleldach (Fig. 864).

Handelt es sich um die Überdachung von großen Grundflächen, so kann man dies durch die Aneinanderreihung mehrerer einzelner Satteldächer, die sich mit ihren Traufseiten berühren, erreichen und erhält auf diese Weise, wie in Fig. 864 g, die sog. Paralleldächer.

Beim Shed- oder Sägedach sind auch große Flächen abzudecken, doch hat man stets steile Dachflächen, welche Licht zu spenden haben: Lichtdächer, und flache Dachflächen, welche eingedeckt sind, zu

unterscheiden. Die Eindeckung kann innerlich durch Verkleidung unsichtbar gemacht werden; man erreicht damit nicht nur eine Isolierung und besseren Schutz gegen den Einfluß von Wärme und Kälte (besonders bei Anwendung von Korkplatten), sondern auch durch hellen Anstrich dieser Innenflächen eine günstige Lichtwirkung.

Das Lichtdach richtet man am besten nach Norden, um Schutz vor den direkten Sonnenstrahlen zu haben. Unangenehm kann das an den Oberlichtglasflächen entstehende Schwitzwasser werden, das durch Ableitung unschädlich gemacht werden muß.

Konstruktiv bietet das Sheddach wenig Neues. Es kann in Holz, wie in d und e, oder aus Eisen, wie in f, hergestellt werden, und ist dabei eine Dachspannung von etwa 5,0 bis 7,0 m brauchbar.

Die größte Schwierigkeit bietet die Abführung des Traufwassers. Fig. 864a zeigt für die hölzerne und Fig. 864b für die eiserne Konstruktion die Traufenbildung.

Werden Sheds über Grundflächen (Höfen), die von Gebäuden umgeben sind, errichtet, so können auch die eisernen Säulen als Abfallrohre ausgebildet werden, wie Fig. 864c zeigt, wobei die Säulengründung nicht beeinflusst wird.

Shedbau wird in der Regel nur Erdgeschoßbau sein. Deswegen ist billiger Grund und Boden eine Vorbedingung, weil sonst das Aufsetzen von Stockwerken durch die mehrmalige Ausnutzung der Grundfläche vorteilhafter wird. Andererseits erspart man beim Shedbau die Treppen, Aufzüge u. s. w.

Ein Hauptvorteil dieser Anordnung liegt in der Übersichtlichkeit des Arbeitsraumes. Durch das Oberlicht wird derselbe hell und gesund. Die Säulenstellung, welche mit der Binderanordnung (ca. 4 m Entfernung) Hand in Hand gehen möchte, bietet außerdem Gelegenheit, Antriebe u. dergl. bequem anbringen zu können.

S. Treppen.

Jeder Stockwerksbau erfordert zum Verkehr in lotrechter Beziehung eine oder mehrere Treppen. In der Regel soll die Haupttreppe des Gebäudes in einem besonderen Treppenhaus, das durch alle Stockwerke bis unter Dach reicht, liegen, während Nebentreppen den Verkehr zwischen einzelnen Stockwerken vermitteln. In industriellen Gebäuden machen sich sehr oft besondere Aufzugsschächte nötig, um sowohl Gegenstände wie auch Personen lotrecht befördern zu können.

Für eine gute Treppe sind Sicherheit und Bequemlichkeit die beiden Hauptfordernisse. Erstere hängt vom Material der Treppenstufen ab, welches sein kann: natürlicher Stein, Holz, Eisen, Stein mit Eisen, Stein mit Holzbelag, Eisen mit Holzbelag, gemauert und gewölbt in Ziegelstein, andere künstliche Steine, wie Beton u. s. w., Linoleum und Xylolithbelag.

Die größte Sicherheit bietet stets die Steinstufe beziehentlich die Steintreppe. Liegt diese zudem in einem in sich abgeschlossenen Treppenhaus, dessen Umfassung massive Wände, sind, so kann man von möglicher Feuersicherheit sprechen. In vielen Fällen ist es sogar wünschenswert, das Treppenhaus nicht unmittelbar mit dem Fabrik- oder Hauptarbeitsraum in Verbindung zu setzen.

Eine Steintreppe wird mittels sog. Blockstufen ausgeführt, die einige Centimeter übereinandergreifen und sonst seitlich ihr Auflager in der Wand haben. Fig. 865 a zeigt volle Blockstufe, während in b eine unten abgeschrägte und auf einem I-Träger aufruhende Blockstufe dargestellt ist.

Hölzerne Treppen werden zusammengesetzt aus einem lotrechten Stück = Setzstufe und aus der wagerechten Trittstufe, welche in der Treppenwange (eine 5 bis 8 cm starke Bohle) eingeschoben oder eingestemmt sind (Fig. 865 c). Nach Fig. 865 d kann man Setz- und Trittstufe auch aufsatteln.

Gußeiserne Treppen (in Fabriken ist die Wendeltreppe zur unmittelbaren Verbindung zwischen zwei Stockwerken beliebt) sind in der Regel

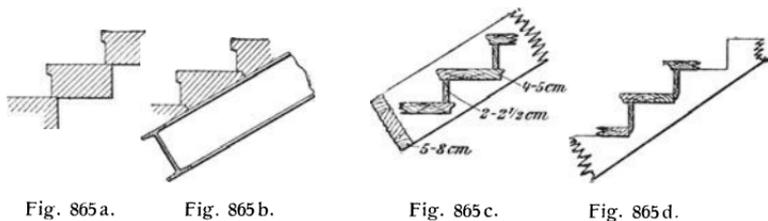


Fig. 865 a.

Fig. 865 b.

Fig. 865 c.

Fig. 865 d.

als Wangentreppen konstruiert. Fig. 865 e zeigt eine gußeiserne Wange mit angegossenen Winkelrippen, auf welche die Trittstufe als durchbrochene Gußplatte oder auch aus Holz aufgeschraubt wird. Bei schmiedeisernen Treppen fällt die Setzstufe manchmal ganz weg.

Eine Haupttreppe möchte eine lichte Breite von 1,4 bis 2,0 m haben. Podeste müssen mindestens gleich der Treppenbreite sein. Nebentreppen können mit 1,2 m Breite bemessen werden. Nottreppen, die nur in einer Richtung, in der Regel abwärts, begangen werden, genügen mit 0,6 m Breite.

In Fabrikgebäuden sind die zwei- und dreiarmligen Treppen die praktischsten. Die Wendung sollte wenigstens bei Treppen, auf denen viel Menschen zu gleicher Zeit plötzlich zu gehen haben, vermieden werden; jedenfalls bedürfen gewendelte Stufen in konstruktiver Beziehung einer besonderen Aufmerksamkeit.

Durch die richtige Wahl des Steigungsverhältnisses erreicht man die erforderliche Bequemlichkeit einer Treppe. Das für eine Treppe gewählte Steigungsverhältnis darf nicht verändert werden; mindestens darf es aber in den oberen Stockwerken nicht zunehmen.

Bezeichnet b die Auftrittsweite und h die Steigungshöhe sowie s die mittlere Schrittlänge von 63 bis 64 cm, so möchte erfahrungsgemäß sein

$$2h + b = s.$$

Brauchbare Neigungsverhältnisse ergibt auch

$$\frac{4}{3}h + b = 52.$$

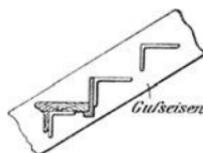


Fig. 865 e.

Für Fabriktreppen kann man als gutes Steigungsverhältnis 18 : 28 ansehen, doch kommt man bei profilierter Stufe mit 18 cm Steigung bei 27 cm Auftritt noch aus.

Die Nutzlast bei Treppen wird mit 400 bis 500 kg/qm angenommen. Sehr große Lasten befördert man besser durch Aufzug, der sich in einem massiv abgeschlossenen Fahrschacht befindet, und dessen Zugänge so beschaffen sein müssen, daß dieselben sich nur öffnen lassen, wenn der Fahrstuhl mit seiner Plattform gerade in Fußbodenhöhe des betreffenden Geschosses angekommen ist.

Eine oft genügende und manchmal sogar erwünschte Verbindungsweise bei geringen Höhenunterschieden bietet die Rampe.

T. Baugrund und Grundbau. (Fundamente.)

Eine Hauptrolle spielt hierbei die Erfahrung, z. B. auch die, welche man bei etwa in der Nähe schon ausgeführten Bauten gemacht hat.

Bei größeren Anlagen empfiehlt es sich, auf dem zu bebauenden Platze vor Beginn der Vorarbeiten zum Bauen einen Versuchsschacht zu graben, um über die Art des Baugrundes sowie über die Mächtigkeit und die Neigungsverhältnisse der Schichten, auf denen man zu bauen hat, unterrichtet zu sein. Unter Umständen sind auch Bohrungen mit dem Erdbohrer vorzunehmen. Es ist dies oft von Wichtigkeit, um mehrere Meter stark liegende tragfähige Schichten durch Abgraben nicht unnütz zu schwächen.

Auch Probelastungen, Einschlagen von Probepfählen oder Untersuchungen der Bausohle mit dem Sondierreisen, um die Zusammendrückbarkeit der Bausohle vor dem Bauen zu erfahren, und ob diese Zusammendrückbarkeit überall gleichmäßig ist oder nicht, machen sich nötig.

Ein Baugrund, auf den man zumeist ohne weiteres getrost bauen und daher als „gut“ bezeichnen kann, ist (außer Fels) Sand und Kies ohne Ausweichung, 3 bis 4 m stark liegend, trockener Lehm und Ton mit möglichst horizontaler Schichtung und ähnliches Material.

In erster Linie lege man die Bausohle, die stets wagerecht sein muß, unter Frosttiefe, also etwa 1,0 m unter die Erdoberfläche. Wenn möglich, liege die ganze Bausohle eines Gebäudes gleich tief. Ergeben sich verschieden tief liegende Bausohlen, so müssen die Übergänge zu den verschiedenen Gründungstiefen absatzweise vorgenommen werden; geneigte Druckflächen sind jedenfalls zu vermeiden.

Man muß sich bemühen, den Druck auf die Bausohle möglichst gleichmäßig zu erzielen, damit auch das Setzen des Baugrundes vollständig gleichmäßig erfolgt.

Die zulässige Beanspruchung des Baugrundes (stets Druck) ist geringer als diejenige für das beim Fundamentmauerwerk verwendete Baumaterial. Man kann etwa folgende Druckbelastungen als Grenze annehmen:

weicher Ton und feiner feuchter Sand	bis 1 kg/qcm,
Lehm, mittelfester Ton, trockener und tonhaltiger Sand „ 2 „	
fester Ton und ganz trockener Sand	4 „
festgelagerter grober Sand und Kies	6 „

Es ist also bei einem wirklich „guten“ Baugrund eine Belastung von 5 kg/qcm normal. Ausnahmsweise und bei besonderen Vorbereitungen kann man höher gehen. Bei „gewachsenem Boden“, auf den man nach gemachten Erfahrungen bauen darf, ist $3\frac{1}{2}$ kg/qcm zulässig, doch kann man in der Regel durch Verbreiterung der Fundamente und des Banketts eine Verminderung auf 2 bis $2\frac{1}{2}$ kg/qcm erzielen.

Die Verbreiterung des Banketts muß durch Absätze geschehen (Fig. 866), deren Höhe größer ist als ihre Ausladung, und die also sicher und allmählich den Druck auf die nach unten immer größer werdenden Grundflächen übertragen. Wird durch eine seitlich auf eine Mauer wirkende Kraft der Druck in der Fundamentsohle verändert, so ist darauf zu sehen, daß die Mittelkraft aus Eigengewicht und Seitendruck noch in der Fundamentsohle bleibt. Besondere Aufmerksamkeit bedürfen solche Fundamente, bei denen, wie z. B. bei freistehenden Schornsteinen (s. unter U.), durch Wind-einfluß die Druckwirkungen in der Bau-sohle gewaltige Veränderungen erfahren und daher einer besonderen Untersuchung bedürfen.

Wichtig ist, daß man dem Fundamentmauerwerk Gelegenheit zum Austrocknen gibt; daher ist mit dem Ausfüllen der Baugrube eine Zeitlang zu warten. Sehr starke Fundamente soll man aus diesem Grunde langsam bauen, damit das Mauerwerk genügend Zeit zum Abbinden hat und das sog. „Setzen“ in Ruhe vor sich gehen kann.

Alle Mittel und Wege, um schlechten Baugrund zu verbessern, sowie überhaupt die verschiedenen Fundierungsmethoden, welche man dabei anwenden kann, können hier nicht zur Besprechung kommen.

In den meisten Fällen kann man heutzutage (namentlich mit Umgehung von Rosten) durch Betonierung (Beton-schüttung) eine tragfähige Gründung schaffen. Manchmal ist es ratsam, ganze Gebäude auf eine gemeinsame Betonschale zu setzen. Dies ist auch in hygienischer Beziehung von Bedeutung, um Grundluft und Grundwasser abzuhalten.

Maschinenfundamente dürfen keine Verbindung mit dem Hausfundamente haben! Asphalt als Bindemittel für Maschinenfundamente soll sich gut bewähren.

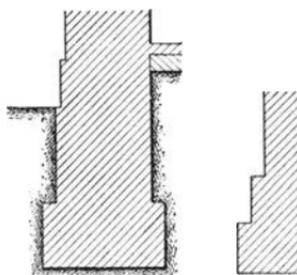


Fig. 866.

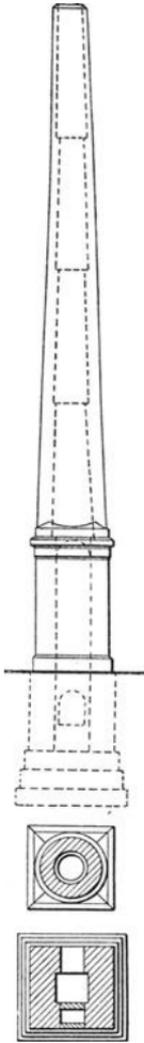
U. Schornsteine.

Man hat zu unterscheiden:

1. Schornsteine in Gebäuden und 2. freistehende oder Fabrik-schornsteine.

Erstere werden in den Gebäudemauern untergebracht und sind lotrechte Schloten von quadratischem oder kreisrundem Querschnitt. In der Regel beträgt ihre lichte Weite etwa 18 bis 25 cm bei $\frac{1}{2}$ Stein starker Wandung. Sie beginnen im untersten Stockwerk, wo sie mit einer gut schließenden Reinigungstür zu versehen sind, und werden

etwa 0,5 m über den Dachfirst geführt. Im Innern sind sie mit Mörtel ausgeschweißt und sollen, weil sie unbesteigbar sind, nicht von der Lotrechten abweichen. Der Essenkopf hat äußere Niederschläge abzuhalten und soll so abgescrängt sein, daß der Wind nie störend, sondern sogar saugend wirkt. Alles Holzwerk muß von der äußeren Wandung mindestens 7 cm entfernt bleiben (s. unter E, Wechselbalken).



Sehr selten kommen heutzutage die besteigbaren Gebäudeessen in Anwendung, die bei etwa 48 cm lichter Weite und 1 Stein starker Wandung viel Platz wegnehmen. Sie brauchen jedoch unter Umständen nicht lotrecht geführt zu werden.

Wichtiger für den Maschinentechner sind die freistehenden oder Fabrikschornsteine.

Formeln zur Berechnung des Querschnitts und der Höhe wende man mehr vergleichsweise an und befolge vielmehr in erster Linie die Regel: daß ein Fabrikschornstein seine nächste Umgebung überragen muß, und daß ein zu reichlich angenommener Querschnitt weniger schadet als der für die ganze Fabrikanlage gerade ausreichende. Reichlich bemessen ist die Annahme, daß der Schornsteinquerschnitt etwa gleich der freien Rostfläche der zugehörigen Kessel ist; die Höhe betrage nie unter 18 bis 20 m.

Der Querschnitt kann quadratisch, achteckig oder kreisrund sein. Namentlich wird letzterer, seiner geringen Widerstände wegen, vorgezogen.

Das Höhenprofil erhält Stockwerke oder Schüsse mit Dossierung, so daß jeder Schuß mit gleicher Wandstärke ausgeführt ist.

Die Dossierung betrage auf 1 m Höhe etwa 1 1/2 bis 3 cm; am häufigsten kommt 2 cm in Anwendung.

Die obere Mauerdicke beträgt selbst bei den größten Schornsteinen nicht über 1 Stein. Man kann etwa, wie folgt, annehmen.

Für quadratische Schornsteine:

obere Mauerdicke = 1 Stein, und auf je 4 bis 5 m Schußhöhe etwa 1/2 Stein Verstärkung;

für kreisrunde Schornsteine:

obere Mauerdicke mindestens = 13 cm bei ge-
lochten Steinen,

obere Mauerdicke mindestens = 18 cm bei
massiven Steinen,

Schußhöhe = 5 bis 6 m; Dossierung wie oben
angegeben.

Je nach der lichten Weite des Schornsteins kann man für den kreisrunden Schornstein annehmen:

bis 1,5	lichte Weite = 15 bis 18 cm	obere Mauerdicke,
von 1,5	„ 2,0	„ = 18
„ 2,0	„ 3,0	„ = 20
über 3,0	„ „	„ = 22

Um gute Verhältnisse zu erzielen, soll der Schornstein über Terrainhöhe aus dem Unterbau oder Postament, das am besten quadratisch, und aus dem Schaft, der heutzutage fast ausschließlich kreisrund ausgeführt wird, bestehen. Der Essenkopf ist einfach und höchstens mit einem etwas ausladenden und gemauerten Gesims zu versehen, dessen Krone, um Niederschlagwasser abzuhalten und durch den Wind eine saugende Wirkung zu erzielen, bis in das Essenlichte abgeschrägt ist.

Die Postamenthöhe betrage etwa $\frac{1}{5}$ und die Postamentbreite etwa $\frac{1}{10}$ der Essenhöhe über der Erde.

Die Fundamenttiefe ist sowohl von dem vorhandenen Grund und Boden als auch von der Fuchseinmündung abhängig. Im Projekt nehme man die Fundamentsohlenbreite beiläufig $\frac{1}{7}$ der gesamten Essenhöhe einschließlich Fundamenttiefe an. Durch die Stabilitätsuntersuchung, besonders durch Feststellung der Druckverteilung in der Bausohle, wird sich die Bestätigung oder auch die Korrektur obiger Annahme ergeben. Durch gering ausladende Bankettabsätze, die am besten unter der Fuchseinmündung liegen, muß der Druck sicher auf die ganze Sohlenfläche verteilt werden.

Bei der Stabilitätsuntersuchung ist mindestens 125 kg/qm, bei wenig geschützten Schornsteinen 150 kg/qm und unter Umständen noch mehr (bis 200 kg/qm) für den normal auftreffenden Wind anzunehmen.

Je nach der Schornsteinform beträgt hiernach der Winddruck in kg/qm (rund):

für quadratischen Schornstein .	125	150	200
für achteckigen Schornstein .	$0,707 \cdot 125 = 88$	$0,707 \cdot 150 = 106$	$0,707 \cdot 200 = 140$
für kreisrunden Schornstein .	$0,667 \cdot 125 = 83$	$0,667 \cdot 150 = 100$	$0,667 \cdot 200 = 133$

Je höher der Schornstein, desto größer ist der Winddruck anzunehmen.

Der gefährlichste Punkt eines Schornsteins liegt in der Regel etwas über dem Postament, weil sehr häufig die den Schornstein umgebenden Gebäude einen gewissen Schutz für den untersten Teil desselben bieten und das Postament bei quadratischer Ausführung auch an sich am stärksten ist.

Im allgemeinen muß natürlich für einen zu untersuchenden Essenquerschnitt das Gewichtsmoment stets größer als das Windmoment sein, wobei der Angriffspunkt für den Winddruck stets der Schwerpunkt des zu untersuchenden Schornsteinstückes ist.

Nach dem Erlaß der Königl. Akademie des Bauwesens in Berlin soll ein Schornstein folgende Bedingung erfüllen:

„Die Mittelkraft aus Eigengewicht des über dem gefährlichen Querschnitt liegenden Teiles des Mauerwerks und dem darauf am ungünstigsten wirkenden stärksten Winddruck muß innerhalb dem Außenrande des Mauerwerkes bleiben und darf dem äußeren Rande desselben nicht so nahetreten, daß eine Zerstörung des Materials durch Druck herbeigeführt wird. Diese Voraussetzung muß selbst in dem Falle zutreffen, daß eine Adhäsion des Mörtels an den Steinen nicht vorhanden ist und die Lagerfugen sich windseitig ungehindert öffnen können.“

Es sollen also Zugbeanspruchungen des Mauerwerkes nicht vorkommen. Bei Untersuchungen mit hohem Winddruck ergeben sich indessen oft geringe Zugspannungen an der Windseite, die, wie auch zahlreiche Ausführungen beweisen, bis etwa 1 kg/qcm noch zulässig sein können, wenn vor allem ein gutes Bindemittel Verwendung findet. Als noch zulässige Druckspannung in den Fugen kann man etwa 10 kg/qcm annehmen.

Eine besondere Untersuchung bedarf die Bausohle, in welcher sich auch an der Windseite nur Druck ergeben darf, so daß also Zugspannungen an der Grundsohle überhaupt und unter allen Umständen ausgeschlossen sind. Der durch den Winddruck vergrößerte Druck an der dem Winde abgewendeten Seite in der Grundsohle möchte sich nicht größer als $0,75$ bis $1,5 \text{ kg/qcm}$ ergeben; gewachsener guter Baugrund verträgt allerdings (s. unter T) 2 bis $2\frac{1}{2} \text{ kg/qcm}$.

Bezeichnet k_d die zulässige Materialbeanspruchung, G das Gewicht und M das Windmoment des zu untersuchenden Schornsteinstückes, f die dem Gewicht ausgesetzte Fläche und W das Widerstandsmoment dieser Querschnittsfläche, so muß sein

$$k_d = \frac{G}{f} \pm \frac{M}{W}.$$

Das Ministerium des Innern in Sachsen hat eine Verordnung, „Bestimmungen über die Standfestigkeit hoher Schornsteine betr.“, erlassen, welche Bezug nimmt auf das Allgemeine Baugesetz vom 1. Juli 1900. Die Verordnung datiert vom 22. April 1903 und bestimmt folgendes:

I. Stabilitätsnachweis. Aus dem der Bauanzeige für Schornsteine von mehr als 12 m Höhe nach § 106, Absatz 2 des Allgemeinen Baugesetzes für das Königreich Sachsen vom 1. Juli 1900 beizuliegenden Stabilitätsnachweise muß genau zu entnehmen sein, bis zu welchem Grade die verwendeten Baustoffe in den gefährlichsten Querschnitten des Bauwerkes, insbesondere in den untersten Absatzlugen des Schornsteinchaftes und in der Fuge zwischen Sockel und Grundmauerwerk oder in der Fuge über dem etwa vorhandenen Sockelvorsprung, in Anspruch genommen werden, sowie welche Belastung der Untergrund erfährt.

II. Winddruck. 1. Als maßgebender Winddruck p gegen eine zur Windrichtung senkrechte Fläche soll bei Schornsteinen in der Regel ein Wert: $p = 115 + 0,6 H \text{ kg/qm}$ in Rechnung gestellt werden. H bedeutet die gesamte Schornsteinhöhe einschließlich Sockel in m . Dem Ermessen der Baupolizeibehörden bleibt vorbehalten, in besonders gefährdeten Lagen die Annahme eines höheren Winddruckes zu fordern. 2. Etwaiger Einfluß der Saugwirkung auf der der Windrichtung entgegengesetzten Seite ist in diesem Werte enthalten. 3. Der durch anstoßende oder umschließende Gebäude gewährte Schutz des Schornsteins gegen Winddruck soll in der Regel unberücksichtigt bleiben. 4. Als Winddruckfläche ist die Fläche des lotrechten Achsschnittes einer Schornsteinsäule anzusehen. Bei eckigen Schornsteinen ist dieser Schnitt rechtwinklig zu zwei gegenüberstehenden Flächen zu legen. 5. Bedeutet f den Flächeninhalt dieses Schnittes, so ist die Größe des Winddruckes anzunehmen: bei runden Schornsteinen zu $0,67 f p$, bei achteckigen Schornsteinen zu $0,71 f p$, bei rechteckigen Schornsteinen zu $1,00 f p$. 6. Diese Werte des Winddruckes gelten auch dann, wenn der Wind über Eck weht. Letztere Windrichtung ist maßgebend für die Bestimmung der größten Kantenpressung bei eckigen Schornsteinen. 7. Als Angriffspunkt des gegen eine Schornsteinsäule wirkenden Winddruckes, dessen Richtung wagrecht anzunehmen ist, ist der Schwerpunkt des lotrechten Achsschnittes dieser Säule anzusehen.

