

WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA

L. inw.

25055

Druk. U. J. Zam. 356. 10.000.

1,00 5311809  
2N3 93023

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000297141

Schiffsmaschinen  
deren Berechnung  
und Konstruktion

INGENIEUR ALB. SCHWABER



154  
147

x  
1462



LEINERS TECHNISCHE BIBLIOTHEK

BAND 9:

# Schiffsmaschinen

## deren Berechnung und Konstruktion

VON

INGENIEUR ALB. BODENMÜLLER  
BÜROCHEF DER STETTINER MASCHINENBAU-  
ACT.-GES. „VULCAN“

MIT 125 ABBILDUNGEN

ZWEITE AUFLAGE

6/12  
F. 12 30 675



LEIPZIG 1914

VERLAGSBUCHHANDLUNG VON OSKAR LEINER

~~554~~  
~~137~~ 62/75



125055

Schreibmaschinen  
deren Berechnung  
und Konstruktion

INGENIEUR ALB. BODENMÖLLER  
BESITZER DER PATENTE MASCHINENBAU  
IN LEIPZIG

MIT 12 ABBIILDUNGEN

LEIPZIG 1894



125055

Monotypemaschinensatz und Druck von Oskar Leiner in Leipzig.

26108

Akc. Nr. 3395 151

---

---

## Vorwort.

Das vorliegende Buch ist in der Absicht entstanden, alle praktischen Erfahrungen dem angehenden Konstrukteur in einem billigen und weniger umfangreichen Handbuch zugänglich zu machen.

Gegenüber ähnlichen Werken ist neu hinzugekommen das Kapitel über „Gegenpropeller“, während die „Hilfsmaschinen“ einem weiteren Bande vorbehalten bleiben.

Mit der Trennung in „Hauptmaschinen“ und „Hilfsmaschinen“ glaube ich denjenigen Konstrukteuren entgegenzukommen, die sich auf dem einen oder anderen Gebiete als Spezialisten ausbilden.

Die in den Text eingefügten Konstruktionszeichnungen sind neueren Datums und Ausführungen der bekannten „Stettiner Maschinenbau-Aktien-Ges. Vulcan“. Für die gütige Überlassung derselben spreche ich hiermit der Direktion der A.-G. „Vulcan“ meinen besten Dank aus.

Stettin.

**Alb. Bodenmüller.**

---

---



---

---

# Inhaltsverzeichnis.

## Erster Teil.

### Kapitel I.

	Seite
Bestimmung der Maschinenleistung . . .	1
Schiffswiderstand . . . . .	2
Tabelle der Koeffizienten $C C_1$ und $m$ . . . . .	4

### Kapitel II.

A. Bestimmung der Zylinderabmessungen	5
1. Arbeit während der Einströmung . . . . .	6
2. Arbeit während der Expansion. . . . .	6
3. Vorausströmungsarbeit . . . . .	9
4. Ausströmungsarbeit . . . . .	10
5. Kompressionsarbeit . . . . .	10
6. Voreinströmungsarbeit . . . . .	11
Werte von $\varkappa$ für:	
Einzylindermaschinen . . . . .	13
Kompoundmaschinen . . . . .	13
Dreifachexpansionsmaschinen . . . . .	13
Tabelle der Werte $\Theta = \varepsilon \left( 1 + l_n \frac{1}{\varepsilon} \right)$ . . . . .	13
B. Kolbenhub, Umdrehungszahl und Kolbengeschwindigkeit . . . . .	14
Tabelle über mittlere Kolbengeschwindigkeiten . . . . .	14
C. Bestimmung der Zylinderverhältnisse	15
Füllungsverhältnisse . . . . .	15
Tabelle über Zylinder- und Füllungsverhältnisse . . . . .	16

### Kapitel III.

Die Steuerungen . . . . .	17
Entwurf der Steuerung . . . . .	18
Diagramm von Müller-Releaux . . . . .	19

	Seite
Die Schieber . . . . .	20
Der gewöhnliche Rund- und Flachschieber. . . . .	21 u. 22
Der Trick-Schieber . . . . .	22
Der Penn-Schieber . . . . .	25

#### Kapitel IV.

Die Umsteuerungen . . . . .	27
Steuerung von Stephenson . . . . .	29
a) Offene Stangen. . . . .	29
b) Gekreuzte Stangen . . . . .	29
Zentrallinie . . . . .	30
Aufhängung der Kulissee . . . . .	31
Die Klugsche Steuerung . . . . .	34
Schema . . . . .	35
Zentrallinie . . . . .	36
Konstruktion der Schieberweglinie . . . . .	39
Die Joy-Steuerung . . . . .	40
Schema . . . . .	40
Die Brown-Steuerung . . . . .	42
Steuerung von Heusinger von Waldegg . . . . .	43
Die Hackworth-Steuerung . . . . .	46
Die Marshall-Steuerung . . . . .	47

#### Kapitel V.

Der Massenausgleich . . . . .	49
Verteilung der Massen . . . . .	49
1. Die Zweikurbelmaschine . . . . .	51
2. Die Dreikurbelmaschine . . . . .	53
3. Die Vierkurbelmaschine . . . . .	54
4. Massenausgleich der Vierkurbelmaschinen nach Schlick-Tweedy . . . . .	58

#### Kapitel VI.

Einzelteile der Hauptmaschine.	
1. Dampfzylinder . . . . .	59
Zylinderflansch und Deckelschrauben . . . . .	61
Zylinderkanäle, Schieberkasten und Schieberkasten- deckel . . . . .	63
Schieberspiegel und Rundschieberereinsatz . . . . .	64
Stopfbuchsen und Packungen . . . . .	64
Anordnung der Zylinder . . . . .	68
Zylinderarmatur . . . . .	73
Absperr- und Manövrierventil . . . . .	73
Zylindersicherheitsventil . . . . .	75

	Seite
Entwässerung der Zylinder und Schieberkasten . . . . .	76
Indikatoranschlüsse . . . . .	77
Mantelheizung . . . . .	77
Hilfsschieber und Hilfsventil . . . . .	77
2. Das Kolbengestänge . . . . .	78
a) Dampfkolben. . . . .	78
Ramsbottomkolbendichtung . . . . .	82
Buckley-Kolbendichtung . . . . .	83
b) Kolbenstange . . . . .	85
c) Gleitbahn . . . . .	86
d) Kreuzkopf . . . . .	88
e) Kreuzkopfpapfen . . . . .	89
f) Pleuelstangen . . . . .	90
g) Das Kurbelzapfenlager . . . . .	94
h) Die Kurbelwelle . . . . .	95
i) Kurbelzapfen. . . . .	100
Drucklager . . . . .	102
k) Die Grundplatten . . . . .	105
l) Die Grundlager . . . . .	108
m) Lagerdeckel . . . . .	110
n) Maschinenständer . . . . .	111
o) Das Steuerungsgestänge . . . . .	116
Kulissen . . . . .	117
p) Die Exzenterstangen . . . . .	119

Kapitel VII.

Kondensatoren . . . . .	122
Bestimmung der Kondensatorgröße . . . . .	122
Rohrbefestigungen . . . . .	124
Ausführungen . . . . .	125
Allgemeines für Kondensatoren . . . . .	128

Kapitel VIII.

Die Schiffsschraube . . . . .	129
Allgemeines . . . . .	129
Völligkeitsgrade . . . . .	130
Der Nutzeffekt des Propellers . . . . .	130
Durchmesserverhältnis $\frac{H}{d}$ . . . . .	131
Slip des Propellers . . . . .	132
Koeffizienten $K_1$ und $K_2$ zur Schraubenberechnung . . . . .	133
Die Berechnung der Schraubenfläche . . . . .	134
Die Festigkeit der Propellerflügel . . . . .	135

	Seite
Werte von $X$ , $Y$ und $Z$ . . . . .	136
Zulässige Beanspruchung von Propellerflügeln . . . . .	139
Ausführung von Schiffsschrauben . . . . .	142
Kapitel IX.	
Der Gegenpropeller . . . . .	148
Allgemeines und Ausführung . . . . .	148
Kapitel X.	
Lauf- und Propellerwellen und Stevenrohre . . . . .	152
Traglager für die Laufwellen . . . . .	153
Das Stevenrohr . . . . .	155
Ausführung von Stevenrohren . . . . .	156
Zweiter Teil.	
Verschiedene Tabellen . . . . .	159