III. Art und Beschaffenheit der Baustoffe. 1. Bei der Berechnung der Standfestigkeit muß das Gewicht des Schornsteins nach dem wirklichen Einheitsgewicht des zu verwendenden Mauerwerkes ermittelt werden. 2. Für die Herstellung des Schaftmauerwerkes ist sogenannter verlängerter Zementmörtel zu verwenden, der auf 2 Raumteile Kalk und 6 bis 8 Raumteile scharfkantigen, schlammfreien Sand mindestens 1 Raumteil Portlandzement enthält. Bei Verwendung von Graukalken, deren hydraulische Eigenschaften nachgewiesen sind, kann der Zementzusatz bis auf die Hälfte verringert werden. Die Verwendung unvorschriftsmäßigen Mörtels wird mit Geldstrafe von 50 bis 150 M. oder mit Haft bestraft, sofern nicht

höhere Strafen eintreten. 3. Der Unternehmer der baulichen Ausführung eines Schornsteins hat die volle Verantwortung dafür zu übernehmen, daß die in der Berechnung der Standfestigkeit eingesetzten Gewichte mit der Wirklichkeit übereinstimmen, sowie dafür, daß die von ihm verwendeten Baustoffe — Stein, Mörtel u. s. w. — bezüglich ihrer Güte und Festigkeit seinen Angaben entsprechen und technisch richtig verwendet werden. Unternehmer, welche die hier geforderten Angaben absichtlich oder in fahrlässiger Weise falsch erstatten, werden, sofern nicht höhere Strafen eintreten, mit Geldstrafe von 50 bis 150 M. oder mit Haft bestraft. 4. Der Aufsichtsbehörde bleibt es überlassen, den Nachweis der Richtigkeit des eingesetzten Einheitsgewichtes und der übrigen Angaben zu verlangen oder selbst die Richtigkeit zu prüfen.

IV. Zulässige Beanspruchungen. 1. Die Druckbeanspruchungen im Mauerwerk sind nach dem unter II. vorgeschriebenen Winddruck unter Vernachlässigung der Zugspannungen zu berechnen. 2. Bezeichnet k'_d die größte im Mauerwerk zulässige Druckbeanspruchung und k''_d die Druckbeanspruchung unter dem Eigengewicht, beide Werte in kg/qcm, so darf die Druckbeanspruchung k_d an der am stärksten belasteten Kante eines Querschnitts unter der Voraussetzung kunstgerechter und sorgfältiger Ausführung, sowie ausreichender Erhärtung des Mörtels äußersten Falles den Wert $k_d = \frac{1}{3} k'_d + 1,25 k''_d$ kg/qcm erreichen, sofern dieser Wert nicht größer ist als k'_d . Der Wert k'_d ist in der Regel für Mauerwerk aus gewöhnlichen Ziegeln in Kalkmörtel mit 8,0, für ebensolches Mauerwerk in verlängertem Zementmörtel mit 10,0 und für Mauerwerk aus Hartbrandringsteinen in verlängertem Zementmörtel mit 12,0 kg/qcm zuzulassen. Kommen höhere Werte zum Ansatz, so ist der Nachweis der bei der Berechnung vorausgesetzten Festigkeiten zu führen. Wird dieser Nachweis für ganze Mauerkörper in dem erforderlichen Umfange erbracht, so können die nach der vorstehenden Vorschrift sich ergebenden höheren Beanspruchungen bis zu einer Höchstgrenze von 25 kg/qcm zugelassen werden, keinesfalls darf aber für k'_d ein höherer Wert als $\frac{1}{10}$ der Bruchbelastung des Mauerwerkes in Ansatz kommen. 3. Die höchste Kantenpressung, mit der das Schornsteinfundament unter Berücksichtigung des Winddruckmomentes den Erdboden belastet, soll bei gutem Baugrund in der Regel 3 kg/qm nicht übersteigen und nur in Ausnahmefällen 4 kg/qcm erreichen. Dabei ist die Bedingung zu erfüllen, daß sich auf der Windseite das Fundament nicht vom Boden abhebt.

Über „Dampfkesselschornsteine“ s. auch S. 716 u. ff.

V. Allgemeine Schlußbemerkungen.

Bei Ausführungen von Bauten jeglicher Art, namentlich auch bei industriellen Bauten, gibt es viele gesetzliche Vorschriften zu erfüllen. Das Gesetz kann ebensogut Maßnahmen verhindern wie andere bestimmte Ausführungsweisen fordern; es sind demnach Verbote ebenso zu beachten wie Gebote.

Gesetzliche Vorschriften können ausgehen vom Deutschen Reiche und zwar als Beschlüsse des Bundesrats oder des Reichskanzlers oder einzelner Reichsbehörden (wie z. B. diejenigen, welche Dampfkessel u. s. w. betreffen). Ferner gibt es Verordnungen der einzelnen Staaten im Deutschen Reiche, also Landesgesetze, von denen wiederum die Baupolizeiverordnungen für einzelne Städte und für das Land abhängig und untergeordnet sind. Auch Lokalbauordnungen und Ortsstatute für einzelne Bezirke und Gegenden können vorhanden sein.

Die Bedingungen, welche gestellt werden, beziehen sich entweder auf die Interessen der öffentlichen Ordnung und des Verkehrs oder auf nachbarliche Beziehungen; ferner auf Feuersicherheit und auf Standfestigkeit (Stabilität) ganzer Gebäude oder einzelner Gebäudeteile; endlich auch auf hygienische und sittliche Maßnahmen, so daß ein Bau in keiner Beziehung ein öffentliches Ärgernis erregen kann und darf.

Da aber auch mancher Fabrikbetrieb an sich lästig werden kann, so müssen Bestimmungen da sein zum Schutze des Publikums gegen etwaige Ausschreitungen einzelner Betriebe; andererseits sind Bestimmungen zum Schutze der Arbeiter gegen die Gefahr für Leben und Gesundheit zu beachten.

Neben den baupolizeilichen Behörden u. a. sprechen daher auch die Gewerbeinspektionen ihr Wort mit in die baulichen Angelegenheiten einer Fabrik und in den ganzen Fabrikbetrieb überhaupt.

Alle Maßnahmen einer Fabrik haben aber heute einen sozialen Charakter, der in den letzten Jahrzehnten immer mehr Beachtung verdient, ja, notwendig macht. Die beiden großen Parteien „Arbeitgeber und Arbeitnehmer“ bilden hier den Hintergrund. Beide Teile haben ihre Pflichten und Rechte, und neben so sehr vielem anderen, was hier nicht alles berührt werden kann, ist es auch Bauliches, was eingreifen kann.

Daß im allgemeinen ein Fabrikgebäude sich in einem Zustande befinden soll, in dem es in jeder Beziehung alle Erfordernisse in gesundheitlicher Beziehung erfüllt und Räume enthält, in denen man sich gern aufhält, — das setzt man einfach voraus. Es kann an dieser Stelle auf verschiedene Maßnahmen, Vorschriften oder auch nur Wünsche, die man heutzutage in dieser Beziehung hegt, nicht näher eingegangen werden. Nur einige Punkte seien herausgegriffen und angedeutet, die, weil baulicher Natur, hier in den Vordergrund treten. So hat man sein Augenmerk darauf zu richten:

daß auf jeden Arbeiter ein genügend großer Luftraum kommt;

daß Vorkehrungen getroffen sind, die eine genügende Lufterneuerung im Raume ermöglichen, und daß diese Lufterneuerung um so größer sein muß, je kleiner der Luftraum ist, den man für jeden Arbeiter angenommen hat;

daß bei der Arbeit entstehender schädlicher Staub u. s. w. an der Arbeitsstelle selbst entfernt wird, ohne sich vorher mit der Raumluft vermischt zu haben;

daß dem Arbeiter Gelegenheit gegeben wird, sich vom Arbeitsschmutz zu reinigen — Wasch- und Badeeinrichtungen, Umkleieräume u. s. w.;

daß der Arbeiter seine Mahlzeiten nicht im Arbeitsraume selbst einzunehmen nötig hat — Eßräume, Kantinen, Vorrichtungen zum Wärmen der Speisen u. s. w.;

daß die Abtritte geschickt angeordnet sind und nicht lästig werden können, auch in sittlicher und anderer Beziehung nicht stören und dergl.;

daß bei großen Betrieben auch Sorge getragen wird, die Arbeiter gut unterzubringen, und namentlich die Häuslichkeit einer Arbeiterfamilie den Bedürfnissen derselben entspricht — Arbeiterhäuser, Arbeiterwohnungen, ganze Kolonien, und was sonst noch hierher gehört; u. a. m.

Schließlich sei kurz darauf hingewiesen, daß auch das im Jahre 1900 in Kraft getretene „Neue bürgerliche Gesetzbuch“ sich mit dem Bauwesen beschäftigt. Nach demselben ist ein Gebäude „eine mit dem Grund und Boden fest verbundene Sache“, so daß also zu jedem Hause auch stets der Grund und Boden gehören muß. Ausnahmen hierbei

gelten nur, wenn ein Gebäude — was gerade beim Fabrikbau vorkommen kann — zu ganz vorübergehenden Zwecken gebaut oder wenn durch Erbbaurecht ein Gebäude auf fremdem Grundstück errichtet wird, das dann allerdings im Grundbuch ein besonderes „Blatt“ (früher Folium) erhält. — Zu einem Gebäude gehört alles, was davon nicht trennbar ist; es gehören auch dazu: ordnungsgemäß eingehängte Türen und Fenster. — Es kann ferner nach dem neuen bürgerlichen Gesetzbuch die Erwerbung eines Bauplatzes nicht mehr durch einfachen schriftlichen Vertrag erfolgen, sondern es bedarf hierzu stets einer gerichtlichen oder notariellen Beurkundung.

Anhang.

A. Wärmeeigenschaften verschiedener Körper.

a) Ausdehnung fester Körper durch Wärme.

Bezeichnet α den linearen Ausdehnungskoeffizienten eines Körpers, d. h. die Zunahme der Längeneinheit des Körpers bei 1 Grad Temperaturerhöhung, so kann der Koeffizient der Flächenausdehnung (annähernd) = 2α , derjenige der Raumausdehnung (annähernd) = 3α genommen werden.

Die Zahlenwerte der nachstehenden Tabelle geben die Längenausdehnung 100α für Körper aus verschiedenem Material für je 100°C Temperaturzunahme an.

Aluminium 0,002 180 = 1: 459	Messing, gegossen 0,001 875 = 1: 533
Blei 0,002 848 = 1: 351	Messingdraht 0,001 933 = 1: 517
Bronze 0,001 755 = 1: 570	Platin 0,000 884 = 1: 1131
Eisendraht 0,001 235 = 1: 810	Schweißeisen 0,001 212 = 1: 825
Flußeisen 0,001 176 = 1: 850	„ (0° bis 300°) 0,001 468 = 1: 681
Glas, bleihaltiges 0,000 872 = 1: 1147	Stahl, gehärtet 0,001 240 = 1: 806
„ englisches 0,000 812 = 1: 1232	„ weich 0,001 079 = 1: 927
Gußeisen 0,001 067 = 1: 937	Zink, gegossen 0,002 941 = 1: 340
Holz, quer 0,003 bis 0,006	„ gehämmert 0,003 108 = 1: 322
„ längs 0,0003 „ 0,0010	Zinn 0,001 938 = 1: 516
Kupfer 0,001 643 = 1: 609	

b) Mittlere spezifische Wärme c_1 fester und flüssiger Körper zwischen 0° und 100° .

Körper	Spez. Wärme c_1	Körper	Spez. Wärme c_1	Körper	Spez. Wärme c_1
Aluminium	0,21	Holz (Eichen-)	0,57	Platin	0,033
Alkohol (abs.)	0,60	„ (Fichten-)	0,65	Quecksilber	0,033
Antimon	0,05	„ (Tannen-)	0,65	Roheisen	0,13
Asche	0,20	Holzkohle	0,20	Sandstein	0,22
Blei	0,031	Koks	0,20	Schlacke	0,18
Eis (—20° bis 0°)	0,502	Kupfer	0,093	Schweißeisen	
Gips	0,20	Magnesium	0,25	und Stahl	0,114
Glas	0,20	Messing	0,092	Wasser	1,011
Glycerin	0,58	Nickel	0,11	Zink	0,094
Granit	0,195	Petroleum	0,51	Zinn	0,056

c) Längen-Schwindmaß einiger Metalle.

Bronze	1 : 63	Stabeisen, gewalzt	1 : 55
Feinkorneisen	1 : 72	Stahlguß	1 : 50
Flußstahl	1 : 64	Zink, gegossen	1 : 62
Gußeisen	1 : 96	Zinn	1 : 128
Kanonenmetall	1 : 134	100 G.-T. Kupfer }	1 : 134
Messing	1 : 65	12,5 „ Zinn }	
Puddelstahl	1 : 72		

In Stahl-Walzwerken rechnet man das Schwinden zu rund 12 mm/m.

d) Schmelzpunkte (in Gr. C) und Schmelzwärme (in WE) verschiedener Körper.

Körper	Schmelzpunkt	Schmelzwärme	Körper	Schmelzpunkt	Schmelzwärme
Antimon	432	.	Messing	1015	.
Blei	334	5,37	Nickel	1450	.
Glas, bleifrei	1200 bis 1400	.	Kupfer	1054	30
„ bleihaltig	1000	.	Schweißeisen	1600	.
Gußeisen, graues	1200	23	Zink	419	28,13
„ weißes	1050	34	Zinn	235	14,25

B. Reibungskoeffizienten.

a) Koeffizienten der gleitenden Reibung.

Reibende Körper	Lage der Fasern	Zustand der Oberflächen	Reibungskoeffizient μ	
			der Ruhe	der Bewegung
Gußeisen:				
auf Gußeisen oder Bronze	.	wenig fettig mit Wasser	0,16	0,15
„ Eiche	parallel	trocken	.	0,31
		trockene Seife	.	0,49
Schmiedeeisen:				
auf Schmiedeeisen	trocken	.	0,44
„ Gußeisen oder Bronze	.	desgl.	0,19	0,18
„ Eiche	parallel	mit Wasser	0,65	0,26
		mit Talg	0,11	0,08
Bronze:				
auf Bronze	trocken	.	0,20
„ Gußeisen	desgl.	.	0,21
„ Schmiedeeisen	etwas fettig	.	0,16
Messing auf Eiche	parallel	trocken	0,62	.
		parallel	desgl.	0,62

b) Koeffizienten der Zapfenreibung.

Reibende Körper	Zustand der Oberflächen oder Schmiere	Reibungskoeffizient μ , wenn die Schmiere erneuert wird	
		auf gewöhnliche Art	ununterbrochen (Ring-schmierung)
Gußeisen auf Gußeisen	Olivenöl fettig	0,07 bis 0,08	0,05
		0,14	.
Gußeisen auf Bronze	Olivenöl fettig	0,07 bis 0,08	0,05
		0,16	.
Schmiedeeisen auf Guß	geschmiert	0,07 bis 0,08	0,05
Schmiedeeisen auf Bronze	desgl. fettig und naß	0,07 bis 0,08	0,05
		0,19	.
Schmiedeeisen auf Pockholz	geschmiert fettig	0,11	.
		0,19	.
Eisenbahnwagenachsen auf Zinnlegierung oder Hartblei	bestens geschmiert	.	0,009 bis 0,01
		.	.
auf Bronze	desgl.	.	0,014

c) Koeffizienten der rollenden Reibung.

Reibende Körper	Reibungskoeffizient f (in cm)
Pockholz auf Pockholz	0,047
Ulmenholz auf Pockholz	0,081
Eisen auf Eisen (und Stahl auf Stahl)	$\sim 0,050$

Ein Cylinder vom Halbmesser r beginnt auf einer schiefen Ebene zu rollen, wenn ihr Steigungsverhältnis $\operatorname{tg} \alpha = f : r$ ist; hieraus folgt $f = r \operatorname{tg} \alpha$.

C. Deutsche Normalprofile für Walzeisen¹⁾.

Bemerkung. Die hierunter angegebenen Gewichte gelten für Schweißeisen (spez. Gewicht = 7,8); für Flußeisen (spez. Gewicht = 7,25) sind diese Gewichte noch mit 1,0064 zu multiplizieren.

a) Gleichschenklige Winkeleisen.

Normallängen = 4 bis 8 m.

Größte Länge = 12 m.

Abrundungshalbmesser der inneren Winkelecke

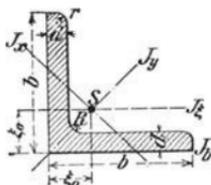
$$R = 0,5 (d_{\min} + d_{\max}).$$

Abrundungshalbmesser der Schenkelenden $r =$

$$0,5 R \text{ (auf halbe mm abgerundet).}$$

Schwerpunktstand $\xi_0 \sim 1/4 b + 0,36 d$.

Vorprofile mit gleicher Schenkelbreite und 1 mm größerer Schenkeldicke sind erhältlich.



Profil-Nr.	Breite b mm	Dicke d mm	Querschnitt qcm	Gewicht für 1 m kg	Abstand des Schwer- punktes ξ_0 mm	Trägheitsmomente			
						J_x cm ⁴	J_y cm ⁴	$J_y = \max$ cm ⁴	$J_x = \min$ cm ⁴
1 ^{1/2}	15	3	0,82	0,64	4,8	0,33	0,15	0,24	0,06
		4	1,05	0,82	5,1	0,46	0,18	0,29	0,08
2	20	3	1,12	0,87	6,0	0,78	0,38	0,62	0,15
		4	1,45	1,13	6,4	1,07	0,48	0,77	0,19
2 ^{1/2}	25	3	1,42	1,11	7,3	1,53	0,79	1,27	0,31
		4	1,85	1,44	7,6	2,08	1,00	1,61	0,40
3	30	4	2,27	1,77	8,9	3,5	1,80	2,85	0,76
		6	3,27	2,55	9,6	5,5	2,48	3,91	1,06
3 ^{1/2}	35	4	2,67	2,08	10,0	5,6	2,96	4,68	1,24
		6	3,87	3,02	10,8	8,6	4,13	6,50	1,77
4	40	4	3,08	2,40	11,2	8,3	4,47	7,09	1,86
		6	4,48	3,49	12,0	12,8	6,35	9,98	2,67
		8	5,80	4,52	12,8	17,4	7,90	12,4	3,38
4 ^{1/2}	45	5	4,30	3,36	12,8	14,9	7,85	12,4	3,25
		7	5,86	4,57	13,6	21,2	10,4	16,4	4,39
		9	7,34	5,73	14,4	27,8	12,6	19,8	5,40
5	50	5	4,80	3,75	14,0	20,4	11,0	17,4	4,59
		7	6,56	5,12	14,9	29,0	14,5	23,1	6,02
		9	8,24	6,43	15,6	38,0	17,9	28,1	7,67
5 ^{1/2}	55	6	6,31	4,92	15,6	32,8	17,3	27,4	7,24
		8	8,23	6,42	16,4	44,2	22,1	34,8	9,35
		10	10,07	7,85	17,2	56,0	26,3	41,4	11,27

¹⁾ Nach dem Deutschen Normalprofilbuche für Walzeisen, 5. Auflage; Aachen 1897, Jos. La Ruelle.

Profil-Nr.	Breite b mm	Dicke d mm	Quer- schnitt qcm	Ge- wicht für 1 m kg	Abstand des Schwer- punktes ξ_0 mm	Trägheitsmomente			
						J_b cm ⁴	J_ξ cm ⁴	$J_y = \max$ cm ⁴	$J_x = \min$ cm ⁴
6	60	6	6,91	5,39	16,9	42,5	22,7	36,1	9,43
		8	9,03	7,04	17,7	57,5	29,2	46,1	12,1
		10	11,07	8,63	18,5	72,8	34,8	55,1	14,6
6 ^{1/2}	65	7	8,7	6,8	18,5	63	33,4	53,0	13,8
		9	11,0	8,6	19,3	82	41,3	65,4	17,2
		11	13,2	10,3	20,0	101	48,7	76,8	20,7
7	70	7	9,4	7,3	19,7	79	42,3	67,1	17,6
		9	11,9	9,3	20,5	102	52,5	83,1	22,0
		11	14,3	11,1	21,3	126	62,0	97,6	26,0
7 ^{1/2}	75	8	11,5	8,9	21,3	111	59,0	93,3	24,4
		10	14,1	11,0	22,1	140	71,0	113	29,8
		12	16,7	13,0	22,9	170	82,5	130	34,7
8	80	8	12,3	9,6	22,6	135	72,0	115	29,6
		10	15,1	11,8	23,4	170	87,5	139	35,9
		12	17,9	13,9	24,1	206	102	161	43,0
9	90	9	15,5	12,1	25,4	216	116	184	47,8
		11	18,7	14,6	26,2	266	138	218	57,1
		13	21,8	17,0	27,0	317	158	250	65,9
10	100	10	19,2	14,9	28,2	329	177	280	73,3
		12	22,7	17,7	29,0	398	207	328	86,2
		14	26,2	20,4	29,8	468	235	372	98,3
11	110	10	21,2	16,5	30,7	438	239	379	98,6
		12	25,1	19,6	31,5	529	280	444	116
		14	29,0	22,6	32,1	621	319	505	133
12	120	11	25,4	19,8	33,6	626	340	541	140
		13	29,7	23,2	34,4	745	393	625	162
		15	33,9	26,5	35,1	864	445	705	186
13	130	12	30,0	23,4	36,4	869	472	750	194
		14	34,7	27,0	37,2	1020	540	857	223
		16	39,3	30,6	38,0	1171	604	959	251
14	140	13	35,0	27,3	39,2	1175	638	1014	262
		15	40,0	31,2	40,0	1363	723	1148	298
		17	45,0	35,1	40,8	1554	805	1276	334
15	150	14	40,3	31,4	42	1559	845	1343	347
		16	45,7	35,7	43	1790	949	1507	391
		18	51,0	39,9	44	2023	1052	1665	438
16	160	15	46,1	35,9	45	2027	1099	1745	453
		17	51,8	40,4	46	2308	1225	1945	506
		19	57,5	44,9	47	2590	1348	2137	558

b) Ungleichschenklige Winkelisen.

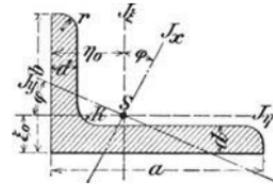
Normallängen = 4 bis 8 m.

Größte Länge = 12 m.

Abrundungshalbmesser der inneren Winkel-
ecke $R = 0,5 (d_{\min} + d_{\max})$.

Abrundungshalbmesser der Schenkelenden
 $r = 0,5 R$ (auf halbe mm abgerundet).

Vorprofile mit gleichen Schenkelbreiten
und 1 mm größerer Schenkeldicke
sind erhältlich.



i (in mm) ist der lichte Abstand zweier ungleichschenkligen $\angle\angle$, wobei die beiden Hauptträgheitsmomente gleich groß ($= 2 J_z$) sind.

Profil-Nr.	Abmessungen in mm			Querschnitt qcm	Gewicht für den lfd. m kg	Abstand des Schwerpunktes ξ_0 η_0 mm		tg φ	Trägheitsmomente				i mm
	b	a	d			J_z cm ⁴	J_y cm ⁴		J_x = max cm ⁴	J_y = min cm ⁴			
Schenkelverhältnis 2 : 3.													
2/3	20	30	3	1,42	1,11	4,9	9,9	0,4216	1,25	0,45	1,42	0,28	5,2
			4	1,85	1,44	5,4	10,3	0,4214	1,60	0,55	1,82	0,33	4,3
3/4 ^{1/2}	30	45	4	2,87	2,24	7,4	14,8	0,4334	5,77	2,05	6,63	1,19	8,0
			5	3,53	2,75	7,8	15,2	0,4288	6,99	2,46	8,01	1,44	7,1
4/6	40	60	5	4,79	3,74	9,7	19,5	0,4319	17,3	6,20	19,8	3,66	11,0
			7	6,55	5,11	10,5	20,4	0,4275	22,8	8,10	26,3	4,63	9,0
5/7 ^{1/2}	50	75	7	8,33	6,50	12,4	24,7	0,4304	46,3	16,4	53,1	9,58	13,1
			9	10,5	8,20	13,2	25,6	0,4272	57,2	20,1	65,4	11,9	11,2
6 ^{1/2} /10	65	100	9	14,2	11,0	15,9	33,1	0,4101	140	46,6	160	26,8	19,5
			11	17,1	13,3	16,7	34,0	0,4074	167	55,3	189	32,9	17,7
8/12	80	120	10	19,1	14,9	19,5	39,2	0,4348	276	97,9	317	56,8	22,1
			12	22,7	17,7	20,2	40,0	0,4304	323	115	370	67,5	20,1
10/15	100	150	12	28,7	22,4	24,2	48,9	0,4361	649	232	747	134	27,8
			14	33,2	25,9	25,0	49,7	0,4339	744	263	854	153	26,1
Schenkelverhältnis 1 : 2.													
2/4	20	40	3	1,72	1,34	4,4	14,3	0,2575	2,81	0,46	2,96	0,31	14,6
			4	2,25	1,76	4,8	14,7	0,2528	3,58	0,60	3,78	0,40	13,4
3/6	30	60	5	4,29	3,35	6,8	21,5	0,2544	15,6	2,61	16,5	1,71	21,2
			7	5,85	4,56	7,6	22,4	0,2479	20,6	3,42	21,8	2,28	19,1
4/8	40	80	6	6,89	5,37	8,8	28,5	0,2568	44,9	7,66	47,6	4,99	28,9
			8	9,01	7,03	9,6	29,4	0,2518	57,5	9,70	60,8	6,41	26,9
5/10	50	100	8	11,5	8,93	11,2	35,9	0,2565	116	19,6	123	12,8	35,5
			10	14,1	11,0	12,0	36,7	0,2658	141	23,5	150	14,6	33,7
6 ^{1/2} /13	65	130	10	18,6	14,5	14,5	46,5	0,2569	320	54,4	339	35,4	46,6
			12	22,1	17,2	15,3	47,5	0,2549	374	62,8	395	41,3	44,4
8/16	80	160	12	27,5	21,5	17,7	57,2	0,2586	719	122	762	79,4	57,8
			14	31,8	24,8	18,5	58,1	0,2679	822	139	875	86,0	55,7
10/20	100	200	14	40,3	31,4	21,8	71,2	0,2608	1654	282	1754	182	73,1
			16	45,7	35,6	22,6	72,0	0,2586	1863	315	1973	205	71,2

c) I-Eisen.