---

---

# Die Schiffsmaschinen.

## Erster Teil.

### Kapitel I.

#### **Bestimmung der Maschinenleistung.**

A. Die Leistung einer Schiffsmaschine in  $PS_i$  bestimmt sich aus\*):

1. der Schiffsgeschwindigkeit,
2. dem Schiffswiderstand und
3. dem Gesamtwirkungsgrad der Maschinenanlage einschließlich Wellenleitung und Schrauben.

Der Gesamtwirkungsgrad ist abhängig von:

- a) dem durch die Schraubenwirkung erhöhten Wasserwiderstand,
- b) dem Reibungswiderstand der Schraube,
- c) dem Slip der Schraube,
- d) der Reibungsarbeit der Druck- und Lauflagerwellen, der Kurbel- und Schraubenwelle,
- e) der Arbeit der von der Hauptmaschine unmittelbar betriebenen, angehängten Hilfsmaschinen (Luftpumpen, Lenzpumpen usw.).

Nach der neueren Formel von Middendorf, die für mittlere Geschwindigkeiten und die meisten Schiffarten brauchbare Werte gibt, berechnet sich die nutzbare Leistung zu:

$$PS_e = \frac{W}{75} \cdot \left( v + \sqrt{\frac{W}{160 F}} \right);$$

---

\*) Johows Hilfsbuch für den Schiffbau.

und die indizierte Leistung zu:

$$PS_i = PS_e \cdot \eta;$$

worin:

$W$  der gesamte Widerstand des Schiffes in kg,  
 $F$  die Kreisfläche der Schrauben in qm.

Der gesamte Widerstand  $W$  des Schiffes setzt sich zusammen aus dem Formwiderstand  $W_1$  (kg) und dem Reibungswiderstand  $W_2$  (kg).

Es ist:

$$W_1 = \varepsilon \cdot \frac{\otimes \cdot B \cdot v^{2,5}}{\sqrt{B^2 + \zeta \cdot L^2}} = \varepsilon \cdot \frac{\otimes \cdot v^{2,5}}{\sqrt{1 + \zeta \left(\frac{L}{B}\right)^2}}$$

$$W_2 = 0,16 \cdot \Omega \cdot v^{1,85} \text{ (für Schraubenschiffe).}$$

In diesen Gleichungen ist:

$L$  = Länge des Schiffes in der W. L. über Steven in m;

$B$  = größte Breite des Schiffes im Hauptspant in m;

$\otimes$  = eingetauchtes Hauptspantareal in qm;

$v$  = Schiffsgeschwindigkeit in m/sek.;

$\Omega$  = eingetauchte Schiffsoberfläche in qm;

$\varepsilon$ ,  $\eta$  und  $\zeta$  Koeffizienten (siehe Tabelle Nr. 1, 2 u. 3).

Tabelle Nr. 1.

**Werte von  $\varepsilon$ .**

$L:v^2$	$\varepsilon$												
0,10	24,3	0,20	21,9	0,30	19,9	0,40	18,0	0,60	14,8	0,80	12,3	1,00	10,8
0,11	24,0	0,21	21,7	0,31	19,7	0,42	17,6	0,62	14,5	0,82	12,1	1,02	10,7
0,12	23,8	0,22	21,5	0,32	19,5	0,44	17,3	0,64	14,3	0,84	12,0	1,04	10,6
0,13	23,5	0,23	21,3	0,33	19,3	0,46	17,0	0,66	14,0	0,86	11,8	1,06	10,5
0,14	23,3	0,24	21,1	0,34	19,1	0,48	16,6	0,68	13,7	0,88	11,6	1,08	10,4
0,15	23,0	0,25	20,9	0,35	18,9	0,50	16,3	0,70	13,5	0,90	11,4	1,10	10,3
0,16	22,8	0,26	20,7	0,36	18,7	0,52	16,0	0,72	13,2	0,92	11,3	1,12	10,3
0,17	22,6	0,27	20,5	0,37	18,5	0,54	15,7	0,74	13,0	0,94	11,2	1,14	10,2
0,18	22,4	0,28	20,3	0,38	18,4	0,56	15,4	0,76	12,8	0,96	11,0	1,16	10,2
0,19	22,1	0,29	20,1	0,39	18,2	0,58	15,1	0,78	12,5	0,98	10,9	1,18	10,1
												1,20	10,0

u. darüb.

Tabelle Nr. 2.  
Werte von  $\eta$ .

$N_e$	$\eta$	$N_e$	$\eta$	$N_e$	$\eta$	$N_e$	$\eta$
unter 10	1,73	230—250	1,57	680—720	1,41	1510—1590	1,25
10—20	1,72	250—270	1,56	720—760	1,40	1590—1670	1,24
20—30	1,71	270—290	1,55	760—800	1,39	1670—1770	1,23
30—40	1,70	290—310	1,54	800—840	1,38	1770—1870	1,22
40—50	1,69	310—330	1,53	840—880	1,37	1870—1980	1,21
50—60	1,68	330—355	1,52	880—930	1,36	1980—2090	1,20
60—70	1,67	355—385	1,51	930—980	1,35	2090—2220	1,19
70—85	1,66	385—410	1,50	980—1030	1,34	2220—2370	1,18
85—100	1,65	410—440	1,49	1030—1080	1,33	2370—2540	1,17
100—115	1,64	440—470	1,48	1080—1130	1,32	2540—2730	1,16
115—135	1,63	470—510	1,47	1130—1180	1,31	2730—3000	1,15
135—155	1,62	510—530	1,46	1180—1240	1,30	3000—3500	1,14
150—175	1,61	530—560	1,45	1240—1300	1,29	3500—4000	1,13
175—190	1,60	560—600	1,44	1300—1370	1,28	4000—5000	1,12
190—210	1,59	600—640	1,43	1370—1440	1,27	5000—6000	1,11
210—230	1,58	640—680	1,42	1440—1510	1,26	6000 u. darüb.	1,10

Tabelle Nr. 3.  
Werte von  $\zeta$ .

$L:B$	$\zeta$	$L:B$	$\zeta$	$L:B$	$\zeta$
unter 8,5	2,00	9,3—9,4	1,79	10,2—10,3	1,41
8,5—8,6	1,99	9,4—9,5	1,75	10,3—10,4	1,38
8,6—8,7	1,98	9,5—9,6	1,71	10,4—10,5	1,35
8,7—8,8	1,97	9,6—9,7	1,67	10,5—10,6	1,32
8,8—8,9	1,95	9,7—9,8	1,62	10,6—10,7	1,29
8,9—9,0	1,92	9,8—9,9	1,58	10,7—10,8	1,27
9,0—9,1	1,89	9,9—10,0	1,54	10,8—10,9	1,25
9,1—9,2	1,86	10,0—10,1	1,50	10,9—11,0	1,24
9,2—9,3	1,83	10,1—10,2	1,45	11,0 u. darüber	1,23

Der unter dem Wurzelzeichen stehende Wert  $\frac{W}{160 \cdot F}$

berücksichtigt den Slip der Schrauben und etwa auftretende Wirbelbildungen der Schrauben im Wasser. Zur überschläglichen Bestimmung der Maschinenleistung in  $PS_i$  genügen jedoch die weit einfacheren Formeln:

$$a) N_i = \otimes \left( \frac{v}{m} \right)^3 \text{ (franz. Formel)}$$

$$\beta) N_i = \frac{v^3 \cdot P^{\frac{2}{3}}}{C_1} \text{ (engl. Formel)}$$

$$\gamma) N_i = \frac{\otimes \cdot v^3}{C_1} \text{ (deutsche Formel)}$$

In diesen Gleichungen ist:

$P$  = Displacement des Schiffes in Tonnen;

$v$  = Geschwindigkeit in Knoten;

$\otimes$  = Hauptspantareal in qm (eingetaucht);

$m, C$  und  $C_1$  Koeffizienten (siehe Tabelle Nr. 4).

Tabelle Nr. 4.