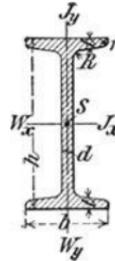
Normallängen = 4 bis 10 m.

Größte Länge = 14 m.

Neigung der inneren Flanschflächen = 14 %.

Abrundungshalbmesser zwischen Steg und Flansch $R = d$.Abrundungshalbmesser der inneren Flanschanten $r = 0,6 d$.Die Flanschdicke t ist im Abstände $\frac{1}{4} b$ von der Kante gemessen, und zwar ist $t \sim 1,5 d$.

Die durch Klammern zusammengefaßten Profilnummern haben denselben Überpreis.



Profil-Nr.	Höhe h mm	Breite b mm	Dicke		Quer- schnitt qcm	Gewicht für 1 m kg	Trägheits- momente		Widerstands- momente		Profil-Nr.
			Steg d mm	Flansch t mm			J_y cm ⁴	J_x cm ⁴	W_y cm ³	W_x cm ³	
8	80	42	3,9	5,9	7,57	5,9	6,3	77,7	2,99	19,4	8
9	90	46	4,2	6,3	8,99	7,0	8,8	117	3,81	25,9	9
10	100	50	4,5	6,8	10,6	8,3	12,2	170	4,86	34,1	10
11	110	54	4,8	7,2	12,3	9,6	16,2	238	5,99	43,3	11
12	120	58	5,1	7,7	14,2	11,1	21,4	327	7,38	54,5	12
13	130	62	5,4	8,1	16,1	12,6	27,4	435	8,85	67,0	13
14	140	66	5,7	8,6	18,2	14,2	35,2	572	10,7	81,7	14
15	150	70	6,0	9,0	20,4	15,9	43,7	734	12,5	97,9	15
16	160	74	6,3	9,5	22,8	17,8	54,5	933	14,7	117	16
17	170	78	6,6	9,9	25,2	19,7	66,5	1165	17,1	137	17
18	180	82	6,9	10,4	27,9	21,7	81,3	1444	19,8	161	18
19	190	86	7,2	10,8	30,5	23,8	97,2	1759	22,6	185	19
20	200	90	7,5	11,3	33,4	26,1	117	2139	25,9	214	20
21	210	94	7,8	11,7	36,3	28,3	137	2558	29,3	244	21
22	220	98	8,1	12,2	39,5	30,8	163	3055	33,3	278	22
23	230	102	8,4	12,6	42,6	33,3	188	3605	36,9	314	23
24	240	106	8,7	13,1	46,1	35,9	220	4239	41,6	353	24
25	250	110	9,0	13,6	49,7	38,7	255	4954	46,4	396	25
26	260	113	9,4	14,1	53,3	41,6	287	5735	50,6	441	26
27	270	116	9,7	14,7	57,1	44,5	325	6623	56,0	491	27
28	280	119	10,1	15,2	61,0	47,6	363	7575	60,8	541	28
29	290	122	10,4	15,7	64,8	50,6	403	8619	66,1	594	29
30	300	125	10,8	16,2	69,0	53,8	449	9785	71,9	652	30
32	320	131	11,5	17,3	77,7	60,6	554	12493	84,6	781	32
34	340	137	12,2	18,3	86,7	67,6	672	15670	98,1	922	34
36	360	143	13,0	19,5	97,0	75,7	817	19576	114	1088	36
38	380	149	13,7	20,5	107	83,4	972	23978	131	1262	38
40	400	155	14,4	21,6	118	91,8	1160	29173	150	1459	40
42 ^{1/2}	425	163	15,3	23,0	132	103	1433	36956	176	1739	42 ^{1/2}
45	450	170	16,2	24,3	147	115	1722	45888	203	2040	45
47 ^{1/2}	475	178	17,1	25,6	163	127	2084	56410	234	2375	47 ^{1/2}
50	500	185	18,0	27,0	179	140	2470	68736	267	2750	50
55	550	200	19,0	30,0	212	166	3486	99054	349	3602	55

d) Γ -Eisen.

Normallängen = 4 bis 8 m.

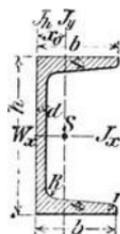
Größte Länge = 12 m.

Neigung der inneren Flanschlflächen = 8°/0.

Abrundungshalbmesser $R = t$ und $r = 0,5 t$ (auf halbe mm abgerundet).

Die Flanschkicke t ist im Abstände $1/2 b$ von der Kante gemessen.

i (in mm) ist der lichte Abstand zweier Γ , wobei die beiden Hauptträgheitsmomente gleich groß ($= 2J_x$) sind.

 Γ -Eisen.

Profil-Nr.	Höhe h mm	Breite b mm	Dicke		Querschnitt qcm	Gewicht für den lfd. m kg	Abstand des Schwerpunktes x_0 mm	Trägheitsmomente			i mm	Widerstands- moment W_x ccm	Profil-Nr.
			Steg d mm	Flansch t mm				J_h cm ⁴	J_y cm ⁴	J_x cm ⁴			
3	30	33	5	7	5,44	4,24	13,1	14,7	5,33	6,39	.	4,3	3
4	40	35	5	7	6,21	4,85	13,3	17,7	6,68	14,1	.	7,1	4
5	50	38	5	7	7,12	5,55	13,7	22,5	9,12	26,4	3,8	10,6	5
6^{1/2}	65	42	5,5	7,5	9,03	7,05	14,2	32,3	14,1	57,5	15,4	17,7	6^{1/2}
8	80	45	6	8	11,0	8,60	14,5	43,2	19,4	106	27,1	26,5	8
10	100	50	6	8,5	13,5	10,5	15,5	61,7	29,3	206	41,4	41,1	10
12	120	55	7	9	17,0	13,3	16,0	86,7	43,2	364	54,9	60,7	12
14	140	60	7	10	20,4	15,9	17,5	125	62,7	605	68,1	86,4	14
16	160	65	7,5	10,5	24,0	18,7	18,4	166	85,3	925	81,5	116	16
18	180	70	8	11	28,0	21,8	19,2	217	114	1354	94,7	150	18
20	200	75	8,5	11,5	32,2	25,1	20,1	278	148	1911	108	191	20
22	220	80	9	12,5	37,4	29,2	21,4	368	197	2690	120	245	22
24	240	85	9,5	13	42,3	33,0	22,3	458	248	3598	133	300	24
26	260	90	10	14	48,3	37,7	23,6	586	317	4823	146	371	26
28	280	95	10	15	53,3	41,6	25,3	740	399	6276	159	450	28
30	300	100	10	16	58,8	45,8	27,0	924	495	8026	172	535	30

e) T-Eisen.

Normallängen \Rightarrow 4 bis 8 m.

Größte Länge = 12 m.

Abrundungshalbmesser in den
Winkellecken $R = d$.

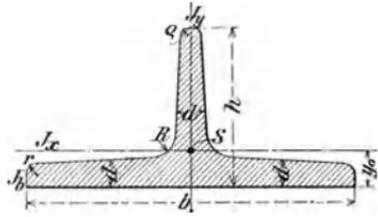
Abrundungshalbmesser am Fuße
 $r = 0,5 d$.

Abrundungshalbmesser am Stege
 $\rho = 0,25 d$, jedoch r und ρ
auf halbe mm abgerundet.

Neigungen bei breitfüßigen T-Eisen: Steg je 4‰; Fuß je 2‰.

Neigungen bei hochstegigen T-Eisen: Steg und Fuß je 2‰.

Die Dicken d sind in den Abständen $1/2 h$ bzw. $1/4 b$ von außen ge-
messen.



Profil- Nr.	Breite b	Höhe h	Dicke d	Quer- schnitt	Gewicht für 1 m	Abstand des Schwer- punktes y_0	Trägheitsmomente		
							J_b	J_y	J_x
	mm	mm	mm	qcm	kg	mm	cm ⁴	cm ⁴	cm ⁴

Breitfüßige T-Eisen. $b:h = 2:1$.

6/3	60	30	5,5	4,64	3,62	6,7	4,69	2,58	8,62
7/3 ^{1/2}	70	35	6	5,94	4,63	7,7	8,00	4,49	15,1
8/4	80	40	7	7,91	6,17	8,8	13,9	7,81	28,5
9/4 ^{1/2}	90	45	8	10,2	7,93	10,0	22,9	12,7	46,1
10/5	100	50	8,5	12,0	9,38	10,9	33,0	18,7	67,7
12/6	120	60	10	17,0	13,2	13,0	66,5	38,0	137
14/7	140	70	11,5	22,8	17,8	15,1	121	68,9	258
16/8	160	80	13	29,5	23,0	17,2	204	117	422
18/9	180	90	14,5	37,0	28,8	19,3	323	185	670
20/10	200	100	16	45,4	35,4	21,4	486	277	1000

Hochstegige T-Eisen. $b:h = 1:1$.

2/2	20	20	3	1,12	0,87	5,8	0,76	0,38	0,20
2 ^{1/2} /2 ^{1/2}	25	25	3,5	1,64	1,28	7,3	1,74	0,87	0,43
3/3	30	30	4	2,26	1,76	8,5	3,35	1,72	0,87
3 ^{1/2} /3 ^{1/2}	35	35	4,5	2,97	2,32	9,9	6,01	3,10	1,57
4/4	40	40	5	3,77	2,94	11,2	10,0	5,28	2,58
4 ^{1/2} /4 ^{1/2}	45	45	5,5	4,67	3,64	12,6	15,5	8,13	4,01
5/5	50	50	6	5,66	4,42	13,9	23,0	12,1	6,06
6/6	60	60	7	7,94	6,19	16,6	45,7	23,8	12,2
7/7	70	70	8	10,6	8,27	19,4	84,4	44,5	22,1
8/8	80	80	9	13,6	10,6	22,2	141	73,7	37,0
9/9	90	90	10	17,1	13,3	24,8	224	119	58,5
10/10	100	100	11	20,9	16,3	27,4	336	179	88,3
12/12	120	120	13	29,6	23,1	32,8	684	366	178
14/14	140	140	15	39,9	31,1	38,0	1236	660	330

f) Quadranteisen.

Normallängen = 4 bis 8 m.

Größte Länge = 12 m.

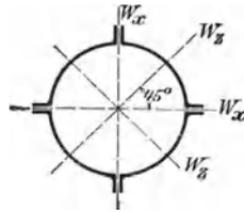
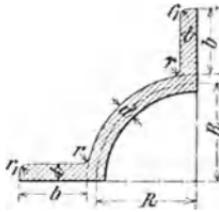
Abrundungshalbmesser

$$r = 0,12 R.$$

Abrundungshalbmesser

$$r_1 = 0,06 R.$$

Vorprofile mit 1 mm größeren Stärken sind erhältlich.



Profil-Nr.	Abmessungen in mm				Querschnitt des vollen Rohres qcm	Gewicht des vollen Rohres für 1 m kg	Trägheitsmoment des vollen Rohres cm ⁴	Widerstandsmomente des vollen Rohres	
	R	b	d	t				W _z = max cm ³	W _x = min cm ³
5	50	35	4	6	29,8	23,3	576	89,3	66,2
5	50	35	8	8	48,0	37,4	906	135	102
7 ^{1/2}	75	40	6	8	54,9	42,8	2 068	237	175
7 ^{1/2}	75	40	10	10	80,2	62,5	2 982	331	248
10	100	45	8	10	88,1	68,7	5 511	501	370
10	100	45	12	12	120	94,0	7 478	663	495
12 ^{1/2}	125	50	10	12	129	101	12 161	917	676
12 ^{1/2}	125	50	14	14	169	132	15 788	1165	867
15	150	55	12	14	179	140	23 637	1515	1120
15	150	55	18	17	249	194	32 738	2051	1530

D. Maße und Gewichte.

a) Metrisches Maß und Gewicht

gilt in Belgien, Deutschland, Frankreich, Griechenland, Holland, Italien, Luxemburg, Österreich, Portugal, Rumänien, Schweden, Spanien, der Schweiz, der Türkei und in den meisten südamerikanischen Republiken, ist zugelassen in Großbritannien und in den Vereinigten Staaten von Nord-Amerika.

1 m = 100 cm = 1000 mm = 3,18620' preuß. = 3,28090' engl. 1 km = 1000 m.

1 qkm = 100 ha; 1 ha = 100 a = 3,916617 Morgen; 1 a = 100 qm.

1 l = 0,001 cbm = 0,873 339 Quart. 1 hl = 0,1 cbm = 100 l.

1 g = 1000 mg; 1 kg = 1000 g = Gewicht eines l Wasser von 4° C.

1 t = 1000 kg = 0,9842 engl. u. amerik. long ton = 1,10 229 amerik. short ton.

b) Ältere und ausländische Maße und Gewichte.

Preußen. 1' = 12" = 144''' = 0,3 138 535 m = 139,13 par. .

1 Elle = 25^{1/2}" = 0,666 939 m; 1 Lachter = 80" = 2,092 357 m.

1 Rute = 12' = 3,766 242 m; 1 Meile = 24 000' = 7,532 484 km.

1 Morgen = 180 □ Ruten = 25 920 □' = 0,2 553 224 ha.

1 Quart = 64 Kub. . = 1,14 503 l. 27 Quart = 1 Kub. .

- 1 Oxthoft = $1\frac{1}{2}$ Ohm = 3 Eimer = 6 Anker = 180 Quart = 2,061 054 hl.
 1 Scheffel = 16 Metzen = 48 Quart = 0,549 615 hl.
 1 Wispel = 24 Scheffel = 13,190 760 hl; 1 Tonne (Kohlen) = 4 Scheffel = 2,198 460 hl.
 1 Klafter = 108 Kub.' = 3,33 891 cbm; 1 Schachtrute = 144 Kub.' = 4,451 88 cbm.
 1 Pfund = 30 Lot = 500 g; 1 Zentner = 100 Pfd.; 1 Schiffslast = 40 Ztr.
England. 1 Yard = 3'; 1' = 12'' = 144''' = 0,304 795 m = 135,1148 par. '''.
 1'' = 25,3996 mm.
 1 Fathom = 2 Yards; 1 Pole = $5\frac{1}{2}$ Yards = 5,02 911 m.
 1 Mile (statute) = 8 Furlongs = 320 Poles = 1760 Yards = 1,609 315 km.
 1 Acre = 160 □ Poles = 40,4671 a; 1 □ Mile = 640 Acres = 2,589 894 qkm.
 1 Gallon = 4 Quarts = 8 Pints = 277,2738 Kub.'' = 4,54 345 l.
 1 Quarter = 8 Bushels = 32 Peks = 64 Gallons = 2,90 781 hl.
 1 Pfund Avoir du poids = 453,563 g. 1 Ton = 20 hundred weight = 80 Quarter = 2240 Av. Pfund = 1016 kg.
 1 Troypfund = 12 Ounces = 5760 Grains = 373,242 g.
Österreich. 1' = 12'' = 144''' = 0,316 081 m = 140,117 par. '''.
 1 Klafter = 6' = 1,89 648 m; 1 Elle = 29,58'' = 0,77 756 m.
 1 Meile = 4000 Klafter = 7,585 936 km. 1 Joch = 1600 □ Klafter = 0,5 754 642 ha.
 1 Eimer = 40 Maß (zu je 0,0448 Kub.' = 1,414 724 l) = 160 Seidel = 320 Pffif.
 1 Metze = 16 Maßel = 64 Futtermaßel = 128 Becher = 1,9471 Kub.' = 0,6 148 682 hl.
 1 Muth = 30 Metzen.
 1 Pfund = 32 Lot = 128 Quentchen = 560,060 g. 1 Ztr. = 100 Pfd.
Rußland. 1' = 1' engl. 1 Saschehn = 7' = 2,13 356 m = 3 Arschin = 12 Tschetwert = 48 Werschok. 1 Werst = 500 Saschehn = 1,06 678 km.
 1 Dessätine = 2400 □ Saschehn = 1,0925 ha.
 1 Wedro = 750,568 Kub.'' = 10 Krutschka oder Stoof = 12,299 l.
 1 Botscka (Faß) = 40 Wedro; 1 Krutschka = 10 Tscharka.
 1 Tschetwert = 2 Osmi = 4 Pajok = 8 Tschetwerik = 2,09 902 hl.
 1 Tschetwerik = 4 Tschetwerka = 8 Garnee = 1601,212 Kub.'' = 26,2376 l.
 1 Pfund = 32 Lot = 96 Solotnik = 409,531 g.
 1 Berkowitz (Schiffspfund) = 10 Pud = 400 Pfund = 163,81 kg.
Schweden. 1' = 10'' = 100''' = 0,296 901 m = 131,615 par. '''.
 1 Faden (Famn) = 3 Ellen (Alen) = 6' = 1,781 406 m. 1 Rute = 16'.
 1 Meile = 6000 Faden = 10,6884 km; 1 Schnur = 10 Stangen = 100'.
 1 Tonne Land (Tunnland) = 56 000 □' = 0,493 641 ka.
 1 Kanne = 100 Kub.'' = 2,61 718 l; 1 Ohm (Am) = 4 Anker = 60 Kannen = 120 Stop = 1,57 030 hl.
 1 Tonne = 2 Spon = 32 Koppen = 56 Kannen = 1,46 565 hl.
 1 Skalpfund = 100 Korn = 10 000 Art = 425,3395 g.
 1 Zentner = 100 Skalpfund; 1 Schiffspfd. = 20 Liespfd. = 400 Skalpfd.
Dänemark und Norwegen. Maße wie Preußen.
 1 Pfund = 32 Lot = 500 g. 1 Ztr. = 100 Pfd.; 1 Schiffslast = 52 Ztr.
Vereinigte Staaten. 1 Gallon = 3,7854 l; 1 short ton = 907,2 kg; sonst wie in England.

c) Vergleichungstabellen von Maßen und Gewichten.

Meter	Österreich 1' = 12"	Preußen, Dänemark, Norwegen 1' = 12"	England, Rußland 1' = 12"	Baden, Schweiz 1' = 10"	Schweden 1' = 10"	Hannover 1' = 12"	Bayern 1' = 12"	Württemberg, berg 1' = 10"	Sachsen 1' = 12"
100	316,37	318,62	328,09	333,33	336,81	342,36	342,63	349,06	353,12
31,608	100	100,71	103,70	105,36	106,46	108,21	108,30	110,33	111,61
31,385	99,295	100	102,97	104,62	105,71	107,45	107,54	109,55	110,83
30,479	96,429	97,113	100	101,60	102,66	104,35,	104,43	106,39	107,63
30,000	94,912	95,586	98,427	100	101,04	102,71	102,79	104,72	105,94
29,690	93,932	94,598	97,410	98,967	100	101,65	101,73	103,63	104,84
29,209	92,410	93,066	95,832	97,363	98,380	100	100,08	101,95	103,14
29,186	92,337	92,992	95,756	97,286	98,302	99,921	100	101,95	103,14
28,649	90,638	91,281	93,995,	95,497	96,493	98,083	98,160	101,87	103,06
28,319	89,594	90,230	92,912	94,397	96,953	97,030	97,030	100	101,17
								98,848	100
100	1000,93	1015,19	1076,43	1111,11	1134,43	1172,10	1173,96	1218,43	1246,94
9,9907	100	101,42	107,54	111,01	113,34	117,10	117,29	121,72	124,58
9,8504	98,595	100	106,03	109,45,	111,75,	115,46	115,64	120,01	122,83
9,2900	92,985	94,310	100	103,22	105,39	108,89	109,06	113,19	115,84
9,0000	90,084	91,367	96,878	100	102,10	105,49	105,66	109,65	112,22
8,8150	88,232	89,489	94,888	97,945,	100	103,32	103,48	107,40	109,92
8,5317	85,395	86,612	91,838	94,796	96,785	100	100,16	103,95	106,38
8,5182	85,261	86,475	91,692	94,646	96,633	99,842	100	103,78	106,22
8,2076	82,153	83,323	88,350	91,196	93,110	96,202	96,355,	100	102,34
8,0197	80,271	81,415,	86,326	89,107	90,977	93,999	94,148	97,709	100

1. Meter, Fuße.

2. Quadratmeter, Quadratfüße.

Meter	Österreich 1' = 12"	Preußen, Dänemark, Norwegen 1' = 12"	England, Rußland 1' = 12"	Baden, Schweiz 1' = 10"	Schweden 1' = 10"	Hannover 1' = 12"	Bayern 1' = 12"	Württemberg- berg 1' = 10"	Sachsen 1' = 12"
100	3166,7	3234,6	3531,7	3703,7	3820,9	4012,8	4022,4	4252,8	4403,2
3,1579	100	102,14	111,53	116,96	120,66	126,72	127,02	134,30	139,05
3,0916	97,900	100	109,18	114,50	118,12	124,06	124,35	131,48	136,13
2,8315	89,665	91,589	100	104,87	108,19	113,55	113,89	120,42	124,68
2,7000	85,500	87,334	95,354	100	103,16	108,35	108,60	114,82	118,89
2,6172	82,878	84,655	92,431	96,933	100	105,02	105,27	111,30	115,24
2,4920	78,914	80,605	88,010	92,297	95,217	100	100,24	105,98	109,73
2,4861	78,728	80,415	87,800	92,078	94,992	99,763	100	105,73	109,47
2,3514	74,462	76,058	83,044	87,089	89,845	94,358	94,582	100	103,54
2,2711	71,918	73,460	80,206	84,114	86,776	91,135	91,351	96,584	100

3. Kubikmeter, Kubikfuß.

4. Sonstige Längen-, Flächen-, Hohlmaße und Gewichte.

Metr. System	Österreich	Preußen	England	Rußland	Schweiz	Schweden	Bayern	Württemberg- berg	Sachsen
m	Klafter	Rute	Pole	Saschehn	Rute	Rute	Rute	Rute	Rute
10	5,2729	2,6552	1,9884	4,6870	3,3233	2,1051	3,4263	2,8649	2,3283
a	□ Klafter	□ Rute	□ Pole	□ Saschehn	□ Rute	□ Rute	□ Rute	□ Rute	□ Rute
1	27,804	7,0499	3,9538	21,968	11,111	4,4312	11,740	12,184	5,4208
km	Meile	Meile	Mile	Werst	Wegstunde	Meile	Geogr. Meile	Seem. ^{1/60}	Engl. Seem. ^{1/200}
10	1,3182	1,3276	6,2138	9,3740	2,0832	1,0688	1,3476	5,3905	1,7969
ha	Joch	Morgen	Acres	Dessätine	Tunmland	Tunmland	Tagewerk	Morgen	Acker
1	1,7377	3,9166	2,4711	0,9153	Juchart	0,4936	2,9349	3,1725	1,8069
l	Maß	Quart	Gallon	Kruttschka	Maß	Kanna	Maßkanne	Maß	Kanne
1	0,7069	0,8733	0,2201	0,8137	0,6667	0,3821	0,9354	0,5444	1,0688
hl	Metze	Scheffel	Bushel	Tschetwert	Malter	Tunna	Scheffel	Scheffel	Scheffel
1	1,6264	1,8195	2,7512	3,8142	Pfund	1,4656	0,4497	5,6425	0,9631
kg	Wiener Pfund	Zollpfund	Pf. Av.	Pfund	Pfund	Skalpfund	Zollpfund	Zollpfund	Zollpfund
1	1,7857	2,2046	2,2046	2,4419	2,3511	2,3511	2	2	2
t	Schiffslast	Ton	Ton	Berkowitz	Last	Dänemark u. Hamburg	Dänemark u. Hamburg	Kommerzlast	Kommerzlast
1	0,5000	0,5000	0,9842	0,1638	0,4082	0,3846	0,3333	0,3333	0,3333

Metrisches System	Österreich	Preußen	England	Rußland	Metrisches System	Österreich	Preußen	England	Rußland
5. kg auf 1 m = Pfund auf 1 Fuss.									
1	0,5644	0,6277	0,6720	0,7443	1	5,6489	6,3724	7,2331	8,0116
1,7719	1	1,1123	1,1906	1,3183	1	1,1281	1,2804	1,4184	1,4184
1,5931	0,8991	1	1,0705	1,1857	0,8865,	1	1,1351	1,2572	1,2572
1,4882	0,8399	0,9342	1	1,1076	0,7810	0,8810	1	1,1076	1,1076
1,3436	0,7583	0,8434	0,9028	1	0,7051	0,7954	0,8803	1	1
6. kg auf 1 qcm = Pfund auf 1 □ Zoll.									
1	12,388	13,681	14,223	15,753	9. 1 Atmosphäre in Gewicht (kg/qcm = Pfund auf 1 □ Zoll), Wasser- (m = Fuß) und Quecksilbersäule (cm = Zoll).				
0,0805	1	1,1044	1,1481	1,2717	1,0334	12,802	14,138	14,698	16,279
0,0731	0,9055,	1	1,0396	1,1515	10,334	32,964	32,926	33,905	33,905
0,0703	0,8710	0,9619	1	1,1076	76	28,853	29,058	29,922	29,922
0,0635,	0,7864	0,8685,	0,9028	1	10. Pferdestärken (Sek.-mkg = Sek.-Fußpfund).				
7. kg auf 1 l = Pfund auf 1 Kubikfuß.									
1	56,385,	61,832	62,424	69,142	75	423,67	477,93	542,48	.
0,01774	1	1,0966	1,1071	1,2263	75,058	424	478,30	542,90	.
0,01617	0,9119	1	1,0096	1,1182	75,324	425,50	480	544,82	.
0,01602	0,9033	0,9905	1	1,1078	76,039	429,55	484,55	550	.
0,01446	0,8155,	0,8943	0,9028	1					

d) Volumengewichte.