	Depl.	$\otimes$	$PS_i$	$v$	$C$	$C_1$	$m$
Linienschiffe . . . .	18500	205,5	26900	20 $\frac{3}{4}$	208	76,5	3,94
„ „ . . . .	13140	154	20400	19,2	193	53,45	3,77
Große Kreuzer . . . .	11320	139	22000	22,5	258	70	4,12
Kleine „ . . . .	6300	84,3	21000	24,5	239	59,2	3,89
„ „ . . . .	3310	52,4	11580	23,2	239	56,5	3,84
„ „ . . . .	1150	22,9	8020	23,1	169	35,2	3,28
Torpedoboote . . . .	633	14,4	7740	25,4	156	30,5	3,12
„ „ . . . .	561	12,47	10930	30,3	173	31,7	3,16
„ „ . . . .	510	12,14	6930	26,95	178	34,3	3,25
„ „ . . . .	358	8,15	6700	30,7	217	35,2	3,28
Kanonenboot . . . .	1000	25,3	1300	13,5	250	48	3,64
Schnelldampfer . . . .	30730	197,24	20000	18	286	57,5	1,8
„ „ . . . .	24955	177,4	40000	23	260	54	1,775
„ „ . . . .	19360	177,5	40000	23,5	234	57,5	1,795
Fracht- u. Passagierd. . . .	16800	138,8	9000	16,5	327	69,2	4,1
„ „ „ . . . .	13450	119,75	7200	15,5	292	62	3,96
„ „ „ . . . .	9340	97,12	2400	11	242	54	3,78
„ „ „ . . . .	7588	88,95	1750	11,5	341	77,3	4,25
„ „ „ . . . .	2200	44,3	1050	10	162	43	3,48
Nur Frachtdampfer . . . .	4580	63,1	1225	10,5	264	73	3,92

Bei Schiffen mit sehr hoher Geschwindigkeit oder ungewöhnlicher Größe genügen diese Formeln nicht mehr, vielmehr läßt man von diesen kleine Paraffin-Schleppmodelle anfertigen und leitet nach dem Ähnlichkeitsgesetz den Schiffswiderstand aus den Beobachtungen der Schleppversuche ab. (Vergleiche die Arbeiten von Froude, Newton, Helmholtz.)

## Kapitel II.

### A. Bestimmung der Zylinderabmessungen.

Die Leistung eines Zylinders in indizierten Pferdestärken berechnet sich

zu: 
$$N_i = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{p_i \cdot c_m}{75};$$

hierin ist:

$$\frac{\pi d^2}{4} = \text{Zylinderfläche in qcm};$$

$p_i$  = mittlerer indizierter Druck in kg/qcm;

$c_m$  = mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sek.

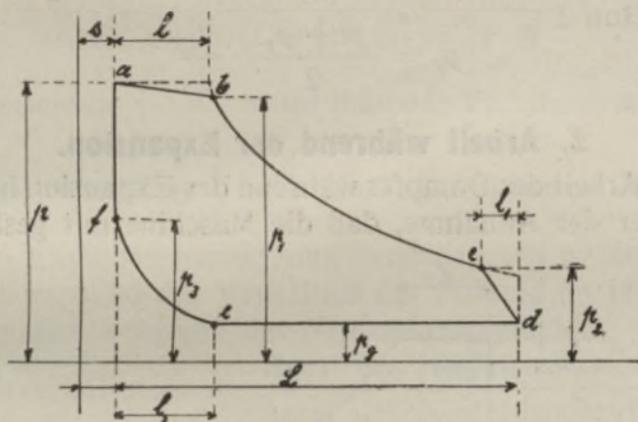


Fig. 1.

Zunächst wird der mittlere indizierte Druck  $p_i$  bestimmt; dieser ist abhängig von der Dampfspannung  $p$ , der Füllung  $l$  und dem Gegendruck  $p_g$ .

Die von dem Dampf in dem Zylinder geleistete Arbeit setzt sich zusammen aus der Arbeit:

- |    |             |             |                |                  |           |
|----|-------------|-------------|----------------|------------------|-----------|
| 1. | während der | Einströmung | $a - b$ ;      | } siehe Figur 1. |           |
| 2. | „           | „           | Expansion      |                  | $b - c$ ; |
| 3. | „           | „           | Vorausströmung |                  | $c - d$ ; |
| 4. | „           | „           | Ausströmung    |                  | $d - e$ ; |
| 5. | „           | „           | Kompression    |                  | $e - f$ ; |
| 6. | „           | „           | Voreinströmung |                  | $f - a$ ; |

### 1. Arbeit während der Einströmung.

Der Einströmungsdruck bleibt während dieser Periode nicht konstant. Dies rührt von den hydraulischen Widerständen, der langsamen Schiebereröffnung und engen Dampfkämen her. Man rechnet bei Schnellläufern  $p_1$  ca.  $0,9 p$ , bei langsamen Maschinen  $p_1$  ca.  $0,95 p$ . Mittlerer Druck während des Einströmens  $\sim \frac{p + p_1}{2}$  und Dampfarbeit

$$A_1 = \frac{p + p_1}{2} \cdot l \cdot F; \text{ hierin bedeutet}$$

$l =$  Füllungsdauer

$F =$  Cylinderfläche.

Mittlerer Druck während des Einströmens bezogen auf den ganzen Hub  $L$

$$p_e = \frac{p + p_1}{2} \cdot \frac{l}{L}.$$

### 2. Arbeit während der Expansion.

Die Arbeit des Dampfes während der Expansion berechnet sich unter der Annahme, daß die Maschine mit gesättigtem

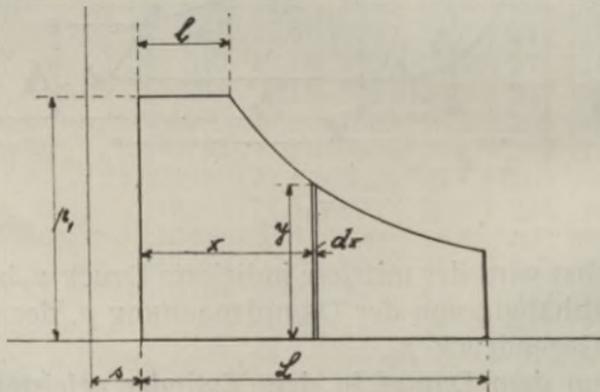


Fig. 2.

Dampf arbeitet und daß hierfür das Mariottesche Gesetz  $p \cdot v = \text{konstant}$  genau genug ist nach Fig. 2 zu:

$$A_2 = F \cdot \int_{(l+s)}^{(L+s)} y dx;$$

da aber sich  $\frac{y}{p_1} = \frac{(l + s)}{(x + s)}$  verhält, so formt sich die Gleichung um in:

$$A_2 = F \cdot \int_{(l+s)}^{(L+s)} \frac{p_1 \cdot (l + s) \cdot dx}{(x + s)} = F \cdot p_1 (l + s) \int_{(l+s)}^{(L+s)} \frac{dx}{(x + s)};$$

oder 
$$A_2 = F \cdot p_1 \cdot (l + s) \cdot l_n \frac{(L + s)}{(l + s)};$$

der mittlere Druck der Expansionsarbeit bezogen auf den Hub  $L$  wird

$$p_\varepsilon = p_1 \frac{(l + s)}{(L + s)} \cdot l_n \frac{(L + s)}{(l + s)};$$

den Quotienten  $\frac{l}{L} = \varepsilon$  nennt man den Füllungsgrad und den

reziproken Wert von  $\frac{l}{L} = \frac{1}{\varepsilon}$  den Expansionsgrad. Bei mehr-

stufigen Expansionsmaschinen versteht man unter dem Gesamtfüllungsgrad das Verhältnis der Füllung im Hochdruckzylinder zum Volumen des Niederdruckzylinders. Ist  $a$  das

Zylinderverhältnis = 
$$\frac{\text{Areal des Hochdruckzylinders}}{\text{Areal des Niederdruckzylinders}}$$

dann ist der Gesamtfüllungsgrad  $\varepsilon = \frac{l}{a \cdot L}$  und die Gesamtexpansion

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{a \cdot L}{l} = a \cdot \frac{1}{\varepsilon_1},$$

wenn  $\varepsilon_1$  den Füllungsgrad für Zylinder I bedeutet.