1. Starre Körper. 1 cbcm wiegt kg:

Asbest	2,26 bis 2,74	Brennstoffe.	
Bausteine und andere Materialien.		Braunkohle	1,10 bis 1,43
Asphalt	1,07 bis 1,2	Koks	0,30 „ 0,50
Basalt	2,7 „ 3,1	Steinkohle	1,21 „ 1,51
Bausteine	2,5	Dolomit	2,8 „ 3,0
Beton	2,48	Eis	0,92
Chamottesteine	2,10	Erde, lehmig, frisch	2,1
Dachschiefer	2,74	„ trocken	1,9
Gips, roh	1,81	magere, „	1,3
gebrannt	1,41	Feldspat	2,5 bis 2,6
gegossen, trocken	0,97	Fette	0,92 „ 0,94
Gneis	2,39 bis 2,90	Feuerstein, Hornstein	2,6 „ 2,75
Granit	2,54 „ 2,96	Glas, Fenster-	2,64
Grauwecke	2,70	Spiegel-	2,45
Kalk, gebrannt	2,3 bis 4,2	Kristall-	2,95
gelöscht, fester		Flint-	3,42
Teig	1,33 „ 1,43	Graphit, natürlicher	2,25
-Mörtel	1,50 „ 1,85	Retorten-	1,89
Kalkstein	2,36 „ 2,84	Guttapercha	0,96 bis 0,98
Kies, trocken	1,37 „ 1,49	Harz, Pech	1,07
feucht	1,85 „ 2,0	Holz.	grün trocken
Lava	2,76	Ahorn, Feld-	0,98 0,72
Lehm, fett	1,6 bis 2,1	Spitz-	0,992 0,769
erhärtet	1,45 „ 1,50	Akazie	0,855 0,755
Marmor	2,65 „ 2,8	Apfelbaum, wild	0,918 0,603
Porphy	2,6 „ 2,9	Birke	0,978 0,734
Quarzitfels	2,5 „ 2,8	Birne, wild	1,090 0,725
Sand, fein, trocken	1,40 „ 1,64	Buche, Rot-	0,934 0,706
„ feucht	1,88 „ 1,95	Hain-	1,019 0,762
grob, trocken	1,37 „ 1,40	Buchsbaum	1,03 0,97
Sandstein	2,2 „ 2,5	Eiche, Stiel-	0,877 0,640
Serpentin	2,43 „ 2,66	bis bis	1,055 0,759
Schiefer	2,6 „ 2,7	Erle, Schwarz-	0,826 0,542
Syenit	2,63 „ 2,7	Esche	0,854 0,763
Tonschiefer	2,82	Faulbaum	0,879 0,586
Trachyt	2,7 bis 2,8	Fichte	0,830 0,479
Tuffstein, harter	2,0	Kastanie, Roß-	0,912 0,573
Zement, gebrannt	1,38 bis 1,54	Kiefer, gemeine	0,897 0,529
Portland-, Pulver	1,7	Schwarz-	0,855 0,461
„ erhärtet	2,72 bis 3,05	Weymouths-	0,927 0,342
Ziegelsteine, ge-		Kirsche, Vogel-	1,041 0,853
wöhnliche	1,40 bis 1,60	Kork	0,24
„ Klinker	1,52 „ 2,29	Lärche	0,929 0,624
Bimsstein	0,91 „ 1,65	Linde	0,740 0,450
Braunstein, Pyrolusit	3,7 „ 4,6	Mahagoni	0,75
Brennstoffe.		Nußbaum	0,88 0,66
Holzkohle, weiche	0,28 bis 0,44	Pappel, Kanadische	0,758 0,406
harte	0,47 „ 0,57	Zitter-	0,829 0,541
Anthrazit	1,04 „ 1,7		

Holz.	grün trocken		Metalle und Legierungen.
Pflaumenbaum	0,79		Schmiedeeisen 7,79 bis 7,85
Pockholz (Guajak)	1,263		Stahl 7,60 „ 7,80
Tanne	0,937 0,469		Gußstahl 7,87
Ulme	0,950 0,690		Kupfer, gegossen 8,88
Vogelbeere	0,905 0,671		gehämmert oder gezogen 8,94
Weide, Sal-	0,850 0,530		Silber, gegossen 10,47
Weißdorn	0,87		gehämmert 10,56
Laubholz im Mittel	1,11 0,66		Zink, gegossen 7,15
Nadelholz „ „	0,84 0,45		gewalzt 7,19
Holzfaser (Zellulose)	1,56		Zinn, gegossen 7,29
Knochen	1,8 bis 2,0		gehämmert 7,31
Kautschuk, nicht vulk.	0,92 bis 0,93		Aluminiumbronze 7,69
Dichtungsgummi.	1,19		Argentan (Neusilber) 8,56
Kochsalz, Siedesalz	2,1 bis 2,2		Bronze, Maschinen- 8,30 bis 8,60
Stein-	2,2 „ 2,4		Glocken- 8,81
Korund, Smirgel	4,0		Kanon- 8,79
Kreide	2,25 bis 2,69		Messing 8,40 bis 8,73
Magnesit	3,1		Porzellan 2,24 „ 2,29
Mauerwerk.			Quarz 2,65
Bruchstein-	2,30 bis 2,46		Schieferton 2,64
Sandstein-	2,05 „ 2,12		Schwefel, natürlicher 1,96 bis 2,07
Ziegelstein-, trocken	1,43		Schwefelkies 4,9 „ 5,1
feucht	1,63		Schwerspat 4,48 „ 4,72
ff. Steine-	1,85		Speckstein, Talk 2,60 „ 2,62
Mehl, Weizen-	1,56		Steingut 2,3
Mennige	9,07		Strontianit 3,70
Mergel	2,4 bis 2,6		Tonerde, reine 1,55
Metalle und Legierungen.			Ton, Töpfer- 1,8 bis 2,6
Blei, gegossen	11,35		Tonwaren 1,92 „ 2,14
gewalzt	11,38		Wachs 0,96
Eisen, Roh-, grau	7,08		Zucker 1,61
weiß	7,66		

2. Flüssigkeiten. 1 l wiegt bei 15° C in kg:

Äther, absolut	0,729	Natronlauge, 27% <i>HNaO</i>	1,300
Alkohol, absolut bei 15,56°	0,7939	12% „	1,137
93 Vol. % „ 15,56°	0,8230	Öl, Lein- bei 12%	0,940
90 „ % „ 15,56°	0,8332	Rüb-	0,913
Ammoniakflüssigkeit		Oliv-	0,918
36% bei 14°	0,8844	Petroleum	0,798
10% „ 14°	0,9593	Salpetersäure, 100%	1,530
Bier	1,023 bis 1,034	49%	1,312
Chloroform	1,525	33,8%	1,210
Essigsäure, 100%	1,0553	Salzsäure, 40,8% <i>HCl</i>	1,2000
29%	1,0400	24,5% „	1,1206
Glyzerin	1,27	Salzsole, gesättigt 26,75% <i>NaCl</i> bei 18°	1,208
Kalilauge, 27% <i>HKO</i>	1,252	Seewasser	1,02 bis 1,04
12% „	1,100		
Milch	1,030 bis 1,060		

Schwefelsäure, 66° B.	1,842	Terpentinöl bei 25°	0,887
60° B.	1,711	Wasser bei 4°	1,0000
50° B.	1,530	„ 15°	0,99916
verdünnt 1:5	1,113	Wein, Rhein-	0,992 bis 1,002
Teer	1,20		

3. Gase. 1 l wiegt bei 0° und 760 mm Druck unter 51° Br. am Meeresspiegel in g:

Äthylen (C ₂ H ₄)	1,2559	Luft, atmosphärische	1,2937
Ammoniak	0,7646	CO ₂ frei	1,2935
Benzol (C ₆ H ₆)	3,0384	Propylen (C ₃ H ₆)	1,8775
Chlorwasserstoff	1,6348	Salpetrige Säure	3,4117
Cyanganas	2,3356	Schwefelwasserstoff	1,5274
Cyanwasserstoff	1,2127	Schweflige Säure	2,8723
Grubengas (CH ₄)	0,7178	Stickoxyd	1,3471
Kohlenoxyd	1,2555	Stickoxydul	1,9769
Kohlensäure	1,9781	Untersalpetersäure	2,0645
Leuchtgas	0,5032	Wasserdampf bei 100°	0,6059

4. Geschichtete Körper. 1 Raummeter wiegt in kg:

Braunkohle, Lignit.	550 bis 750	Mörtel aus Sand und Kalk	1800
gemeine	700	Koks, westfälischer Schmelz-	450
Bruchsteine, im Mittel	2000	Zwickauer	350
Formsand, aufgeschüttet	1200	Saar-	435
aufgestampft	1650	Gas-	350
Hochofenschlacke, granuliert.	880	Sand und Schutt, trocken	1330
Holz.		„ feuchter Fluß-	1770
Nutzscheite, starke	80 0/0	Steinkohle	
Nutzknüppel u Brennscheite,		westfälische Gas- u. Flamm-	720
starke	75 0/0	„ Fett-	750
schwache	70 0/0	„ Eß- u. magere	765
knorrig und krumm	65 0/0	„ Preßkohlen	1090
Stockholz	45 0/0	Wormrevier. Flamm-	765
Langreisig vom Stamm,		magere	775
Nadel-	50 0/0	oberschlesische	745
Laub-	35 0/0	niederschlesische	705
Abfallreisig von Ästen	15 0/0	Saar-	750
der unter 1 angegebenen		Zwickauer	745
Volumengewichte.		englische Dampf-	735
Holzkohle, harte Laub-	200 bis 240	schottische Gas-	675
weiche Laub-	140 „ 200	Torf, Faser-	250
„ Nadel-	125 „ 180	Pech-	350 bis 400
Kalk, gebrannt	1000	Zement	1200
Lehm, frisch gegraben	1650	Ziegelsteine	2100
trocken	1500		

5. 1 Wagenladung von 10 t enthält cbm:

Holzkohle, weiche Laub-	50 bis 71	Steinkohle, westfälische	13 bis 14
„ Nadel-	55 „ 80	schlesische	13,8
harte Laub-	41 „ 50	Zwickauer	13,4

Briketts	9	Sand, naß	5,65
Koks, Schmelz-	22	Lehm, frisch gegraben.	6,1
„ Gas-	29	Bruchsteine.	5
Formsand	8,3	Kalk, gebrannt	10
Sand, trocken	7,5	Ziegelsteine	4,75

E. Patentwesen.

a) Auszug aus dem Patentgesetz für das Deutsche Reich vom 7. April 1891.

§ 1. Patente werden erteilt für neue Erfindungen, welche eine gewerbliche Verwertung gestatten. Ausgenommen sind:

1. Erfindungen, deren Verwertung den Gesetzen oder guten Sitten zuwiderlaufen würde.
2. Erfindungen von Nahrungs-, Genuß- und Arzneimitteln sowie von Stoffen, welche auf chemischem Wege hergestellt werden, soweit die Erfindungen nicht ein bestimmtes Verfahren zur Herstellung der Gegenstände betreffen.

§ 2. Eine Erfindung gilt nicht als neu, wenn sie zur Zeit der auf Grund dieses Gesetzes erfolgten Anmeldung in öffentlichen Druckschriften aus den letzten hundert Jahren bereits derart beschrieben oder im Inlande bereits so offenkundig benutzt ist, daß danach die Benutzung durch andere Sachverständige möglich erscheint.

Die im Auslande amtlich herausgegebenen Patentbeschreibungen stehen den öffentlichen Druckschriften erst nach Ablauf von drei Monaten seit dem Tage der Herausgabe gleich, sofern das Patent von demjenigen, welcher die Erfindung im Auslande angemeldet hat, oder von seinem Rechtsnachfolger nachgesucht wird. Diese Begünstigung erstreckt sich jedoch nur auf die amtlichen Patentbeschreibungen derjenigen Staaten, in welchen nach einer im Reichs-Gesetzblatte enthaltenen Bekanntmachung die Gegenseitigkeit verbürgt ist.

§ 3. Auf die Erteilung des Patentbeschlusses hat derjenige Anspruch, welcher die Erfindung zuerst nach Maßgabe dieses Gesetzes angemeldet hat. Eine spätere Anmeldung kann den Anspruch auf ein Patent nicht begründen, wenn die Erfindung Gegenstand des Patentbeschlusses des früheren Anmelders ist. Trifft diese Voraussetzung teilweise zu, so hat der spätere Anmelder nur Anspruch auf Erteilung eines Patentbeschlusses in entsprechender Beschränkung.

Ein Anspruch des Patentsuchers auf Erteilung des Patentbeschlusses findet nicht statt, wenn der wesentliche Inhalt seiner Anmeldung den Beschreibungen, Zeichnungen, Modellen, Gerätschaften oder Einrichtungen eines anderen oder einem von diesem angewendeten Verfahren ohne Einwilligung desselben entnommen und von dem letzteren aus diesem Grunde Einspruch erhoben ist. Hat der Einspruch die Zurücknahme oder Zurückweisung der Anmeldung zur Folge, so kann der Einsprechende, falls er innerhalb eines Monats seit Mitteilung des hierauf bezüglichen Beschlusses des Patentamtes die Erfindung seinerseits anmeldet, verlangen, daß als Tag seiner Anmeldung der Tag vor Bekanntmachung der früheren Anmeldung festgesetzt werde.

§ 4. Das Patent hat die Wirkung, daß der Patentinhaber ausschließlich befugt ist, gewerbsmäßig den Gegenstand der Erfindung herzustellen, in Verkehr zu bringen, feilzuhalten oder zu gebrauchen. Ist das Patent für ein Verfahren erteilt, so erstreckt sich die Wirkung auch auf die durch das Verfahren unmittelbar hergestellten Erzeugnisse.

§ 5. Die Wirkung des Patentbesitzes tritt gegen denjenigen nicht ein, welcher zur Zeit der Anmeldung bereits im Inlande die Erfindung in Benutzung genommen oder die zur Benutzung erforderlichen Veranstaltungen getroffen hatte. Derselbe ist befugt, die Erfindung für die Bedürfnisse seines eigenen Betriebes in eigenen oder fremden Werkstätten auszunutzen. Diese Befugnis kann nur zusammen mit dem Betriebe vererbt oder veräußert werden.

Die Wirkung des Patentbesitzes tritt ferner insoweit nicht ein, als die Erfindung nach Bestimmung des Reichskanzlers für das Heer oder für die Flotte oder sonst im Interesse der öffentlichen Wohlfahrt benutzt werden soll. Doch hat der Patentinhaber in diesem Falle gegenüber dem Reiche oder dem Staate, welcher in seinem besonderen Interesse die Beschränkung des Patentbesitzes beantragt hat, Anspruch auf angemessene Vergütung, welche in Ermangelung einer Verständigung im Rechtswege festgesetzt wird.

Auf Einrichtungen an Fahrzeugen, welche nur vorübergehend in das Inland gelangen, erstreckt sich die Wirkung des Patentbesitzes nicht.

§ 6. Der Anspruch auf Erteilung des Patentbesitzes und das Recht aus dem Patente gehen auf die Erben über. Der Anspruch und das Recht können beschränkt oder unbeschränkt durch Vertrag oder durch Verfügung von Todes wegen auf andere übertragen werden.

§ 7. Die Dauer des Patentbesitzes ist fünfzehn Jahre; der Lauf dieser Zeit beginnt mit dem auf die Anmeldung der Erfindung folgenden Tage. Bezweckt eine Erfindung die Verbesserung oder sonstige weitere Ausbildung einer anderen, zugunsten des Patentsuchers durch ein Patent geschützten Erfindung, so kann dieser die Erteilung eines Zusatzpatentes nachsuchen, welches mit dem Patente für die ältere Erfindung sein Ende erreicht.

Wird durch die Erklärung der Nichtigkeit des Hauptpatentes ein Zusatzpatent zu einem selbständigen Patent, so bestimmt sich dessen Dauer und der Fälligkeitstag der Gebühren nach dem Anfangstage des Hauptpatentes. Für den Jahresbetrag der Gebühren ist der Anfangstag des Zusatzpatentes maßgebend. Dabei gilt als erstes Patentjahr der Zeitabschnitt zwischen dem Tage der Anmeldung des Zusatzpatentes und dem nächstfolgenden Jahrestage des Anfangs des Hauptpatentes.

§ 8. Für jedes Patent ist vor der Erteilung eine Gebühr von dreißig Mark zu entrichten (§ 24 Abs. 1).

Mit Ausnahme der Zusatzpatente (§ 7) ist außerdem für das Patent mit Beginn des zweiten und jedes folgenden Jahres der Dauer eine Gebühr zu entrichten, welche das erste Mal fünfzig Mark beträgt und weiterhin jedes Jahr um fünfzig Mark steigt.

Diese Gebühr (Abs. 2) ist innerhalb sechs Wochen nach der Fälligkeit zu entrichten. Nach Ablauf der Frist kann die Zahlung nur unter Zuschlag einer Gebühr von zehn Mark innerhalb weiterer sechs Wochen erfolgen.

Einem Patentinhaber, welcher seine Bedürftigkeit nachweist, können die Gebühren für das erste und zweite Jahr der Dauer des Patentbesitzes

bis zum dritten Jahre gestundet und, wenn das Patent im dritten Jahre erlischt, erlassen werden.

Die Zahlung der Gebühren kann vor Eintritt der Fälligkeit erfolgen. Wird auf das Patent verzichtet oder dasselbe für nichtig erklärt (§ 10) oder zurückgenommen (§ 11), so erfolgt die Rückzahlung der nicht fällig gewordenen Gebühren.

§ 9. Das Patent erlischt, wenn der Patentinhaber auf dasselbe verzichtet, oder wenn die Gebühren nicht rechtzeitig bei der Kasse des Patentamtes oder zur Überweisung an diese bei einer Postanstalt im Gebiete des Deutschen Reiches eingezahlt sind.

§ 10. Das Patent wird für nichtig erklärt, wenn sich ergibt:

1. daß der Gegenstand nach §§ 1 und 2 nicht patentfähig war,
2. daß die Erfindung Gegenstand des Patent eines früheren Anmelders ist,
3. daß der wesentliche Inhalt der Anmeldung den Beschreibungen, Zeichnungen, Modellen, Gerätschaften oder Einrichtungen eines anderen oder einem von diesem angewendeten Verfahren ohne Einwilligung desselben entnommen war.

Trifft eine dieser Voraussetzungen (1 bis 3) nur teilweise zu, so erfolgt die Erklärung der Nichtigkeit durch entsprechende Beschränkung des Patent.

§ 11. Das Patent kann nach Ablauf von drei Jahren, vom Tage der über die Erteilung des Patent erfolgten Bekanntmachung (§ 27 Abs. 1) gerechnet, zurückgenommen werden:

1. wenn der Patentinhaber es unterläßt, im Inlande die Erfindung in angemessenem Umfange zur Ausführung zu bringen oder doch alles zu tun, was erforderlich ist, um diese Ausführung zu sichern;
2. wenn im öffentlichen Interesse die Erteilung der Erlaubnis zur Benutzung der Erfindung an andere geboten erscheint, der Patentinhaber aber gleichwohl sich weigert, diese Erlaubnis gegen angemessene Vergütung und genügende Sicherstellung zu erteilen.

§ 12. Wer nicht im Inlande wohnt, kann den Anspruch auf die Erteilung eines Patent und das Recht aus dem Patente nur geltend machen, wenn er im Inlande einen Vertreter bestellt hat. Der letztere ist zur Vertretung in dem nach Maßgabe dieses Gesetzes stattfindenden Verfahren sowie in den das Patent betreffenden bürgerlichen Rechtsstreitigkeiten und zur Stellung von Strafanträgen befugt. Der Ort, wo der Vertreter seinen Wohnsitz hat, und — in Ermangelung eines solchen — der Ort, wo das Patentamt seinen Sitz hat, gilt im Sinne des § 24 der Reichs-Zivilprozeß-Ordnung als der Ort, wo sich der Vermögensgegenstand befindet.

Unter Zustimmung des Bundesrats kann durch Anordnung des Reichskanzlers bestimmt werden, daß gegen die Angehörigen eines ausländischen Staates ein Vergeltungsrecht zur Anwendung gebracht werde.

§ 19. Bei dem Patentamte wird eine Rolle geführt, welche den Gegenstand und die Dauer der erteilten Patente sowie den Namen und Wohnort der Patentinhaber und ihrer bei Anmeldung der Erfindung

etwa bestellten Vertreter angibt. Der Anfang, der Ablauf, das Erlöschen, die Erklärung der Nichtigkeit und die Zurücknahme der Patente sind, unter gleichzeitiger Bekanntmachung durch den Reichs-Anzeiger, in der Rolle zu vermerken.

Tritt in der Person des Patentinhabers oder seines Vertreters eine Änderung ein, so wird dieselbe, wenn sie in beweisender Form zur Kenntnis des Patentamtes gebracht ist, ebenfalls in der Rolle vermerkt und durch den Reichs-Anzeiger veröffentlicht. Solange dies nicht geschehen ist, bleiben der frühere Patentinhaber und sein früherer Vertreter nach Maßgabe dieses Gesetzes berechtigt und verpflichtet.

Die Einsicht der Rolle, der Beschreibungen, Zeichnungen, Modelle und Probestücke, auf Grund deren die Erteilung der Patente erfolgt ist, steht, soweit es sich nicht um ein im Namen der Reichsverwaltung für die Zwecke des Heeres oder der Flotte genommenes Patent handelt, jedermann frei.

§ 20. Die Anmeldung einer Erfindung behufs Erteilung eines Patentes geschieht schriftlich bei dem Patentamte. Für jede Erfindung ist eine besondere Anmeldung erforderlich. Die Anmeldung muß den Antrag auf Erteilung des Patentes enthalten und in dem Antrage den Gegenstand, der durch das Patent geschützt werden soll, genau bezeichnen. In einer Anlage ist die Erfindung dergestalt zu beschreiben, daß danach die Benutzung derselben durch andere Sachverständige möglich erscheint. Am Schlusse der Beschreibung ist dasjenige anzugeben, was als patentfähig unter Schutz gestellt werden soll (Patentanspruch). Auch sind die erforderlichen Zeichnungen, bildlichen Darstellungen, Modelle und Probestücke beizufügen.

Das Patentamt erläßt Bestimmungen über die sonstigen Erfordernisse der Anmeldung. (Diese Bestimmungen s. unter b, S. 990.)