Die Form der Expansionslinie ist abhängig von der Füllungsdauer  $l$  und dem schädlichen Raum  $s$ .

Zum Zweck möglichst voller Dampfausnutzung ist es dringend geboten, den schädlichen Raum auf ein Mindestmaß zu beschränken, da der schädliche Raum sich bei jedem Hubbeginn mit Frischdampf füllen muß.

Ein Teil dieses Betrages geht immer verloren, da die Arbeit der Gewichtseinheit Dampf infolge unvollständiger Expansion mit schädlichem Raum und Kompression kleiner ist, als ohne schädlichen Raum. Bei vollständiger Expansion und Kompression dagegen ist der Einfluß des schädlichen Raumes = 0.

Die Wirkungen des schädlichen Raumes sind verschiedener Natur.

Er beeinflusst:

1. die Expansion, indem er den Enddruck erhöht,
2. die Kompression, indem er den Enddruck verringert.

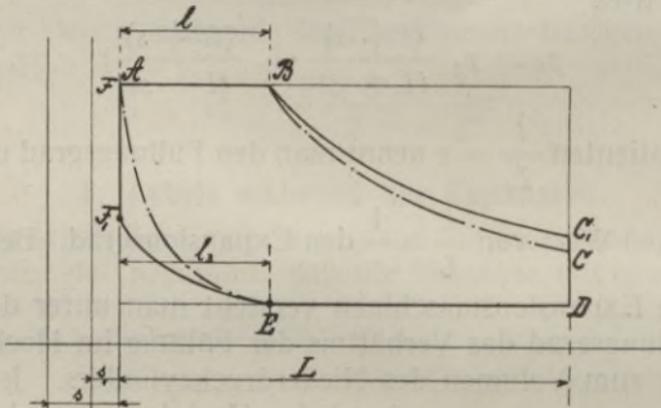


Fig. 3.

3. Wirkt er dadurch schädlich, daß er während der Füllungsperiode große Kondensationsverluste verursacht.

Fig. 3 zeigt deutlich die unter 1 und 2 geäußerten Nachteile.

Es ist in dieser Figur Diagramm  $ABCDEFA$  die Dampfarbeit für den schädlichen Raum  $s_1$ , Diagramm  $ABC_1DEF_1A$  diese für den schädlichen Raum  $s$ .

Allgemeine Regeln für den schädlichen Raum lassen sich nicht aufstellen. Seine Größe richtet sich nach der Gattung der Maschinen und beträgt bei Maschinen mit Flachschiebern:

- etwa 8—14% für große Zylinder,  
 „ 10—15% „ kleine „

Bei Maschinen mit Rundschiebern:

für kleine Zylinder etwa	20—30%
„ mittlere „ „	18—22%
„ große „ „	15—18%

Dabei gelten die großen Werte für schnellaufende Maschinen.

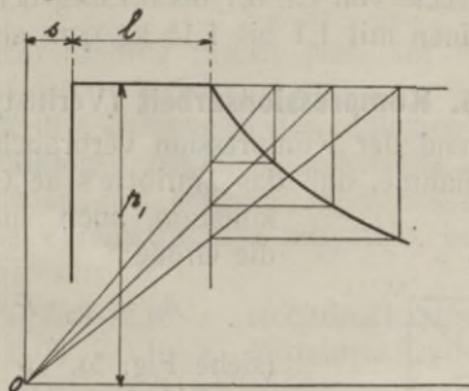


Fig. 4.

Aus Fig. 4 ist die Konstruktion der Expansionslinie, der gleichseitigen Hyperbel, ersichtlich.

### 3. Vorausströmungsarbeit.

Die Vorausströmung ist ein Arbeitsverlust von der Größe:

$$A_3 = F \cdot l_1 \cdot \frac{p_2 - p_0}{2}; \quad (\text{Fig. 1.})$$

Im allgemeinen wählt man die Vorausströmung etwa:

7—14% für Hochdruckzylinder,

9—18% „ Mitteldruckzylinder,

10—20% „ Niederdruckzylinder.

Hierbei gelten die großen Werte für Schnellläufer, die kleineren Werte für langsame Maschinen.