Bis zu dem Beschlusse über die Bekanntmachung der Anmeldung sind Abänderungen der darin enthaltenen Angaben zulässig. — Gleichzeitig mit der Anmeldung sind für die Kosten des Verfahrens zwanzig Mark zu zahlen.

§ 21. Die Anmeldung unterliegt einer Vorprüfung durch ein Mitglied der Anmeldeabteilung. Erscheint hierbei die Anmeldung als den vorgeschriebenen Anforderungen (§ 20) nicht genügend, so wird durch Vorbescheid der Patentsucher aufgefordert, die Mängel innerhalb einer bestimmten Frist zu beseitigen.

Insoweit die Vorprüfung ergibt, daß eine nach §§ 1, 2 und 3 Abs. 1 patentfähige Erfindung nicht vorliegt, wird der Patentsucher hiervon unter Angabe der Gründe mit der Aufforderung benachrichtigt, sich binnen einer bestimmten Frist zu äußern. Erklärt sich der Patentsucher auf den Vorbescheid nicht rechtzeitig, so gilt die Anmeldung als zurückgenommen; erklärt er sich innerhalb der Frist, so faßt die Anmeldeabteilung Beschluß.

§ 22. Ist durch die Anmeldung den vorgeschriebenen Anforderungen (§ 20) nicht genügend, oder ergibt sich, daß eine nach §§ 1, 2 und 3, Abs. 1 patentfähige Erfindung nicht vorliegt, so wird die Anmeldung zurückgewiesen.

Soll die Zurückweisung auf Grund von Umständen erfolgen, welche nicht bereits durch den Vorbescheid (§ 21) dem Patentsucher mitgeteilt waren, so ist demselben vorher Gelegenheit zu geben, sich über diese Umstände binnen einer bestimmten Frist zu äußern.

§ 23. Erachtet das Patentamt die Anmeldung für gehörig erfolgt und die Erteilung eines Patentes nicht für ausgeschlossen, so beschließt es die Bekanntmachung der Anmeldung. Mit der Bekanntmachung treten für den Gegenstand der Anmeldung zugunsten des Patentsuchers einstweilen die gesetzlichen Wirkungen des Patentes ein (§§ 4 und 5).

Die Bekanntmachung geschieht in der Weise, daß der Name des Patentsuchers und der wesentliche Inhalt des in seiner Anmeldung enthaltenen Antrages durch den Reichs-Anzeiger einmal veröffentlicht wird. Mit der Veröffentlichung ist die Anzeige zu verbinden, daß der Gegenstand der Anmeldung einstweilen gegen unbefugte Benutzung geschützt ist.

Gleichzeitig ist die Anmeldung mit sämtlichen Beilagen bei dem Patentamte zur Einsicht für jedermann auszulegen.

Die Bekanntmachung kann auf Antrag des Patentsuchers auf die Dauer von höchstens sechs Monaten, vom Tage des Beschlusses über die Bekanntmachung an gerechnet, ausgesetzt werden. Bis zur Dauer von drei Monaten darf die Aussetzung nicht versagt werden.

Handelt es sich um ein im Namen der Reichsverwaltung für die Zwecke des Heeres oder der Flotte nachgesuchtes Patent, so erfolgt auf Antrag die Patenterteilung ohne jede Bekanntmachung. In diesem Falle unterbleibt auch die Eintragung in die Patentrolle.

§ 24. Innerhalb der Frist von zwei Monaten nach der Veröffentlichung (§ 23) ist die erste Jahresgebühr (§ 8 Abs. 1) einzuzahlen. Erfolgt die Einzahlung nicht binnen dieser Frist, so gilt die Anmeldung als zurückgenommen.

Innerhalb der gleichen Frist kann gegen die Erteilung des Patentes Einspruch erhoben werden. Der Einspruch muß schriftlich erfolgen und mit Gründen versehen sein. Er kann nur auf die Behauptung gestützt werden, daß der Gegenstand nach §§ 1 und 2 nicht patentfähig sei, oder daß dem Patentsucher ein Anspruch auf das Patent nach § 3 nicht zustehe. Im Falle des § 3 Abs. 2 ist nur der Verletzte zum Einspruch berechtigt.

Nach Ablauf der Frist hat das Patentamt über die Erteilung des Patentes Beschluß zu fassen.

§ 25. Bei der Vorprüfung und in dem Verfahren vor der Anmeldeabteilung kann jederzeit die Ladung und Anhörung der Beteiligten, die Vernehmung von Zeugen und Sachverständigen sowie die Vornahme sonstiger zur Aufklärung der Sache erforderlichen Ermittlungen angeordnet werden.

§ 26. Gegen den Beschluß, durch welchen die Anmeldung zurückgewiesen wird, kann der Patentsucher, und gegen den Beschluß, durch welchen über die Erteilung des Patentes entschieden wird, der Patentsucher oder der Einsprechende innerhalb eines Monats nach der Zustellung Beschwerde einlegen. Mit der Einlegung der Beschwerde sind für die Kosten des Beschwerdeverfahrens zwanzig Mark zu zahlen; erfolgt die Zahlung nicht, so gilt die Beschwerde als nicht erhoben.

Ist die Beschwerde an sich nicht statthaft, oder ist dieselbe verspätet eingelegt, so wird sie als unzulässig verworfen.

Wird die Beschwerde für zulässig befunden, so richtet sich das weitere Verfahren nach § 25. Die Ladung und Anhörung der Beteiligten

muß auf Antrag eines derselben erfolgen. Dieser Antrag kann nur abgelehnt werden, wenn die Ladung des Antragstellers in dem Verfahren vor der Anmeldeabteilung bereits erfolgt war.

Soll die Entscheidung über die Beschwerde auf Grund anderer als der in dem angegriffenen Beschlusse berücksichtigten Umstände erfolgen, so ist den Beteiligten zuvor Gelegenheit zu geben, sich hierüber zu äußern.

Das Patentamt kann nach freiem Ermessen bestimmen, inwieweit einem Beteiligten im Falle des Unterliegens die Kosten des Beschwerdeverfahrens zur Last fallen, sowie anordnen, daß dem Beteiligten, dessen Beschwerde für gerechtfertigt befunden ist, die Gebühr (Abs. 1) zurückgezahlt wird.

§ 27. Ist die Erteilung des Patentbeschlusses endgültig beschlossen, so erläßt das Patentamt darüber durch den Reichs-Anzeiger eine Bekanntmachung und fertigt demnächst für den Patentinhaber eine Urkunde aus.

Wird die Anmeldung nach der Veröffentlichung (§ 29) zurückgenommen, oder wird das Patent versagt, so ist dies ebenfalls bekanntzumachen. Die eingezahlte Jahresgebühr wird in diesen Fällen zurück erstattet. Mit der Versagung des Patentbeschlusses gelten die Wirkungen des einstweiligen Schutzes als nicht eingetreten.

§ 28. Die Einleitung des Verfahrens wegen Erklärung der Nichtigkeit oder wegen Zurücknahme des Patentbeschlusses erfolgt nur auf Antrag.

Im Falle des § 10 Nr. 3 ist nur der Verletzte zu dem Antrage berechtigt.

Im Falle des § 10 Nr. 1 ist nach Ablauf von fünf Jahren, von dem Tage der über die Erteilung des Patentbeschlusses erfolgten Bekanntmachung (§ 27 Abs. 1) gerechnet, der Antrag unstatthaft.

Der Antrag ist schriftlich an das Patentamt zu richten und hat die Tatsachen anzugeben, auf welche er gestützt wird. Mit dem Antrage ist eine Gebühr von fünfzig Mark zu zahlen. Erfolgt die Zahlung nicht, so gilt der Antrag als nicht gestellt. Die Gebühr wird erstattet, wenn das Verfahren ohne Anhörung der Beteiligten beendet wird.

§ 29. Nachdem die Einleitung des Verfahrens verfügt ist, fordert das Patentamt den Patentinhaber unter Mitteilung des Antrages auf, sich über denselben innerhalb eines Monats zu erklären.

Erklärt der Patentinhaber binnen der Frist sich nicht, so kann ohne Ladung und Anhörung der Beteiligten sofort nach dem Antrage entschieden und bei dieser Entscheidung jede von dem Antragsteller behauptete Tatsache für erwiesen angenommen werden.

§ 30. Widerspricht der Patentinhaber rechtzeitig, oder wird im Falle des § 29 Abs. 2 nicht sofort nach dem Antrage entschieden, so trifft das Patentamt, und zwar im ersten Falle unter Mitteilung des Widerspruches an den Antragsteller, die zur Aufklärung der Sache erforderlichen Verfügungen. Es kann die Vernehmung von Zeugen und Sachverständigen anordnen. Auf dieselben finden die Vorschriften der Reichs-Zivilprozeß-Ordnung entsprechende Anwendung. Die Beweisverhandlungen sind unter Zuziehung eines beidseitigen Protokollführers aufzunehmen.

Die Entscheidung erfolgt nach Ladung und Anhörung der Beteiligten.

Wird die Zurücknahme des Patentbeschlusses auf Grund des § 11 Nr. 2 beantragt, so muß der diesem Antrage entsprechenden Entscheidung eine

Androhung der Zurücknahme unter Angabe von Gründen und unter Festsetzung einer angemessenen Frist vorausgehen.

§ 31. In der Entscheidung (§§ 29, 30) hat das Patentamt nach freiem Ermessen zu bestimmen, zu welchem Anteile die Kosten des Verfahrens den Beteiligten zur Last fallen.

§ 33. Gegen die Entscheidung des Patentamtes (§§ 29, 30) ist die Berufung zulässig. Die Berufung geht an das Reichsgericht. Sie ist binnen sechs Wochen nach der Zustellung bei dem Patentamte schriftlich anzumelden und zu begründen.

§ 34. In betreff der Geschäftssprache vor dem Patentamte finden die Bestimmungen des Gerichtsverfassungsgesetzes über die Gerichtssprache entsprechende Anwendung. Eingaben, welche nicht in deutscher Sprache abgefaßt sind, werden nicht berücksichtigt.

§ 35. Wer wissentlich oder aus grober Fahrlässigkeit den Bestimmungen der §§ 4 und 5 zuwider eine Erfindung in Benutzung nimmt, ist dem Verletzten zur Entschädigung verpflichtet.

Handelt es sich um eine Erfindung, welche ein Verfahren zur Herstellung eines neuen Stoffes zum Gegenstande hat, so gilt bis zum Beweise des Gegenteiles jeder Stoff von gleicher Beschaffenheit als nach dem patentierten Verfahren hergestellt.

§ 36. Wer wissentlich den Bestimmungen der §§ 4 und 5 zuwider eine Erfindung in Benutzung nimmt, wird mit Geldstrafe bis zu 5000 Mark oder mit Gefängnis bis zu einem Jahre bestraft. — Die Strafverfolgung tritt nur auf Antrag ein. Die Zurücknahme des Antrages ist zulässig.

Wird auf Strafe erkannt, so ist zugleich dem Verletzten die Befugnis zuzusprechen, die Verurteilung auf Kosten des Verurteilten öffentlich bekanntzumachen. Die Art der Bekanntmachung sowie die Frist zu derselben ist im Urteile zu bestimmen.

§ 37. Statt jeder aus diesem Gesetze entspringenden Entschädigung kann auf Verlangen des Beschädigten (neben der Strafe) auf eine an ihn zu erlegende Buße bis zum Betrage von 10000 Mark erkannt werden. Für diese Buße haften die zu derselben Verurteilten als Gesamtschuldner. — Eine erkannte Buße schließt die Geltendmachung eines weiteren Entschädigungsanspruches aus.

§ 39. Die Klagen wegen Verletzung des Patentrechtes verjähren rücksichtlich jeder einzelnen dieselbe begründenden Handlung in drei Jahren.

§ 40. Mit Geldstrafe bis zu 1000 Mark wird bestraft:

1. wer Gegenstände oder deren Verpackung mit einer Bezeichnung versieht, welche geeignet ist, den Irrtum zu erregen, daß die Gegenstände durch ein Patent nach Maßgabe dieses Gesetzes geschützt seien;
2. wer in öffentlichen Anzeigen, auf Aushängeschildern, auf Empfehlungskarten oder in ähnlichen Kundgebungen eine Bezeichnung anwendet, welche geeignet ist, den Irrtum zu erregen, daß die darin erwähnten Gegenstände durch ein Patent nach Maßgabe dieses Gesetzes geschützt seien.

b) Bestimmungen über die Anmeldung von Erfindungen.

(Bekanntmachung des Kaiserl. Patentamtes vom 22. November 1898.)

Auf Grund des § 20 Abs. 2 des Patentgesetzes vom 7. April 1891 (s. S. 986) werden die nachfolgenden Bestimmungen über die Erfordernisse einer Patentanmeldung erlassen.

§ 1. Die Anmeldung einer Erfindung behufs Erteilung eines Patentes geschieht in der Form eines schriftlichen Gesuches, dem die sonst erforderlichen Stücke als Anlagen beizufügen sind.

§ 2. Das Gesuch muß enthalten:

- a) die Angabe des Namens und des Wohnortes oder der Hauptniederlassung des Anmelders;
- b) eine für die Veröffentlichung (§ 23 Abs. 2 des Patentgesetzes) geeignete Benennung der Erfindung;
- c) die Erklärung, daß für die Erfindung ein Patent nachgesucht werde. Bei Zusatzanmeldungen ist die Angabe des Hauptpatentes nach Gegenstand und Nummer oder der Hauptanmeldung nach Gegenstand und Aktenzeichen erforderlich;
- d) die Erklärung, daß die gesetzliche Gebühr von zwanzig Mark an die Kasse des Kaiserl. Patentamtes gezahlt worden ist oder gleichzeitig mit der Anmeldung gezahlt werden soll;
- e) die Aufführung der Anlagen unter Angabe ihrer Nummer und ihres Inhaltes;
- f) falls der Anmelder einen Vertreter bestellt hat, die Angabe der Person, der Berufstellung und des Wohnortes des Vertreters; als Anlage ist eine Vollmacht beizufügen (§ 28 der Kaiserl. Verordnung vom 11. Juli 1891);
- g) die Unterschrift des Anmelders oder seines Vertreters.

§ 3. Die Beschreibung ist in zwei Ausfertigungen einzureichen. Dasselbe gilt für alle Nachträge. Die Schriftstücke, welche die Beschreibung bilden, müssen sowohl am Rande als auch zwischen den Zeilen ausreichenden Raum für Zusätze und Änderungen frei lassen.

Maße, Gewichte sowie elektrische Einheiten müssen nach den gesetzlichen Vorschriften, Temperaturen nach Celsius angegeben werden. Bei chemischen Formeln sind die in Deutschland üblichen Atomgewichtszeichen und Molekularformeln anzuwenden.

Die Einfügung von Figuren in die Beschreibung ist nicht zulässig.

§ 4. Die für die Veranschaulichung der Erfindung bestimmten Zeichnungen sind auf das zur Klarstellung der Erfindung Erforderliche zu beschränken. Sie sind in zwei Ausfertigungen einzureichen.

- a) Für die Hauptzeichnung ist weißes, starkes und glattes Zeichenpapier, sog. Kartonpapier, für die Nebenzeichnung Zeichenleinwand zu verwenden.

Das Blatt der Hauptzeichnung soll 33 cm hoch und 21 cm breit sein. In Ausnahmefällen ist, falls die Deutlichkeit es erfordert, ein Blatt in der Höhe von 33 cm und in der Breite von 42 cm zulässig. Die Nebenzeichnung muß bei beliebiger Breite 33 cm hoch sein. Für die Hauptzeichnung wie für die Nebenzeichnung ist die Verwendung mehrerer Blätter zulässig.

- b) Die Figuren und Schriftzeichen sind in tiefschwarzen, kräftigen, scharf begrenzten Linien auszuführen. Auf der Hauptzeichnung

sind Querschnitte entweder tiefschwarz anzulegen oder durch Schrägstriche in tiefschwarzen Linien zum Ausdruck zu bringen. Ist zur Darstellung unebener Flächen ausnahmsweise eine Schattierung erforderlich, so darf sie ebenfalls nur in tiefschwarzen Linien ausgeführt werden. Die Anwendung bunter Farben ist bei der Hauptzeichnung unzulässig.

Alle auf den Zeichnungen angebrachten Schriftzeichen müssen einfach und deutlich sein. Die Hauptzeichnung muß sich zur photographischen Verkleinerung eignen.

- c) Die einzelnen Figuren müssen durch einen angemessenen Zwischenraum voneinander getrennt sein.
- d) Die Figuren sind nach ihrer Stellung fortlaufend und ohne Rücksicht auf die Anzahl der Blätter mit Zahlen zu versehen.
- e) Erläuterungen sind in die Zeichnung nicht aufzunehmen. Ausgenommen sind kurze Angaben wie „Wasser“, „Dampf“, „Schnitt nach A—B (Fig. 3)“ sowie Inschriften, die auf den dargestellten Gegenständen angebracht werden sollen, z. B. „offen“, „zu“.
- f) In der rechten unteren Ecke jedes Blattes ist der Name des Anmelders anzugeben.
- g) Die Hauptzeichnungen dürfen weder gefaltet noch gerollt werden, sondern sind in glattem Zustande vorzulegen.

§ 5. Die für die Veranschaulichung der Erfindung bestimmten Modelle und Probestücke brauchen nur in einer Ausführung eingereicht zu werden.

Proben sind stets einzureichen zu den Anmeldungen, welche die Herstellung neuer chemischer Stoffe betreffen. Ausgenommen sind explosive und leicht entzündliche Stoffe, deren Einsendung nur auf besondere Aufforderung zulässig ist.

Bildet ein chemisches Verfahren von allgemeiner Anwendbarkeit, nach dem ganze Gruppen von Stoffen hergestellt werden können, den Gegenstand der Anmeldung, so sind Proben der typischen Vertreter der Gruppen einzureichen. Werden jedoch besondere Ausführungsformen eines chemischen Verfahrens unter Aufzählung der einzelnen nach ihnen entstehenden Stoffe beansprucht, so sind die Stoffe sämtlich mit Proben zu belegen. Bei Farbstoffen sind außerdem Ausfärbungen auf Wolle, Seide oder Baumwolle in je einer Ausführung beizufügen.

Über die Beschaffenheit der Modelle und Probestücke gilt folgendes:

- a) Modelle und Probestücke, die leicht beschädigt werden können, sind in festen Hüllen einzureichen. Gegenstände von kleinem Umfange sind auf steifem Papier zu befestigen.
- b) Proben von giftigen, ätzenden, explosiven oder leicht entzündlichen Stoffen sind auf der Umhüllung und, soweit möglich, auf dem Gegenstande selbst durch eine deutliche Aufschrift als solche zu kennzeichnen.
- c) Proben chemischer Stoffe sind in Glasflaschen ohne vorspringenden Fuß von etwa 3 cm äußerem Durchmesser und 8 cm Gesamthöhe einzureichen; die Flaschen sind mit einem haltbaren Siegel zu verschließen und mit einer dauerhaft befestigten Inhaltsangabe zu versehen. Den Proben ist ein nach der Beschreibung oder dem Patentansprüche geordnetes Verzeichnis beizulegen.

- d) Ausfärbungen müssen möglichst flach auf steifem Papier von 33 cm Höhe und 21 cm Breite dauerhaft befestigt und mit genauen, den Angaben der Beschreibung entsprechenden Aufschriften versehen sein. Den Ausfärbungen ist eine Beschreibung des angewendeten Färbeverfahrens beizulegen mit genauen Angaben über den Gehalt der Flotte an Farbstoff, die etwa gebrauchten Beizen, die Temperatur u. s. w., sowie auch darüber, ob die gebrauchte Flotte erschöpft war oder erheblichere Mengen von Farbstoff zurückgehalten hat.

§ 6. Die Anlagen des Gesuches müssen mit einer ihre Zugehörigkeit zur Anmeldung kennzeichnenden Aufschrift versehen sein. Dasselbe gilt für Modelle und Probestücke.

Schriftstücke, die zur Mitteilung an andere Personen bestimmt sind, sind in der dazu erforderlichen Zahl von Ausfertigungen einzureichen.

Zu allen Schriftstücken ist dauerhaftes, nicht durchscheinendes weißes Papier, zu Schriftstücken, die Anträge enthalten oder zur Beschreibung der Erfindung gehören, Papier in der Seitengröße von 33 cm zu 21 cm zu verwenden.

Alle Schriftstücke müssen leicht lesbar sein. Die Schriftzüge müssen in dunkler Farbe ausgeführt sein. Schriftstücke, die mittels der Schreibmaschine hergestellt sind, müssen deutliche Druckzeichen und zwischen den einzelnen Buchstaben, Worten und Zeilen einen angemessenen Zwischenraum aufweisen.

Auf den später eingereichten Anmeldestücken ist der Name des Anmelders und das Aktenzeichen anzugeben.

Erläuterungen zu den vorstehenden Bestimmungen.

1. Gebühr.

Die Anmeldegebühr ist zweckmäßig entweder unmittelbar bei der Kasse des Kaiserl. Patentamtes einzuzahlen oder unter genauer Angabe der Anmeldung, für die das Geld bestimmt ist, durch Postanweisung zu übersenden.

Die Beifügung baren Geldes als Anlage der Anmeldung ist nicht erwünscht. Wird das Geld gleichwohl beigelegt, so ist darüber in dem Gesuche ein deutlicher Vermerk in Rotschrift zu machen. Enthält eine Sendung das Geld für mehrere Anmeldungen, so ist ein besonderes Verzeichnis über die Zugehörigkeit des Geldes beizufügen.

Anmerkung. Eine Stundung oder ein Erlaß der Anmeldegebühr ist gesetzlich unzulässig.

2. Gesuch.

a) Ein Antrag auf Aussetzung der Bekanntmachung (§ 23 Abs. 4 des Patentgesetzes) ist entweder in einem besonderen Schriftstücke einzureichen oder, falls er mit dem Anmeldegesuche oder mit anderen Erklärungen verbunden wird, augenfällig, z. B. durch Unterstreichen oder in Rotschrift, hervorzuheben.

Für die Aussetzung der Bekanntmachung auf länger als drei Monate bedarf es einer Begründung. Es empfiehlt sich, die Begründung erst gegen Ende der Frist beizubringen.

b) Falls der Anmelder die Rechte aus einer früheren Anmeldung in einem Staate, mit dem das Deutsche Reich einen entsprechenden

Vertrag geschlossen hat, geltend machen will, soll dieser Anspruch gleichfalls in das Gesuch aufgenommen werden.

c) Soll für den Fall der Zurückweisung einer Patentanmeldung derselbe Gegenstand in die Rolle für Gebrauchsmuster eingetragen werden, so bedarf es hierzu einer besonderen an das „Kaiserliche Patentamt, Anmeldestelle für Gebrauchsmuster“ zu richtenden Anmeldung.

d) Zur Angabe der Person des Anmelders gehört, daß jeder Zweifel darüber ausgeschlossen wird, ob das Patent von Einzelpersonen oder von einer Gesellschaft, ob von einem Manne oder von einer Frau, ob auf den bürgerlichen Namen oder auf die kaufmännische Firma nachgesucht wird. Bei Einzelpersonen ist der Rufname, bei Frauen außerdem der Familienstand und der Geburtsname anzugeben.

Die Angabe des Wohnortes muß bei größeren Städten auch Straße und Hausnummer, bei kleineren Orten und bei Orten, deren Name mehrfach vorkommt, sowie in der Regel bei ausländischen Orten den Staat und Bezirk enthalten. Dies gilt auch für den Fall, daß der Anmelder einen Vertreter bestellt hat.

e) Für den Fall der Vertretung ist zu beachten, daß nach § 28 der Kaiserl. Verordnung vom 11. Juli 1891 die Vollmacht auf prozeßfähige, mit ihrem bürgerlichen Namen bezeichnete Personen, nicht auf eine Firma auszustellen ist.

Eine Beglaubigung der Unterschrift des Anmelders unter der Vollmacht ist nur auf besonderes Erfordern des Patentamtes beizubringen.

f) Falls mehrere Personen ohne Bestellung eines gemeinsamen Vertreters anmelden, soll diejenige Person namhaft gemacht werden, der die amtlichen Verfügungen zugesandt werden sollen.

3. Beschreibung.

a) Für den Gegenstand der Erfindung ist der Gebrauchszweck anzugeben.

b) Die Beschreibung hat sich aller nicht streng zur Sache gehörigen Ausführungen zu enthalten. Sie beginnt zweckmäßig mit der Darstellung der Aufgabe, welche durch die Erfindung gelöst werden soll. Hieran schließt sich die Beschreibung der Erfindung in einzelnen.

Besteht die Erfindung in der Vereinigung von bekannten Einzelheiten zu einem neuen Ganzen, so hat die Beschreibung zum Ausdruck zu bringen, daß die Einzelheiten weder als neu, noch für sich als schutzfähig angesehen werden, und daß der Schutz sich nur auf die neue Gesamtheit beziehen soll.

Soweit Hinweise auf Bekanntes oder Geschütztes, insbesondere auf öffentliche Druckschriften oder Patente, zur klaren Abgrenzung der Erfindung erforderlich sind, sind sie gleichfalls in die Beschreibung aufzunehmen.

4. Zeichnung.

a) Auf den Nebenzeichnungen sind die Figuren und Bezeichnungen so zu stellen, daß für den Beschauer die 33 cm-Kante aufrecht steht. Am linken und rechten Rande ist ein mindestens 3 cm breiter Raum frei zu lassen.

b) Für die einzelnen Teile der Figuren sind Bezugszeichen nur so weit zu verwenden, als ein Hinweis auf die Darstellung des betreffenden Teiles in der Beschreibung zum Verständnis der Erfindung erforderlich ist.

Dieselben Teile müssen in allen Figuren gleiche Bezugszeichen erhalten. Für verschiedene Teile dürfen die gleichen Bezugszeichen nicht verwendet werden, auch wenn die Figuren auf verschiedenen Blättern stehen. Bei Zusatzanmeldungen werden für Teile, die bereits in dem Hauptpatente sich vorfinden, die dort für diese Teile gewählten Bezugszeichen beizubehalten sein.

Für die Bezugszeichen sind die kleinen lateinischen Buchstaben (a, b, c) in einfacher, leicht lesbarer Schrift zu verwenden. Sind mehr als 25 Zeichen nötig, so sind arabische Ziffern zu verwenden. Zur Bezeichnung von Schnittlinien dienen die großen lateinischen Buchstaben. Winkel sind mit kleinen griechischen Buchstaben (α , β , γ) zu bezeichnen.

Die Beifügung von Strichen, Häkchen oder Ziffern zu den Bezugszeichen ist zu vermeiden. Nur wenn innerhalb derselben Figur ein Teil in mehreren Stellungen gezeichnet wird, ist, unter Beibehaltung desselben Buchstabens für alle Stellungen, die Unterscheidung durch oben rechts angebrachte Striche oder Ziffern herbeizuführen.

Ist unmittelbar bei den dargestellten Teilen kein genügender Raum für die Bezugszeichen vorhanden, so sind die Teile mit den möglichst nahe zu setzenden Zeichen durch geschwungene Linien zu verbinden.

Bewegungsrichtungen sind durch Pfeile anzudeuten, falls dadurch das Verständnis erleichtert wird. Projektions- und Mittellinien sind in der Regel wegzulassen.

5. Anspruch.

a) Der Anspruch geht zweckmäßig von dem Gattungsbegriff aus, dem die Erfindung möglichst nahe untergeordnet ist. Dieser Gattungsbegriff wird auch der für die Veröffentlichung bestimmten Benennung der Erfindung zugrunde zu legen sein. Zur Unterscheidung von anderen Gegenständen derselben Gattung sind in den Anspruch nur solche Bestimmungsmerkmale aufzunehmen, die für die Kennzeichnung des Wesens der Erfindung notwendig sind. Gehört der Zweck zu dieser Kennzeichnung, so ist auch er im Anspruche zu erwähnen.

b) Allgemeine Hinweise auf die Zeichnung oder die Beschreibung, z. B. „wie gezeichnet und beschrieben“, sind zu vermeiden. Hauptanspruch und Nebenansprüche sind mit fortlaufenden arabischen Ziffern zu versehen.

c) In dem Anspruche eines Zusatzpatentes ist auf das Hauptpatent Bezug zu nehmen und zum Ausdruck zu bringen, was an der früheren Erfindung durch die neue Erfindung abgeändert oder ergänzt werden soll.

d) Längere Ansprüche werden zweckmäßig der Beschreibung nicht unmittelbar angefügt, sondern als besondere Anlage in zwei Ausfertigungen eingerichtet.

6. Modelle und Probestücke.

Bei der Einreichung von Modellen und Probestücken ist zu erklären, ob sie im Falle der Entbehrlichkeit zurückgegeben werden sollen oder vernichtet werden können.

Haben Modelle oder Probestücke einen besonderen Wert, so ist in dem Anschreiben hierauf hinzuweisen. Können sie schon durch ein unvorsichtiges Auspacken leicht beschädigt oder durch die Einwirkung von Licht, Feuchtigkeit u. dergl. verdorben werden, so ist die Umhüllung mit der deutlichen Aufschrift zu versehen: „Ungeöffnet in den Geschäftsgang“.

7. Verschiedenes.

a) In allen Schriftstücken sind entbehrliche Fremdwörter zu vermeiden.

b) Schriftsätze, die mehrere Seiten umfassen, sind mit Seitenzahlen zu versehen. In allen Schriftsätzen ist an der linken Seite ein Raum von mindestens 5 cm für amtliche Vermerke frei zu lassen.

c) In allen Eingaben, zu denen Anlagen gehören, sind die Anlagen besonders aufzuzählen.

d) Die Sendungen an das Patentamt müssen kostenfrei eingehen. Bei Geld- und Packetsendungen ist die Bestellgebühr vom Absender im voraus zu entrichten.

e) Empfangsbescheinigungen werden in der Regel nur über Anmeldungen erteilt, und zwar nur in einer Ausfertigung. Die Erteilung der Bescheinigung erfolgt nur dann, wenn ein Schriftstück mit folgendem Wortlaute eingesandt wird:

„Die Patentanmeldung von

vom

auf

ist am

hier eingegangen und unter dem Aktenzeichen

in den Geschäftsgang gegeben worden.“

Wird die Empfangsbescheinigung nicht auf der Rückseite einer Postkarte vorbereitet, so ist ein mit der Adresse des Empfängers versehener Briefumschlag beizufügen.

f) Über Gebührenbeträge, die mit der Post eingehen, wird nur auf besonderen Antrag des Einzahlers eine Quittung erteilt.

F. Gebührenordnung der Ingenieure.

(Auszug aus der „Gebührenordnung der Architekten und Ingenieure“, Berlin 1901.)

I. Allgemeine Bestimmungen.

§ 1. Grundsätze für die Bemessung der Gebühren.

1. Die Gebühren werden im allgemeinen nach der Bausumme in Rechnung gestellt, und zwar für Vorarbeiten und Ausführungsarbeiten¹⁾ gesondert. Für erstere ist die Summe des Kostenanschlages oder — falls, oder solange ein Kostenanschlag noch nicht aufgestellt ist — die Kostenschätzung maßgebend, für letztere die Summe der Baukosten.

2. Vorarbeiten sind:

- a) der Vorentwurf in Skizzen nebst Kostenschätzung und gebotenenfalls Erläuterungsbericht;
- b) der Entwurf in solcher Durcharbeitung, daß danach der Kostenanschlag c aufgestellt werden kann;

¹⁾ Unter „Bauausführung“ ist nicht die „Bauunternehmung“ zu verstehen.

- c) der Kostenanschlag zur genauen Ermittlung der Baukosten;
- d) die Bauvorlagen, bestehend in den zur Nachsuchung der behördlichen Genehmigungen nötigen Zeichnungen und Schriftstücken.

Ausführungsarbeiten sind:

- e) die Bau- und Werkzeichnungen in einem für die Ausführung genügenden Maßstabe;
- f) die Oberleitung. Diese umfaßt die Vorbereitung der Ausschreibungen, den Entwurf der Verträge über Arbeiten und Lieferungen, die Verhandlungen über die Verträge mit den Lieferanten und Unternehmern bis zum Vertragsabschlusse; die Bestimmung der Fristen für den Beginn, die Fortführung und die Fertigstellung der Bauarbeiten; die Überwachung der Bauausführung; den Schriftwechsel in den bei der Ausführung vorkommenden Verhandlungen mit Behörden und dritten Personen; die Prüfung und Feststellung der Baurechnungen.

3. Die für die Berechnung der Gebühren in Betracht zu ziehende Gesamtbausumme umfaßt sämtliche Kosten, welche für den Bau aufgewandt werden, mit Ausschluß der Kosten des Grunderwerbes und der Bauleitung, sowie der Gebühren für den Architekten und Ingenieur. Übernimmt der Bauherr selbst Materiallieferungen und Arbeitsleistungen, so werden deren Kosten bei der Berechnung der Gebühr nach ortsüblichen Preisen zu den übrigen Baukosten hinzugerechnet.

4. Die Zahlung der Gebühr berechtigt den Auftraggeber nur zu einmaliger Ausführung des gelieferten Entwurfes; Benutzung zu wiederholter Ausführung ist von neuem gebührenpflichtig.

5. Umfaßt ein Auftrag mehrere Bauwerke nach demselben Entwurfe, so sind die Gebühren, vorausgesetzt, daß diese Bauwerke auf einmal ausgeführt werden, für Vorentwurf und Oberleitung nach der Gesamtsumme, für die übrigen Arbeiten den erforderlichen Leistungen entsprechend zu berechnen. Umfaßt ein Auftrag mehrere gleichartige Bauwerke nach verschiedenen Entwürfen, so sind die Gebühren für jedes Bauwerk einzeln zu berechnen.

6. Umfaßt ein Bauauftrag mehrere verschiedenen Gebieten, Gruppen oder Bauklassen angehörende Bauwerke, so darf die Gebühr für jedes getrennt berechnet werden.

7. Wird auf Veranlassung oder unter Zustimmung des Auftraggebers durch Veränderung des Entwurfes eine Vermehrung der vorbereitenden Arbeiten erforderlich, so ist dafür eine der Mehrleistung entsprechende Gebühr zu zahlen.

8. Wird nur der Vorentwurf als eine in sich abgeschlossene Leistung geliefert, so erhöht sich die Gebühr um die Hälfte.

9. Werden für eine Baustelle mehrere Vorentwürfe nach verschiedenen Bauprogrammen verlangt, so ist jeder Vorentwurf besonders zu berechnen. Sind nach demselben Bauprogramme und für dieselbe Baustelle mehrere Vorentwürfe auf Verlangen des Bauherrn aufgestellt, so wird die Gebühr für den ersten voll, für alle weiteren nach Verhältnis der Mehrleistung berechnet.

10. Für den Entwurf sind die Teilbeträge aus § 1, 2, a) und b) zusammen zu berechnen, auch wenn ein Vorentwurf nicht geliefert worden ist.

11. Sind im Auftrage des Auftraggebers mehrere Entwürfe für dieselbe Bauaufgabe angefertigt worden, so sind die Gebühren für den ersten Entwurf aus § 1, 2, a) und b), für jeden der weiteren Entwürfe nach Verhältnis der Mehrleistung, jedoch mindestens mit der Hälfte der Gebühren aus § 1, 2, a) und b) zu berechnen.

12. Die Gebühren für die Oberleitung gelten unter der Voraussetzung, daß die Bauausführung durch Einzel- oder Gesamtunternehmer erfolgt. Für solche Leistungen, welche ohne Zuziehung von Unternehmern ausgeführt werden, verdoppelt sich die Gebühr für § 1, 2, f) bezüglich des von dieser Ausführungsart betroffenen Teiles der Bau- summe. Die Gebühr für § 1, 2, c) kommt auf alle Fälle auch dann zur Verrechnung, wenn die Pläne des Entwurfes ganz oder zum Teil als Bau- und Werkzeichnungen verwendet werden können.

13. Erstreckt sich der Auftrag nur auf die Ausführungsarbeiten, so erhöht sich die Gebühr für § 1, 2, e) und f) um ein Viertel.

14. Für Umbauten erhöhen sich die Gebühren den erforderlichen Leistungen entsprechend, mindestens aber um die Hälfte.

15. Werden seitens eines Lieferanten oder Unternehmers Provisionen oder Rabatte auf Bestellungen gewährt, so fallen diese dem Bauherrn zu.

16. Dem Auftraggeber ist auf Verlangen eine Ausfertigung des Entwurfes ohne besondere Vergütung zu übergeben.

§ 2. Nebenkosten.

In die festgesetzten Gebühren sind nicht eingeschlossen und daher vom Auftraggeber besonders zu vergüten:

17. die Kosten aller für die Aufstellung des Entwurfes notwendigen Unterlagen, als: Katasterauszüge, Lage- und Höhenpläne¹⁾; Bauaufnahmen, Bodenuntersuchungen, Bohrungen, Wassermessungen, Analysen, statistische Erhebungen u. dergl.; die Bauskizzen und Bauzeichnungen des zu bearbeitenden Gebäudes für Entwürfe zu Heizungs-, Lüftungs-, Beleuchtungs-, Be- und Entwässerungs- sowie elektrischen Anlagen;

18. die Kosten der besonderen Bauleitung, d. h. die Gehaltsbezüge der Bauführer, Bauaufseher, Bauwächter u. s. w.; die Kosten für die Beschaffung und Unterhaltung eines besondern Baubureaus, für die Vervielfältigung der Unterlagen und für die Ausschreibung und Vergebung der Arbeiten, Lieferungen u. dergl., sowie für die zur Abrechnung erforderlichen Vermessungen. Die Gehaltsbezüge eines zur besondern Bauleitung erforderlichen Bauführers sind auch dann — und zwar nach Verhältnis des Zeitaufwandes — zu erstatten, wenn der Bauführer zur Leitung mehrerer Bauten vom Architekten oder Ingenieur bestellt ist;

¹⁾ Bezüglich der Kosten der Arbeiten des Feldmessers wird auf den Entwurf des deutschen Geometervereines für einen Gebührentarif für geometrische Arbeiten, Zeitschrift für Vermessungswesen, Bd. XV, Heft 10 bis 12, verwiesen, welcher als Sonderdruck von dem Bibliothekar des Vereines aus München zu beziehen ist.

19. bei Hochbauten die Gebühren der mit statischen Berechnungen, Konstruktionen, maschinellen Anlagen u. dergl. betrauten Ingenieure; bei Ingenieurbauten diejenigen des mit der künstlerischen Ausbildung des Entwurfes betrauten Architekten und der zugezogenen Spezialisten;

20. die Mühewaltung bei Auswahl, Erwerb, Veräußerung, Benutzung und Belastung von Grundstücken, Baulichkeiten u. s. w., sowie bei Ordnung der Rechtsverhältnisse;

21. die aus Anlaß des Baues erforderlichen Reisen;

22. etwa geforderte Revisions- und Inventarzeichnungen, sowie bei Straßen, Eisenbahnen und Kanälen die Schlußvermessungen.

§ 3. Zahlungen.

23. Abschlagszahlungen auf die Gebühren sind auf Verlangen bis zu $\frac{3}{4}$ der nach dieser Gebührenordnung zu bewertenden, bereits bewirkten Leistungen zu gewähren. Insbesondere sind die Gebühren für die Vorarbeiten zu $\frac{3}{4}$ sofort nach deren Ablieferung fällig. Die Restzahlungen sind, gesondert nach Vorarbeiten und Ausführungsarbeiten, längstens drei Monate nach Erfüllung des Auftrages zu leisten.

§ 4. Besondere Gebühren.

24. Gutachten, Schätzungen, schiedsgerichtliche Arbeiten, statische Berechnungen, künstlerische Darstellungen u. dergl. stehen außerhalb dieser Gebührenordnung und sind nach der darauf verwendeten geistigen Arbeit, nach der fachlichen Stellung des Beauftragten und nach der wirtschaftlichen Bedeutung der Frage zu bewerten.

25. Für nach der Zeit zu vergütende Arbeiten sind zu berechnen:

für die erste Stunde 20 M.,
„ jede fernere „ 5 „

26. Für Reisen im Inlande sind außer den im § 4, 24 und 25, oder § 6 und §§ 8 bis 10 aufgeführten Gebühren 30 M. für den Tag zu vergüten. Dieser Satz kommt auch für Teile eines Tages voll in Ansatz; jedoch kann er für einen Tag nur einmal angesetzt und soll nach Verhältnis verteilt werden, wenn gleichzeitig mehrere Auftraggeber beteiligt sind. Neben diesem Tagessatze sind die Auslagen für Fahrten, Gepäckbeförderung und Arbeiter zu erstatten.

27. Die Leistungen von Gehülfen werden deren Stellung entsprechend in Rechnung gestellt.

III. Gebühren der Ingenieure.

§ 7. Art der Berechnung.

36. Für die Gebührenberechnung werden die Ingenieurarbeiten nach Hundertsteln der Baukosten vergütet.

39. Alle Arbeiten, deren Baukosten den Betrag von 5000 M. nicht erreichen, dürfen nach den Sätzen für Zeitgebühren (§ 4, 25) verrechnet werden.

40. Die Anteile der Einzelleistungen an der Gesamtgebühr werden für Ingenieurarbeiten folgendermaßen festgesetzt:

Bezeichnung der Einzelleistung	Teilbeträge in Hundertsteln
a) Vorentwurf und Kostenschätzung	} 25
b) Entwurf	
c) Kostenanschlag	30
d) Bauvorlagen	5
e) Bau- und Werkzeichnungen	10
f) Oberleitung der Bauausführung	30

§ 8.

41. Es kommen als Ingenieurarbeiten für die Gebührenberechnung insbesondere in Betracht: Acetylenanlagen; Anlagen zur Verarbeitung von Abfallstoffen; Appreturanstalten; Aufbereitungen; Aufzüge; Badeanstalten; Bagger; Bergwerksmaschinenanlagen; Brauereien; Brennerien; chemische Fabriken; Kompressoren für Luft und Gase; Dampfmaschinen; Dampfkessel, Dampfmaschinen, Dampfleitungen, Dampfüberhitzer u. s. w.; Destillieranlagen; Druckluftanlagen; Eisenzeugungsanlagen; Anlagen zur Erzeugung, Aufspeicherung und Umformung des elektrischen Stromes; Färbereien; Feuerlöschanlagen; Gebläse; Gerbereien; Gesteinbohranlagen; Gießereien; Glashütten; Hammerwerke; Hebewerke; Hochöfen; Holzbearbeitungsanlagen; Holzschleifereien; Hüttenwerke; hydraulische Kraftanlagen; Kälteerzeugungsanlagen; Karbidfabriken; Kesselschmieden; Koch- und Waschküchen; Kokereien; Kondensationen; Kühlanlagen; Ladevorrichtungen; landwirtschaftliche mechanische Einrichtungen; Lederbearbeitungsanlagen; Mälzereien; Maschinenfabriken; Molkereien; Mühlen; Öfen für technische Zwecke; Papierfabriken; Pressen; Pumpwerke; Sägewerke; Schachtanlagen; Schiffe; Separationsanlagen; Spinnerien; Transmissionen; Transportvorrichtungen; Trockenanstalten; Walzwerke; Waschanstalten; Wasserdruckwerke; Wasserkraftanlagen; Webereien; Werkzeugmaschinen; Windkraftmaschinen; Zementfabriken; Zuckerfabriken u. s. w.

42. Die Gebührensätze hierfür sind nach der folgenden Zusammenstellung in Hundertsteln der Bausumme zu berechnen.

Die Bausumme wird nach der nächst unteren Stufe abgerundet, so lange die Gebühr dadurch höher ausfällt.

Bausumme M.	Gebühren nach Hundertsteln der Bausumme	Bausumme M.	Gebühren nach Hundertsteln der Bausumme	Bausumme M.	Gebühren nach Hundertsteln der Bausumme
5 000	16,0	80 000	8,0	600 000	4,3
10 000	13,4	90 000	7,7	700 000	4,2
20 000	11,7	100 000	7,3	800 000	4,1
30 000	10,6	150 000	6,2	900 000	4,1
40 000	9,9	200 000	5,5	1 000 000	4,0
50 000	9,3	300 000	4,9	2 000 000	3,6
60 000	8,8	400 000	4,6	3 000 000	3,2
70 000	8,4	500 000	4,4		

G. Gebührenordnung für Zeugen und Sachverständige.

(Reichsgesetz vom 30. Juni 1878.)

§ 1. In den vor die ordentlichen Gerichte gehörigen Rechtssachen, auf welche die Zivilprozeßordnung, die Strafprozeßordnung oder die Konkursordnung Anwendung findet, erhalten die Zeugen und Sachverständigen Gebühren nach Maßgabe der folgenden Bestimmungen.

§ 2. Der Zeuge erhält eine Entschädigung für die erforderliche Zeitversäumnis im Betrage von zehn Pfennig bis zu einer Mark auf jede angefangene Stunde. — Die Entschädigung ist unter Berücksichtigung des von dem Zeugen versäumten Erwerbes zu bemessen und für jeden Tag auf nicht mehr als zehn Stunden zu gewähren.

§ 3. Der Sachverständige erhält für seine Leistungen eine Vergütung nach Maßgabe der erforderlichen Zeitversäumnis im Betrage bis zu zwei Mark auf jede angefangene Stunde. — Die Vergütung ist unter Berücksichtigung der Erwerbsverhältnisse des Sachverständigen zu bemessen und für jeden Tag auf nicht mehr als zehn Stunden zu gewähren. — Außerdem sind dem Sachverständigen die auf die Vorbereitung des Gutachtens verwendeten Kosten, sowie die für eine Untersuchung verbrauchten Stoffe und Werkzeuge zu vergüten.

§ 4. Bei schwierigen Untersuchungen und Sachprüfungen ist dem Sachverständigen auf Verlangen für die aufgetragene Leistung eine Vergütung nach dem üblichen Preise derselben und für die außerdem stattfindende Teilnahme an Terminen die in § 3 bestimmte Vergütung zu gewähren.

§ 5. Als versäumt gilt für den Zeugen oder Sachverständigen auch die Zeit, während welcher er seine gewöhnliche Beschäftigung nicht wieder aufnehmen kann.

§ 6. Mußte der Zeuge oder Sachverständige außerhalb seines Aufenthaltsortes einen Weg bis zur Entfernung von mehr als zwei Kilometer zurücklegen, so ist ihm, außer den Beträgen, eine Entschädigung für die Reise und für den durch die Abwesenheit von dem Aufenthaltsorte verursachten Aufwand nach Maßgabe der folgenden Bestimmungen zu gewähren.

§ 7. Soweit nach den persönlichen Verhältnissen des Zeugen oder Sachverständigen oder nach äußeren Umständen die Benutzung von Transportmitteln für angemessen zu erachten ist, sind als Reiseentschädigung die nach billigem Ermessen in dem einzelnen Falle erforderlichen Kosten zu gewähren. — In anderen Fällen beträgt die Reiseentschädigung für jedes angefangene Kilometer des Hinweges und des Rückweges fünf Pfennig.

§ 8. Die Entschädigung für den durch Abwesenheit von dem Aufenthaltsorte verursachten Aufwand ist nach den persönlichen Verhältnissen des Zeugen oder Sachverständigen zu bemessen, soll jedoch den Betrag von fünf Mark für jeden Tag, an welchem der Zeuge oder Sachverständige abwesend gewesen ist, und von

drei Mark für jedes außerhalb genomme Nachtquartier nicht überschreiten.

§ 9. Mußte der Zeuge oder Sachverständige innerhalb seines Aufenthaltsortes einen Weg bis zu einer Entfernung von mehr als zwei Kilometer zurücklegen, so ist ihm für den ganzen zurückgelegten Weg eine Reiseentschädigung nach den Vorschriften des § 7 zu gewähren.

§ 10. Konnte der Zeuge oder Sachverständige den erforderlichen Weg ohne Benutzung von Transportmitteln nicht zurücklegen, so sind die nach billigem Ermessen erforderlichen Kosten auch außer den in den §§ 6 und 9 bestimmten Fällen zu gewähren.

§ 11. Abgaben für die erforderliche Benutzung eines Weges sind in jedem Falle zu erstatten.

§ 12. Bedarf der Zeuge wegen jugendlichen Alters oder wegen Gebrechen eines Begleiters, so sind die bestimmten Entschädigungen für beide zu gewähren.

§ 13. Soweit für gewisse Arten von Sachverständigen besondere Taxvorschriften bestehen, welche an dem Orte des Gerichtes, vor das die Ladung erfolgt, und an dem Aufenthaltsorte des Sachverständigen gelten, kommen lediglich diese Vorschriften in Anwendung. Gelten solche Taxvorschriften nur an einem dieser Orte, oder gelten an demselben Orte verschiedene Taxvorschriften, so kann der Sachverständige die Anwendung der ihm günstigeren Bestimmungen verlangen.

§ 14. Öffentliche Beamte erhalten Tagegelder und Erstattung von Reisekosten nach Maßgabe der für Dienstreisen geltenden Vorschriften, falls sie zugezogen werden: 1. als Zeugen über Umstände, von denen sie in Ausübung ihres Amtes Kenntnis erhalten haben; 2. als Sachverständige, wenn sie aus Veranlassung ihres Amtes zugezogen werden und die Ausübung der Wissenschaft, der Kunst oder des Gewerbes, deren Kenntnis Voraussetzung der Begutachtung ist, zu den Pflichten des von ihnen versehenen Amtes gehört.

Werden nach den Vorschriften dieses Paragraphen Tagegelder und Reisekosten gewährt, so findet eine weitere Vergütung an den Zeugen oder Sachverständigen nicht statt.

§ 15. Ist ein Sachverständiger für die Erstattung von Gutachten im allgemeinen beeedigt, so können die Gebühren für die bei bestimmten Gerichten vorkommenden Geschäfte durch Übereinkommen bestimmt werden.

§ 16. Die Gebühren der Zeugen und Sachverständigen werden nur auf Verlangen derselben gewährt. Der Anspruch erlischt, wenn das Verlangen binnen drei Monaten nach Beendigung der Zuziehung oder Abgabe des Gutachtens bei dem zuständigen Gerichte nicht angebracht wird.

§ 17. Die einem Zeugen oder Sachverständigen zu gewährenden Beträge werden durch das Gericht oder den Richter, vor welchem die Verhandlung stattfindet, festgesetzt.

Sofern die Beträge aus der Staatskasse bezahlt und dieser nicht erstattet sind, kann die Festsetzung von dem Gerichte oder dem Richter, durch welche sie erfolgt ist, sowie von dem Gerichte der höheren Instanz von Amts wegen berichtigt werden.

Gegen die Festsetzung findet Beschwerde nach Maßgabe der §§ 531 bis 538 der Zivilprozeßordnung und des § 4, Abs. 3 des Gerichtskostengesetzes, in Strafsachen nach Maßgabe der §§ 346 bis 352 der Strafprozessordnung statt.

Sachverzeichnis.

Die Ziffern bedeuten die Seitenzahlen.

- A**bfallrohr 941.
Ablafsventil 374.
Abnutzung (Zahnrad) 97.
Abnutzungscharakteristik 99.
Absperrschieber 379.
Absperrventil 372.
Absperrung 948.
Abwärm dampfmaschine 687.
Achse 183.
Achsialturbine 783, 795, 843.
Adiabate 595.
Aktionsleistung 796, 797.
Aktionsturbine 783, 840.
Allan-Steuerung 666.
Anschlag 921, 923.
Arbeiterschutz 964.
Arbeitsräder 103.
Arbeitsverluste (bei Riem- und Seilbetrieb) 147, 165, 175.
— (bei Turbinen) 805, 833.
Arithmetik 30.
Astatischer Regulator 319.
Aufzugseil (Tabelle) 403.
Ausdehnung fester Körper 966.
Ausdehnungskupplung 197.
Ausffuß von gesättigtem und überhitztem Wasserdampf 699.
Ausffußdüse 700.
Ausffuß (Hydraulik) 758.
Ausffußkoeffizient 759, 859.
Ausrückvorrichtung 155, 218.
Austrittbogen, — fläche, — kante, — kurve 817, 818, 819.
Austrittsverlust 789, 792, 813, 855.
Backenbremse 431.
Balkenlage 927, 937, 945.
Balkenstärke 927.
Bandbremse 432.
Bankett 959.
Baugrund 958, 962.
Baukonstruktion 915.
Baumwollseil 180.
Baumwollseilbetrieb 180.
Baumwollseilscheibe 180.
Beanspruchung, zulässige (Baukonstr.) 915, 963.
— (Maschinenkonstr.) 43.
Befestigungsschraube 64.
Beharrungsregler 684.
Benzinmotor 913.
Bernoullische Gleichung 758, 763.
Beschleunigungsdruck 268.
Betondecke 932, 935.
Bewegungsschraube 68.
Bewegungswiderstände (hydraul.) 536.
Beyer-Regulator 339, 342.
Biegungsfeder 52.
Biegungsfestigkeit 45.
Biegungsmoment 48.
Biegungsspannung 43.
Binderbalken 937.
Blechschorstein 718.
Blechstärke der Dampfkessel (Berechnung) 737.
Blechträger 488, 522.
Blockverband 918.
Bogen 920.
Bogenhöhe 28.
Bogenlänge 28.
Bremswerk 430.
Bremszaum 862.
Brennstoff 710.
—, flüssiger 883.
—, gasförmiger 873.
Bruchsicherheit 44.
Bühnenkran 508.
Bürstenkupplung 217.
Carnotscher Kreisprozents 598, 603.
Centratorkupplung 196.
Centrifugalpumpe 557.
Centrifugalpendelregulator 319.
Centrifugalventilator 566.
Collmann-Steuerung 655, 656, 677.
Compoundverzahnung 111.
Cykloide 88.
Cykloidenverzahnung 88.
Cylinder 36.
— (Dampf-) 345.
— (Pumpen-) 343.
Dachausmittlung 940.
Dachbelastung 943.
Dachbinder 938, 946, 950.
Dacheindeckung 941.
Dachform 940.
Dachkonstruktion, hölzerne 937, 944.
—, eiserne 951.
Dachrinne 941.
Dachstuhl 937.
Dächer (aus Holz und Eisen) 949.
— (eiserne) 953.
Dampfabsperrventil 372.
Dampfzylinder 345.
Dampfdiagramm 615.
Dampfdrehkran 502.
Dampfgeschwindigkeit 625.
Dampfgewicht 591.
Dampfkessel 710, 736.
— (Leistungsversuche) 745, 749.
Dampfkesselgesetze 741.
Dampfkessel, Hamburger Normen 737.
Dampfkesselheizfläche 714.
Dampfkesselniertung 77.
Dampfkesselprüfung 743.
Dampfkesselschorstein 716.
Dampfkolben 254.
Dampfmaschine (analytische Berechnung) 605.
— (Leistungsversuche) 745, 754.
Dampfpumpe 550.
Dampf, strömende Bewegung 699.
Dampftabelle 591, 668.
Dampfturbine 696.
Dampfverbrauch 623.
Dampfwinde 464.
Daumenrad 417.
Decke (Stein-, Eisen- und Beton-) 930.
Deckenbelastung 934.
Dehnung 736.
Dehnungskoeffizient 40.
Dieselmotor 906.

- Dieselverfahren 887.
 Differentialbremse 433.
 Differentialflaschenzug 450.
 Differentialpumpe 545.
 Doppelflammrohrkessel 729.
 Doppelhaken 426.
 Doppelpumpe 543.
 Doppelsäule 936, 947.
 Doppelschiebersteuerung 635.
 Doppelsitzventil 647.
 Dossierung 960.
 Downsongas 878.
 Drahtglas 943.
 Drahtputz 930.
 Drahtseil 163.
 — (Berechnung) 165.
 Drahtseilbetrieb 162.
 Drahtseilrolle 413.
 Drahtseilscheibe 167.
 Drahtseiltrommel 413.
 Drehkran 477, 489.
 Drehmoment 50.
 Drehungsfeder 53.
 Drehungsfestigkeit 49.
 Dreicylindermaschine 610.
 Dreiflammrohrkessel 725.
 Dreimotorenkran 520.
 Drillingspumpe 549.
 Drosselklappe 380, 806.
 Drosselventil 380.
 Druckfestigkeit 44.
 Drucklagerbremse 441.
 Druckmittelpunkt 757.
 Druckpumpe 539.
 Druckspannung 43.
 Druckturbine 783, 788, 840.
 Druckverlust in Rohrleitung 579, 608.
 Duplex-Motor 901.
 Dupuis-Kessel 731.
 Durchbiegung 48.

Ebene Wandungen (Dampfkessel) 739.
 Eigengewichte von Baustoffen 917, 928, 942.
 Einflammrohrkessel 719.
 Eingriffdauer (Zahnräder) 87.
 Eingrifffeld 124.
 Eingrifflinie 87.
 Einmotorenkran 517.
 Einspritzkarburator 883, 913.
 Einspritzwasser 669.
 Eintrittkante 823.

 Eisendecke 930.
 Eiserne Dächer 953.
 Elastizität 40.
 Elastizitätszahlen 40.
 Elektrischer Kran (Tabelle) 526, 529.
 Ellipse 38.
 Ellipsoid 37.
 Enke-Gebläse 573.
 Entlasteter Schieber 642.
 — Spurzapfen 805, 833.
 Entlastungsbogen 913, 924.
 Entropie 600.
 Epicykloide 88.
 Evolvente 88, 821.
 Evolventenverzahnung 95.
 Excenter 286.
 Excenterstange 289.
 Expansionsarbeit 596.
 Explosionsmotor 876.

Fahrbare Winde 466.
 Fahrbarer Drehkran 497.
 Fairbairn-Kran 495.
 Feder (Festigkeit) 52.
 Federregulator 335.
 Fensteröffnung 922.
 Festigkeit 40.
 Festigkeitszahlen 40.
 Field-Kessel 735.
 Finksche Drehschaukel 827.
 Flachregler 332, 684.
 Flachseil 401, 412.
 Flammrohr 738.
 Flammrohrkessel 719.
 Flammrohrversteifung 738.
 Flanschenrohr, gußeisernes 353.
 Flanschenverbindung 354.
 Flaschenzug 448.
 Flüssigkeitswärme 589.
 Förderseil (Tabelle) 409.
 Fourneyron-Turbine 784, 833.
 Francis-Turbine 784, 810.
 Freiarche 773.
 Freihängen 842.
 Freitragende Dachkonstruktion 944.
 Fundamentanker 71.
 Fufschuh 951.

Galeriebau 950.
 Gallowayrohr 723.
 Gallsche Kette (Tabelle) 420.

 Gasgewinde 66.
 Gasmotor 893.
 Gay-Lussacsches Gesetz 575, 599.
 Gebläse 566.
 Gebühreordnung der Ingenieure 995.
 — für Zeugen und Sachverständige 1000.
 Gefälle 763, 774, 858.
 Transport- 772.
 Wirksames — 788.
 Gefäfs (Festigkeit) 55.
 Gegengewicht 270.
 Gegenstromkondensator 669.
 Gekrüpfte Kurbelwelle 278.
 Gelenkkette 418.
 Geradführung 295, 304.
 Gerinne 772.
 Gesättigter Wasserdampf 589.
 Geschwindigkeitsbremse 439.
 Geschwindigkeitskoeffizient 759.
 Geschwindigkeitskurve 764, 861.
 Geschweifstes Rohr 354.
 Gewicht, spezifisches 980.
 — (Schwerpunkt) 975.
 Gewichtregulator 332.
 Gewinde 62.
 Gewindearten 64.
 Gewölbe 919, 933.
 Giefereikran 481, 491.
 Gitterschieber 631, 828.
 Glasdach 943.
 Glasstein 943.
 Gleichdruckmotor 872.
 Gleichungen 31.
 Gleitmodul 40.
 Gleitungswiderstand 75, 76.
 Gliederkette 414.
 —, kalibrierte (Tabelle) 419.
 Gooch-Steuerung 666.
 Grenzturbine 841.
 Grissongetriebe 129.
 Grundablaß 773.
 Grundbau 958.
 Guldinsche Regel 38.
 Gummieriemens 151.

Hängebock 944.
 Hängelager 232.
 Hängewerk 944.
 Hahn 381.

- Haken** 423.
Hakengeschirr 426.
Halbkreuztrieb 144.
Hallenbauten 949.
Halszapfen 180.
Hamburger Normen 737.
Handkurbel 274.
Hanfseil 175, 400.
Hanfseilbetrieb 169.
Hanfseilrolle 402, 446.
Hanfseilscheibe 176.
Hanfseiltrommel 402.
Hartung-Regulator 339.
Haspelrad 275, 475.
Hebewerk für flüssige Körper 530.
Heizfläche 714.
Heizkanal 716.
Heizrohrkessel 726.
Heizwertbestimmung 875.
Hennebique 933.
Henschel-Turbine 784.
Hochbaukonstruktion 915.
Hohleylinder 55.
Hohlkugel 55.
Holzgas 882.
Holzstamm 109.
Holzverbindung 925.
Holzement 942.
Honorarnorm für Ingenieure 995.
Hubventil 382.
Hülsenkupplung 191.
Hydrodynamik 758.
Hydrodynamischer Druck 759.
Hydrostatik 757.
Hydrostatischer Druck 757.
Hyperbel 38.
Hyperbolisches Rad 118.
Hypocykloide 88.
Indikator 690.
Indikatordiagramm 695.
Indikatorversuche 694.
Indizierte Spannung 606.
Inhalt eines Körpers 36.
Internationales Gewinde 67.
Isolationskupplung 201.
Isotherme 594.
Jonval-Turbine 784.
Kalorie 589.
Kalorimeter (Junkersches) 876.
Kaltdampfmaschine 687.
Kamin s. Schornstein 716, 959.
Kammlager 246.
Kammzapfen 185.
Kanal (Wasserlauf) 772.
Kapselgebläse 572.
Kegel 37.
Kegelbremse 432.
Kegelkupplung (Sellersche) 193.
Kegelrad 116.
Kegelscheiben-Riementrieb 147.
Kehlbalken 938.
Kehlbalkenstuhl 938, 940.
Keil 36, 57.
— (Tabelle) 61.
Keilrad 133.
Kesselblech 733.
Ketten 414.
— (Tabelle) 419.
Kettenrad 417.
Kettenrolle 415, 447.
Kettentrommel 416.
Kipplager 954.
Klappenventil 396.
Klauenkupplung 199, 202.
Klemmgesperre 430.
Kley-Regulator 325.
Klinkengesperre 428.
Klinkenkupplung 220.
Knickfestigkeit 44.
Knotenpunkt 940, 951, 954.
Körperinhalt 36.
Körperoberfläche 36.
Kolben 249.
Kolbenbeschleunigung 267.
Kolbengeschwindigkeit 267.
Kolbenpumpe 530.
Kolbenring 254.
Kolbenschieber 643.
Kolbenstange 259.
Kolbenweg 266.
Kompressor 574.
Kondensation 667.
Kondensator 669.
Kondensatorluftpumpe 670, 672.
Kontraktion 760, 858.
Kontraktionskoeffizient 759.
Kopfschuh 949, 951.
Kraftgas 878.
Kraftmaschinenkupplung 218.
Krafträder 101.
Kraftstoff, flüssiger 883.
—, gasförmiger 873.
Kran 477.
Kranzerweiterung 800.
Kreisabschnitt 28.
Kreisbogen 28.
Kreiselpumpe 557.
Kreisevolvente 88.
Kreisfunktionen (Tafel) 24.
Kreisinhalt 2.
Kreiskegel 37.
Kreisprozefs 598, 884.
Kreisvolvente 171.
Kreisumfang 2.
Kreuzgelenkkupplung 199.
Kreuzkopf 300.
Kreuzkopfszapfen 182, 183.
Kreuzscheibenkupplung (Oldham) 198.
Kreuzverband 918.
Krigar-Gebläse 573.
Kugel 37.
Kugelabschnitt 37.
Kugelausschnitt 37.
Kugelinhalt 37.
Kugelalotte 37.
Kugellager 237.
Kugelzapfen 184.
Kugelzone 37.
Kulissensteuerung 663.
Kulissenwasserrad 779.
Kupfer und Kupferlegierungen (Festigkeitszahlen) 41.
Kupplung 191, 517.
Kurbel 271.
Kurbeldruck 274.
Kurbelkröpfung 278.
Kurbelscheibe 274.
Kurbelschleife 298.
Kurbelstange 290.
Kurbeltrieb 266.
Kurbelwelle 276.
Kurbelwellenlager 234.
Kurbelzapfen 182, 183.
Lachapelle-Kessel 786.
Längskeil 60.
Lager 220.
Lagerentfernung 187.
Laschenkette 418.
Laschenriemung 78.
Lasthebemaschine 445.
Laufkatze 466, 480.
Laufkran 508.
— (Tabelle) 512, 526, 529.
Lederriemen 151.
Lederstulpdichtung 250.
Leerbalken 938.
Leergangsspannung 614.

- Leerscheibe 154.
 Leistungsdruck 82.
 Leistungsregulator 319.
 Leistungsversuch (Normen) 745.
 Leitrolle 147.
 Lentz-Steuerung 659, 684.
 Leuchtgas 873.
 Leuchtgasmotor 893.
 Löffelrad 853.
 Logarithmen 31.
 Logarithmentafel, natürliche 22.
 —, Briggsche 2.
 Lokomobilkessel 729.
 Luft (Physik) 574.
 Luftpumpe 670, 672.
Magazinkran 489.
 Magnetbremse 432.
 Mannesmannrohr 358.
 Mansarde 940.
 Mantelfläche eines Körpers 36.
 Mariottesches Gesetz 594, 599.
 Maschinenrahmen 304.
 Maschinenteil 57.
 Mafs 975.
 Mastenkran 506.
 Mathematik 1.
 Mauerarten 918.
 Mauerdurchbrechung 919.
 Mauerlatte 927.
 Mauerstärke 918.
 Mauerstein 918.
 Mauerwerk 917.
 Mechanik flüssiger Körper 756.
 Metaldach 942.
 Meyer-Steuerung 638.
 Mischkondensation 667.
 Mischungstemperatur 667.
 Monierdecke 933.
 Moniergewölbe 935.
 Müllersches Diagramm 627.
 Muffenkupplung 191.
 Muffenrohr, gußeisernes 352.
 —, Mannesmann 358.
 Mundstück 849.
 Muschelschieber 625.
 Mutter 63, 64, 71.
Nagel, Turbine von — 784.
 Nahtloses Rohr 357.
 Niete 73.
 Nietkopf 74.
 Nietung für Wasserbehälter u. s. w. 81.
 Nietverbindung f. Eisenkonstruktion 81.
 Niveaufläche 757.
 Normalien zu Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung 360.
 Normalprofile (Walzeisen) 969.
 Normen, Hamburger 737.
 — für Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen 745.
 Nutzeffekt s. Wirkungsgrad.
 Nutzlast 928, 934.
Obelisk 36.
 Oberflächenkondensation 670.
 Oberfläche eines Körpers 36.
 Obergraben 772.
 Oberzug 935.
Papdach 942.
 Parabel 38.
 Paraboloid 37.
 Partialturbine 784, 849.
 Pascalsches Grundgesetz 756.
 Patentgesetz 983.
 Peltonrad 853.
 Pendelregulator 322.
 Pericykloide 88.
 Petroleum 884.
 Petroleummotor 906.
 Pfeilrad 113.
 Pfette 945.
 Plungerkolben 249.
 Plungerpumpe 541.
 Polizeiliche Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln 741.
 Polytropische Kurve 579.
 Poncelet-Rad 783.
 Portalkran 504.
 Porter-Regulator 324.
 Potenzen 30.
 Potenztafel 2.
 Prefscylinder 344.
 Prefschraube 70, 72.
 Prisma 36.
 Pröll-Regulator 327.
 Pronyscher Zaum 862.
 Proportionalitätsgrenze 40.
 Pseudoastatischer Regulator 320.
 Pultdach 940.
 Pumpe 539.
 Pumpenzylinder 343.
 Punktverzahnung 92.
 Pyramide 36.
Quadrantseisen 975.
 Qualitätsziffer 736.
 Querkeil 57.
Radialturbine 783, 810, 833, 849.
 Räderwinde 455.
 Raumabwölbung 933.
 Raumbdiagramm 619.
 Reaktionsgrad 762.
 Reaktionsturbine 783, 788, 793.
 Reaktionsverhältnis 800.
 Rechen 772, 773.
 Regelnde Maschinenteile 307.
 Regulator 319.
 Regulierung (Turbinen-) 806, 827.
 Regulierturbine 784.
 Reibung, gleitende 967.
 — (Luft, Wasser) 806.
 —, rollende 968.
 Reibungskoeffizienten 967.
 Reibungskupplung 203.
 Reibungsrad 132.
 Reibungsstrommel 136.
 Reihen 32.
 Relativexcenter 637.
 Rentenrechnung 33.
 Reuleauxsches Diagramm 627.
 Rider-Steuerung 640, 677, 682.
 Riemen 150.
 Riemenbetrieb 139, 143.
 Riemenscheibe 152.
 Ring 37.
 Ringschmierung 225.
 Ringventil 388.
 Ringzapfen 185.
 Rinne 940.
 Rittersches Verfahren 496.
 Rohhaut (Zahnrad) 105.
 Rohre, genietete 350.
 —, geschweißte 351, 354.
 —, gußeiserner 349.
 —, kupferne 360.
 —, nahtlose 357.
 Rohrleitungen, Normalien zu — f. Dampf von hoher Spannung 360.
 Rohr-Normalien 352.
 Rolle 446.

- Rollenlager 241, 954.
 Rollenzug 448.
 Rollkreis 91.
 Root-Gebläse 572.
 Rostfläche 713.
 Rumpflager 222.
 Rundbogen 920.
- Sachverständigen-Ge-**
bühr 1000.
 Säule, eiserne 935.
 —, hölzerne 936.
 Satteldach 940.
 Sattelholz 935.
 Satzrad 87.
 Saugrohr 793, 829.
 Schachtkran 495.
 Schalenkupplung 192.
 Schaufelklotz 825.
 Schaufelung 803, 816.
 Scheibenkolben 252.
 Scheibenkupplung 194.
 Scherenkran 506.
 Schichtlinie (Turbine) 820.
 Schieber, Aufsens-, Gitter-
 828.
 Schieberdiagramm 627.
 Schieberellipse 628.
 Schieberkompressor 586.
 Schiebersteuerung 625.
 Schieferdach 942.
 Schleuderbremse 439.
 Schleudergebläse 566.
 Schleuderpumpe 557.
 Schluckfähigkeit 820.
 Schmelzpunkt 967.
 Schmelzwärme 967.
 Schnecke u. Schrauben-
 rad 121.
 Schneelast 943.
 Schneidenlager 242.
 Schnellschlufsventil 375.
 Schornstein 716, 959.
 Schraube 62.
 — (Berechnung) 69.
 — (Kraft- und Arbeits-
 verhältnisse) 71.
 — und Schraubenrad
 121, 126.
 Schraubenfeder 53.
 Schraubenflaszug
 451.
 Schraubengewinde 62, 69.
 Schraubenlinie 62.
 Schraubenmutter 63.
 Schraubenradgebläse
 570.
 Schraubenventilator 570.
 Schraubenwinde 472.
 Schubfestigkeit 49.
- Schubkeilkupplung 492,
 494.
 Schubspannung 43.
 Schubstange 290.
 Schubstangenkopf 292.
 Schütze, Absper-772, 773.
 Auslaufs- 803.
 Kies- 773.
 Leer- 773.
 Aufsens- 828.
 Spalt- 828.
 Schuppen 949.
 Schwamkrugturbine 784,
 849.
 Schwelle 921.
 Schwindmafse 967.
 Schwungrad 307.
 Sehnenlänge 28.
 Seil 139, 400.
 Seiltrieb 139, 162.
 Seilrolle 402, 413, 446.
 Seiltrommel 402, 413.
 Seitrohrkessel 719.
 Selbsthemmung 450, 472.
 Selbstschlufsventil 376.
 Sellersches Gewinde 66.
 — Lager 223.
 Senksperrbremse 439.
 Shedbau 955.
 Sicherheitskurbel 436.
 Sicherheitsventil 385.
 Siederohrkessel 726.
 Simpsonsche Regel 596.
 Sinustafel 24, 25.
 Sohlbank 921, 923.
 Spaltverlust 805, 833, 837.
 Spannung, indizierte
 (Dampf.) 606.
 —, zulässige 42.
 Spannungskoeffizient
 607, 609, 611.
 Sparren 938.
 Speisevorwärmer 715.
 Sperradbremse 435.
 Sperrwerke 428.
 Spezifische Wärme 589,
 966.
 Spirale, logarithmische
 821.
 Spiralgeschweifstes
 Rohr 354.
 Spiralseil 411.
 Sprengwerk 948.
 Spurlager 242.
 Spurzapfen 184, 245.
 Stab (Festigkeit) 44.
 Statischer Regulator 319.
 Stauhöhe, -weite 765.
 Stegkette 414.
 Stehbolzen 739.
- Stehlager 220.
 Steifigkeit 446.
 Steindecke 930.
 Steinle-Regulator 328.
 Stelling 189.
 Stephenson - Steuerung
 663.
 Stereometrie 36.
 Steuerung (Dampf.) 625.
 Stichbogen 920.
 Stirnkurbel 272.
 Stirnrad 83.
 — mit schrägen Zähnen
 112.
 Stirnzapfen 180.
 Stopfbüchse 260.
 Strahl turbine 841.
 Streckmetall 932.
 Strömungsgeschwindig-
 keit des Dampfes 699.
 Stützkugellager 247.
 Stützlager 242.
 Stufen s. Treppe.
 Stufenscheibe 159.
 Stulpdichtung 250.
 Stulpreibung 251.
 Sturz 921, 923.
 Sulzer-Steuerung 651.
- T-Eisen** 974.
I-Eisen 972.
 Tangentialdruckdia-
 gramm 308.
 Tangentialrad 849.
 Taucherkolben 249.
 Teichmannsche Methode
 861.
 Temperatur, absolute 575
 Tolle-Regulator 341.
 Trägheitsmoment 46.
 Traglager 220, 228.
 Tragzapfen 181.
 Transportgefälle 772.
 Traufe 941.
 Treibriemen 150.
 Trenck-Regulator 335.
 Treppe 956.
 Trick-Schieber 631.
 Triebstockverzahnung
 93.
 Triebwerkwellen (Ta-
 belle) 188.
 Trigonometrie 33.
 Trommelwinde 455.
 Türöffnung 921, 924.
 Turbine 775, 783.
- U-Eisen** 973.
 Überdruckturbine 783,
 788, 793.
 Übereich 773.

- Überfall 773, 858.
 Überhitzer 715.
 Überhitzter Wasserdampf 597.
 Überlappungsnielung 77.
 Überwasserzapfen 243.
 Umsteuerung 663.
 Unempfindlichkeitsgrad 321.
 Ungleichförmigkeitsgrad 320.
 Universalgelenk 199.
 Unterlieger 773.
 Untersuchung der Turbine 858.
 Unterwindgebläse 718.
 Unterzug 935.
Velozipedkran 499.
 Ventil 372.
 Ventilation der Turbine 808, 841.
 Ventilator 566.
 Ventilhubungsdiagramm 583, 650.
 Ventilkolben 253.
 Ventilkompressor 580.
 Ventilsteuerung 647.
 Verbrennung 710.
 Verbrennungsmotor 870.
 Verbrennungstemperatur 712.
 Verbund - Dampfmaschine 608, 618.
 Verbund - Kompressor 583.
 Verbund-Pumpmaschine 552.
 Verdampfungswärme 590.
 Verdampfungsziffer 713.
 Verdrehungswinkel 50.
 Verdunstungskarburatation 883, 913.
 Vergleichungstabellen 977.
 Verladekran 485.
 Vernietung (Berechnung) 75.
 Verpuffungsmotor 870.
 Verpuffungsverfahren 884.
 Versenkung 938, 945.
 Verzahnung (Zahnrad), allgemeine Gesetze 83.
 Viermotorenkran 520.
 Viertaktmotor 871, 893, 906, 913.
 Völligkeit 623.
 Volumengewichte 980.
 Vorwärmer 715.
Wälzungshebel 650.
 Wärmeäquivalent 589.
 Wärmediagramm 600.
 Wärmeeinheit 589.
 Wärme, spezifische 589.
 — (Tabelle) 966.
 Wagenschneide 242.
 Walmdach 940.
 Walzeisen 969.
 Walzenkessel 718.
 Wasserdampf, gesättigter 589, 591.
 —, überhitzter 597.
 Wassergehalt 594.
 Wassermessung 858.
 Wasserrad 775.
 Wasserrohrkessel 732.
 Watt-Regulator 322.
 Weichselballe 773.
 Wechselventil 377.
 Wehranlage 772.
 Weifsscher Schieber 632.
 Welle 186.
 —, biegsame 189.
 Wellenkröpfung 271, 278.
 Wellrohr 722, 739.
 Wellrohrkessel 720.
 Wendetriebe 492.
 Werkkanal 772.
 Whitworthsches Gewinde 64.
 — — für Gasrohre 66.
 Widerstandskoeffizient 760.
 Widerstandshöhe 760.
 Widerstandsmoment 46.
 Widman-Steuerung 657.
 Winddruck 943, 961.
 Windebock 474.
 Windelboden 928.
 Winkeleisen, gleichschenkliges 969.
 —, ungleichschenkliges 971.
 Winkelrad 113.
 Winkeltrieb 146, 173.
 Winkelzahn 113.
 Wirkungsgrad (Dampfmaschinen) 613.
 — (Hebemaschinen) 445.
 — (hydraulischer) 787.
 — (Verbrennungsmotoren) 885.
 — (Wasserräder) 779, 781, 782, 783.
 Wölbung 919, 933.
 Woltmannscher Flügel 860.
 Wurzel 30.
 Wurzeltafel 2.
Zabel-Regulator 339.
 Zahlenwerte, häufig vorkommende 30.
 Zahn (Berechnung) 101.
 Zahnform 100.
 Zahngesperre 428.
 Zahnkupplung 202.
 Zahnrad 83.
 Zahnreibung 89.
 Zahnstange 93, 97.
 Zahnstangenwinde 476.
 Zange 938, 950.
 Zangenstuhl 938, 940.
 Zapfen 180.
 Zapfenreibung 182, 803, 806.
 Zapfenreibungskoeffizient (Tabelle) 968.
 Zeugengebühr 1000.
 Zeunersches Schieberdiagramm 628.
 — Dampfabelle 591, 668.
 Ziegelbogen 919, 921.
 Ziegeldach 942.
 Zinseszinsrechnung 33.
 Zobelsche Kette (Tabelle) 422.
 Zodelsche Regulierung 827.
 Zugfestigkeit 44.
 Zugorgan (Elastizität u. Festigkeit) 42.
 Zugspannung 43.
 Zulässige Beanspruchung (Baukonstr.) 915, 963.
 — (Maschinenkonstr.) 43.
 Zuppingersches Rad 781, 782.
 Zusammengesetzte Festigkeit 51.
 Zustandsänderung 594.
 Zustandsgleichung 594, 597.
 Zustandskurve 594.
 Zweiflammrohrkessel 723.
 Zweitaktmotor 872, 903, 912.
 Zwergkessel 783.
 Zwillingpumpe 547.
 Zwischendecke 928.

Additional material from *Hilfsbuch für den Maschinenbau*,
ISBN 978-3-662-35749-1,
is available at <http://extras.springer.com>



Verlag von Julius Springer in Berlin N.

Hilfsbuch für Dampfmaschinen-Techniker.

Unter Mitwirkung von Professor A. Kás verfaßt und herausgegeben

von

Joseph Hrabák,

Oberbergrat und Professor an der k. k. Bergakademie in Příbram.

Dritte Auflage. In zwei Teilen.

Mit in den Text gedruckten Figuren. — In Leinw. geb. M. 16.—.

Theorie und praktische Berechnung der Heissdampfmaschinen.

Mit einem Anhang über die

Zweizylinder-Kondensations-Maschinen mit hohem Dampfdruck.

von

Joseph Hrabák,

k. k. Hofrat, Emer. Professor an der k. k. Bergakademie in Příbram.

Unter der Presse.

Der Dampfkessel-Betrieb.

Allgemeinverständlich dargestellt.

Von

E. Schlippe,

Königl. Gewerberat zu Dresden.

Dritte, verbesserte u. vermehrte Auflage.

Mit zahlreichen Abbildungen im Text. — In Leinw. geb. Preis M. 5.—.

Die Kontrolle des Dampfkessel-Betriebes

in Bezug auf

Wärmeerzeugung und Wärmeverwendung.

Von

Paul Fuchs,

Ingenieur der Berliner Elektrizitätswerke.

Mit 16 in den Text gedruckten Figuren. — Preis M. 2.40.

Dampfkessel-Feuerungen

zur Erzielung einer möglichst rauchfreien Verbrennung.

Im Auftrage des Vereines deutscher Ingenieure bearbeitet

von

F. Haier,

Ingenieur in Stuttgart.

Mit 301 Figuren im Text und auf 22 lithogr. Tafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 14.—.

Die Bedingungen für eine gute Regulierung.

Eine Untersuchung

der

Regulierungsvorgänge bei Dampfmaschinen und Turbinen.

Von **J. Isaachsen,** Ingenieur.

Mit 34 in den Text gedruckten Figuren. — Preis M. 2.—.

Die Wärmeausnutzung bei der Dampfmaschine.

Von **W. Lynen,** Aachen.

Preis M. 1.—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

*

Verlag von Julius Springer in Berlin N.

Der Reguliervorgang bei Dampfmaschinen.

Von
Dr.-Ing. B. Rülf.

Mit 15 Textfiguren und 3 Tafeln. — Preis M. 2,—.

Die Steuerungen der Dampfmaschinen.

Von
Carl Leist,

Professor an der Königl. Technischen Hochschule zu Berlin.

Zugleich als Vierte Auflage des gleichnamigen Werkes von Emil Blaha.
(Zur Zeit vergriffen; neue Auflage unter der Presse.)

Steuerungstabellen für Dampfmaschinen

mit Erläuterungen nach dem Müllerschen Schieberdiagramme
und mit Berücksichtigung einer Pleuelstangenlänge
gleich dem fünffachen Kurbelradius, sowie beliebiger Exzenterstangenlänge
für einfache und Doppel-Schiebersteuerungen.

Von
Karl Reinhardt,

Ingenieur.

Mit zahlreichen Beispielen und Textfiguren. — In Leinw. geb. Preis M. 6,—.

Berechnung der Leistung und des Dampfverbrauches der Einzylinder-Dampfmaschinen.

Ein Taschenbuch zum Gebrauch in der Praxis.

Von
Joseph Pechan,

Professor des Maschinenbaues an der k. k. Staatsgewerbeschule in Reichenberg.

Mit 6 Textfiguren und 38 Tabellen. — In Leinw. geb. M. 5,—.

Die Dampfkessel.

Ein Lehr- und Handbuch für Studierende Technischer Hochschulen,
Schüler Höherer Maschinenbauschulen und Techniken,
sowie für Ingenieure und Techniker.

Von
F. Tetzner,

Oberlehrer an den Königl. vereinigten Maschinenbauschulen zu Dortmund.

Mit 95 Textfiguren und 34 lithograph. Tafeln. — In Leinwand gebunden Preis M. 8,—.

Graphische Kalorimetrie der Dampfmaschinen.

Von
Fritz Krauß,

Ingenieur, beh. aut. Inspektor der Dampfkessel.Ü.- und V.-Gesellschaft in Wien.

Mit 24 Figuren im Text. — Preis M. 2,—.

Geschichte der Dampfmaschine.

Ihre kulturelle Bedeutung, technische Entwicklung und ihre großen Männer.

Von
Konrad Matschoß,

Ingenieur.

Mit 188 Textfiguren, 2 Tafeln und 5 Bildnissen. — In Leinw. geb. Preis M. 10,—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

Verlag von Julius Springer in Berlin N.

Die Dampfturbinen

mit einem Anhang über die Aussichten der Wärmekraftmaschinen
und über die Gasturbine.

Von

Dr. A. Stodola,

Professor am Eidgenössischen Polytechnikum in Zürich.

Zweite, bedeutend erweiterte Auflage.

Mit 241 Textfiguren und 2 lithogr. Tafeln. — In Leinw. geb. Preis M. 10,—.

Über den hydraulischen Wirkungsgrad von Turbinen

bei ihrer Verwendung als Kraftmaschinen und Pumpen.

Von

Dr.-Ing. Reinhold Pröll.

Mit 8 Textfiguren und 3 Tafeln. — Preis M. 1,60.

Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungsmotoren.

Handbuch für Konstrukteure und Erbauer von Gas- und Ölkraftmaschinen.

Von

Hugo Güldner,

Oberingenieur, gerichtlich vereideter Sachverständiger für Motorenbau.

Zur Zeit vergriffen; zweite Auflage unter der Presse.

Die Berechnung der Centrifugalregulatoren.

Von

W. Lynen,

Regierungs-Baumeister, Privatdozent an der Kgl. Techn. Hochschule zu Berlin.

Mit 69 in den Text gedruckten Figuren und 6 Tafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 4,—.

Kondensation.

Ein Lehr- und Handbuch über Kondensation und alle damit zusammen-
hängenden Fragen, auch einschliesslich der Wasserrückkühlung.

Für Studierende des Maschinenbaues,

Ingenieure, Leiter grösserer Dampfbetriebe, Chemiker und Zuckertechniker.

Von

F. J. Weiß,

Zivilingenieur in Basel.

Mit 96 Textfiguren. — In Leinw. geb. Preis M. 10,—.

Die Gebläse.

Bau und Berechnung der Maschinen zur Bewegung,
Verdichtung und Verdünnung der Luft.

Von

Albrecht von Ihering,

Kais. Regierungsrat, Mitglied des kais. Patentamtes,
Dozent an der Kgl. Friedrich-Wilhelms-Universität zu Berlin.

Zweite, umgearbeitete und vermehrte Auflage.

Mit 522 Textfiguren und 11 Tafeln. — In Leinwand geb. Preis M. 20,—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

**

Verlag von Julius Springer in Berlin N.

Die Hebezeuge.

Theorie und Kritik ausgeführter Konstruktionen mit besonderer Berücksichtigung der

Elektrischen Anlagen.

Ein Handbuch für Ingenieure, Techniker und Studierende.

Von

Ad. Ernst,

Professor des Maschineningenieurwesens an der Kgl. Techn. Hochschule zu Stuttgart.

Vierte, neubearbeitete Auflage.

Unter Mitwirkung von

J. Kirner,

Reg.-Bauführer u. Assistent a. d. Kgl. Techn. Hochschule zu Stuttgart.

In drei Bänden.

1800 Seiten Lex. 8^o. — Mit 1486 Textfiguren und 97 lithographierten Tafeln.
In 3 Leinwandbände gebunden Preis M. 60.—.

Eingriffsverhältnisse der Schneckengetriebe

mit Evolventen- und Cykloidenverzahnung und ihr Einfluss auf die Lebensdauer der Triebwerke.

Ein Abriss der graphischen Untersuchung von Schneckenrädern für die Praxis und den Unterricht an technischen Lehranstalten.

Von

Ad. Ernst,

Professor des Maschineningenieurwesens an der Kgl. Techn. Hochschule zu Stuttgart.

Mit 77 Konstruktionsfiguren. — In Leinwand gebunden Preis M. 4.—.

(Erweiterter Sonderabdruck aus der «Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure» 1900.)

Praktische Erfahrungen im Maschinenbau in Werkstatt und Betrieb.

Von

R. Grimshaw.

Autorisierte deutsche Bearbeitung von

A. Elfes,

Ingenieur.

Mit 290 Textfiguren. — In Leinwand gebunden Preis M. 7.—.

Moderne Arbeitsmethoden im Maschinenbau.

Von

John T. Usher.

Autorisierte deutsche Bearbeitung von

A. Elfes,

Ingenieur.

Zweite, verbesserte Auflage.

Mit 275 Textfiguren. — In Leinwand gebunden Preis M. 6.—.

Handbuch der Materialienkunde für den Maschinenbau.

Von

A. Martens,

Professor u. Direktor der Kgl. Mechan.-techn. Versuchsanstalt zu Berlin-Charlottenburg.

Erster Teil.

Materialprüfungswesen, Probiemaschinen und Meßinstrumente.

Mit 514 Text-Abbildungen und 90 Tafeln. — In Leinwand gebunden Preis M. 40.—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

Verlag von Julius Springer in Berlin N.

Die Werkzeugmaschinen.

Von

H. Fischer,

Geh. Regierungsrat und Professor an der Kgl. Techn. Hochschule zu Hannover.

I. Die Metallbearbeitungsmaschinen.

Mit 1354 Figuren im Text und Tafeln.
2 Bände. In Leinw. geb. Preis M. 45,—.

II. Die Holzbearbeitungsmaschinen.

Mit 421 Figuren im Text.
In Leinwand gebunden Preis M. 15,—.

Leitfaden

zum

Berechnen und Entwerfen von Lüftungs- und Heizungs-Anlagen.

Auf Anregung Seiner Exzellenz des Herrn Ministers der öffentl. Arbeiten verfaßt von

H. Rietschel,

Geh. Regierungsrat, Professor an der Kgl. Techn. Hochschule zu Berlin.

Dritte, vollständig neubearbeitete Auflage.

Zwei Teile. — Mit 72 Textfiguren, 21 Tabellen und 28 Tafeln.
In 2 Leinwandbände gebunden Preis M. 20,—.

Schaltungsarten und Betriebsvorschriften elektrischer Licht- und Kraftanlagen

unter Verwendung von Akkumulatoren.

Zum Gebrauche für Maschinisten, Monteure und Besitzer elektrischer
Anlagen, sowie für Studierende der Elektrotechnik.

Von

Alfred Kistner.

Mit 81 Textfiguren. — In Leinw. geb. Preis M. 4,—.

Dynamomaschinen für Gleich- und Wechselstrom.

Von

Gisbert Kapp.

Vierte, vermehrte und verbesserte Auflage.

Mit 255 Textfiguren. — In Leinwand gebunden Preis M. 12,—.

Transformatoren für Wechsel- und Drehstrom.

Eine Darstellung ihrer Theorie, Konstruktion und Anwendung.

Von

Gisbert Kapp.

Zweite, vermehrte und verbesserte Auflage.

Mit 165 Textfiguren. — In Leinwand gebunden Preis M. 8,—.

Elektromechanische Konstruktionen.

Eine Sammlung von Konstruktionsbeispielen und Berechnungen von
Maschinen und Apparaten für Starkstrom.

Zusammengestellt und erläutert von

Gisbert Kapp.

Zweite, verbesserte und erweiterte Auflage.

Mit 36 Tafeln und 114 Textfiguren. — In Leinwand gebunden Preis M. 20,—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

Verlag von Julius Springer in Berlin N.

Die Gleichstrommaschine.

Theorie, Konstruktion, Berechnung, Untersuchung u. Arbeitsweise derselben.

Von **E. Arnold,**

Professor und Direktor des Elektrotechnischen Instituts der Grossherzoglichen Technischen Hochschule Fridericiana zu Karlsruhe.

In zwei Bänden.

I. Band: **Die Theorie der Gleichstrommaschine.**

Mit 421 Textfiguren. — In Leinwand gebunden Preis M. 16,—.

II. Band: **Konstruktion, Berechnung, Untersuchung und Arbeitsweise der Gleichstrommaschine.**

Mit 484 Textfiguren und 11 Tafeln. — In Leinwand gebunden Preis M. 18,—.

Die Wechselstromtechnik.

Herausgegeben von

E. Arnold,

Professor und Direktor des Elektrotechnischen Instituts der Grossherzoglichen Technischen Hochschule Fridericiana zu Karlsruhe.

In fünf Bänden.

I. Band: **Theorie der Wechselströme und Transformatoren** von **J. L. la Cour.**

Mit 263 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 12,—.

III. Band: **Die Wicklungen der Wechselstrommaschinen** von **E. Arnold.**

Mit 426 Textfiguren. — In Leinwand gebunden Preis M. 12,—.

In Vorbereitung befinden sich:

II. Band: **Die Transformatoren** von **E. Arnold** und **J. L. la Cour.** (Unter der Presse.)

IV. Band: **Die synchronen Wechselstrommaschinen** von **E. Arnold** und **J. L. la Cour.**
(Unter der Presse.)

V. Band: **Die asynchronen Wechselstrommaschinen** von **E. Arnold** und **J. L. la Cour.**

Die Prüfung von Gleichstrommaschinen

in Laboratorien und Prüfräumen.

Ein Hilfsbuch für Studierende und Praktiker.

Von

Carl Kinzbrunner,

Ingenieur und Dozent für Elektrotechnik an der Municipal School of Technology in Manchester.

Mit 249 Textfiguren. — In Leinwand gebunden Preis M. 9,—.

Messungen an elektrischen Maschinen.

Apparate, Instrumente, Methoden, Schaltungen.

Von

Rudolf Krause,

Ingenieur.

Mit 166 Textfiguren. — In Leinwand gebunden Preis M. 5,—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

Verlag von Julius Springer in Berlin N.

Hilfsbuch für die Elektrotechnik.

Von

C. Grawinkel und K. Strecker.

Unter Mitwirkung von

Borchers, Eulenberg, Fink, Pirani, Seyffert, Stockmeier und H. Strecker
bearbeitet und herausgegeben von

Dr. K. Strecker,

Kaiserl. Ober-Telegrapheningenieur, Professor und Dozent a. d. Technischen Hochschule zu Berlin.

Sechste, vermehrte und verbesserte Auflage.

Mit 330 Textfiguren. — In Leinwand gebunden Preis M. 12. .

Kurzes Lehrbuch der Elektrotechnik.

Von

Adolf Thomälen,

Elektroingenieur.

Mit 277 Textfiguren. — In Leinwand gebunden Preis M. 12.—.

Der Drehstrommotor.

Ein Handbuch für Studium und Praxis.

Von

Julius Heubach,

Chef-Ingenieur.

Mit 163 Textfiguren. — In Leinw. geb. Preis M. 10.—.

Die Bahnmotoren für Gleichstrom.

Ihre Wirkungsweise, Bauart und Behandlung.

Ein Handbuch für Bahntechniker von

M. Müller,

Oberingenieur d. Westinghouse-Elektrizitäts-
Aktiengesellschaft.

und

W. Mattersdorf,

Abteilungs-
vorstand
der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft.

Mit 231 Textfiguren und 11 lithogr. Tafeln, sowie einer Übersicht der ausgeführten Typen.

In Leinwand gebunden Preis M. 15.—.

Leitfaden zur Konstruktion von Dynamomaschinen

und zur Berechnung von elektrischen Leitungen.

Von

Dr. Max Corsepius,

Dritte, vermehrte Auflage.

Mit 108 Textfiguren und 2 Tabellen. — In Leinw. geb. Preis M. 5.—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

Verlag von Julius Springer in Berlin N.

Johows
Hilfsbuch für den Schiffbau.

Zweite, vollständig umgearbeitete Auflage.

Herausgegeben von
Eduard Krieger,
Marine-Ober-Baurat.

1101 Seiten 8° mit 550 Textfiguren, zahlreichen Tabellen, Listen und 6 lithogr. Tafeln.
In Leinwand gebunden Preis M. 24,—.

Bemastung und Takelung der Schiffe.

Von
F. L. Middendorf,
Direktor des Germanischen Lloyd.

Mit 172 Figuren, 1 Titelbild und 2 Tafeln. — In Leinwand geb. Preis M. 30,—.

Ingenieur-Kalender.

Für Maschinen- und Hütten-Ingenieure

herausgegeben von
Th. Beckert und A. Pohlhausen.

In zwei Teilen.

Mit zahlreichen Holzschnitten und einer Eisenbahnkarte.
I. Teil in Leder mit Klappe. — II. Teil (Beilage) geheftet. Preis zusammen M. 3,—.
Brieftaschen-Ausgabe mit Ledertaschen etc. — Preis M. 4,—.

Erscheint alljährlich.

Elektrotechnische Zeitschrift.

(Centralblatt für Elektrotechnik.)

Organ des Elektrotechnischen Vereins und des Verbandes Deutscher
Elektrotechniker.

Redaktion: **Gisbert Kapp.**

Erscheint in wöchentlichen Heften.

Preis für den Jahrgang M. 20,—; für das Ausland zuzüglich Porto.

Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure.

Redakteur: **Th. Peters,** Direktor des Vereines.

Erscheint in wöchentlichen Heften.

Preis für den Jahrgang M. 36,— zuzüglich Porto.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

Berichtigungen.

- S. 184 Z. 1 v. u. lies: $n \overleftarrow{<} w \frac{d}{P}$ statt: $n \overrightarrow{>} w \frac{d}{P}$.
- S. 200 in der 3. Spalte der Tabelle lies: D statt d .
- S. 221 Z. 11 v. u. lies: $\frac{P}{2} \left(e - \frac{d}{4} \right)$ statt: $\frac{P}{2} \left(l - \frac{d}{4} \right)$.
- S. 273 Z. 26 v. o. lies: M_2 statt: M_1 .
- S. 273 Z. 29 v. o. lies: M_1 statt: M_2 .
- S. 383 Z. 12 v. u. lies: $V \gamma$ statt: $V' \gamma$.
- S. 474 Z. 6 v. u. lies: S. 475 statt: S. 457.
- S. 666 Z. 9 v. o. lies: $\frac{r}{2} (\sin \delta \pm \frac{c}{l} \cos \delta)$ statt: $r (\sin \delta \pm \frac{c}{l} \cos \delta)$.
- S. 666 Z. 11 v. o. lies: $\frac{r u}{2 c} (\cos \delta \mp \frac{c}{l} \sin \delta)$ statt: $\frac{r u}{c} (\cos \delta \mp \frac{c}{l} \sin \delta)$.
- S. 757 Z. 18 v. u. lies: p' statt: p .
- S. 766 Z. 17 v. o. lies: c statt: c_2 .
- S. 787 Z. 9 v. o. lies: $2 g \varepsilon H_n$ statt: $g \varepsilon H_n$.
- S. 814 Z. 9 v. u. lies: H_n statt: H^n .
- S. 822 Z. 9 v. u. lies: „da $\operatorname{tg} \frac{180 \sin \lambda}{\sin \lambda}$ zwischen $\lambda = 0$ und $\lambda = 90^\circ$ für das übliche $\lambda \geq 12$ sich nur wenig ändert,“ statt: „da für eine einmal gewählte Austrittskurve λ jeweils einen bestimmten Wert besitzt,“.
- S. 855 Z. 5 v. o. lies: $H - h$ statt: $\sqrt{2g(H - h)}$.
-