Vorausströmung und Kompression sind zwei voneinander abhängige Funktionen, die miteinander in Einklang gebracht werden müssen. Große Vorausströmung gibt geringe Kompression, kleine Vorausströmung hohe Kompression.

#### 4. Ausströmungsarbeit (Verlust).

Die Größe des Arbeitsverlustes beträgt während der Ausströmung:

$$A_4 = p_0 \cdot F \cdot (L - l_3).$$

Bei Maschinen mit Kondensation rechnet man mit einem Gegendruck von ca. 0,1 bis 0,15 kg/qcm absolut, bei Auspuffmaschinen mit 1,1 bis 1,15 kg/qcm absolut.

#### 5. Kompressionsarbeit (Verlust).

Die während der Kompression verbrauchte Arbeit hat unter der Annahme, daß das Mariotte'sche Gesetz  $p \cdot v =$  konstant auch hier gültig ist, die Größe:

$$A_5 = p_3 \cdot F \cdot s \cdot l_n \frac{p_3}{p_0}$$

(siehe Fig. 5).

Die von dem schädlichen Raum  $s$  während der Expansion geleistete Arbeit wird bei der Kompression teilweise wieder vernichtet.

Die Kompression ist sehr wichtig für den ruhigen Gang einer Maschine, da durch sie

die Gelenke so zusammengeschoben werden, daß beim Hubwechsel Stöße vermieden werden. Für die Gewinnung äußerer Arbeit ist die Kompression scheinbar unvorteilhaft, dies ist jedoch nicht der Fall, da der eintretende Frischdampf den schädlichen Raum voll hochgespanntem (komprimierten) Dampf gefüllt und vorgewärmt vorfindet. Im allgemeinen bleibt man mit dem Kompressions-Enddruck unter der Eintrittsspannung, um die Schleifenbildung, die einen Arbeitsverlust bedeutet, zu vermeiden. Die Kompression schwankt bei Schiffsmaschinen zwischen:

- 4—8% im Hochdruckzylinder,
- 7—14% „ Mitteldruckzylinder,
- 10—20% „ Niederdruckzylinder (beachte auch Vorausströmung).

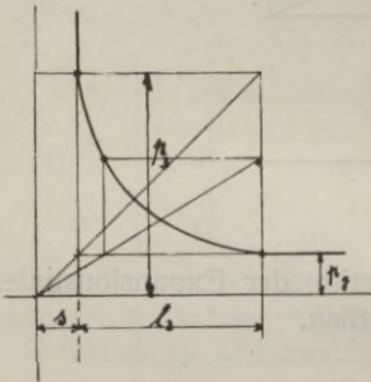


Fig. 5.

## 6. Voreinströmungsarbeit.

Für die Bestimmung des mittleren Druckes ist die Voreinströmung von ganz geringem Einfluß.

Die Voreinströmung darf nicht zu gering sein, damit beim Hubbeginn die Dampfkanäle genügend weit geöffnet sind.

Die Voreinströmung macht man auf der Deckelseite kleiner, als auf der Bodenseite: etwa  $\frac{1}{2}$  der letzteren. Diese Maßnahme hat ihre Ursache in der endlichen Pleuelstangenlänge. Die Füllungen zwischen Deckelseite und Bodenseite würden zugunsten der ersteren zu verschieden ausfallen. Man wählt die Voreinströmung allgemein, bezogen auf den halben Schieberhub:

Deckelseite	{	0,07 —0,16	r	Hochdruckzylinder,
		0,08 —0,19	r	Mitteldruckzylinder,
		0,085—0,21	r	Niederdruckzylinder.
Bodenseite	{	0,14 —0,22	r	Hochdruckzylinder,
		0,155—0,255	r	Mitteldruckzylinder,
		0,17 —0,3	r	Niederdruckzylinder.

Die Voreinströmung schwankt zwischen 2 mm bei kleinen und etwa 30 mm bei großen Maschinen.

Nach den vorausgegangenen Erörterungen wird die Dampfarbeit wie folgt ermittelt:

### 1. Einströmungsarbeit

$$A_1 = \left( \frac{p - p_1}{2} \cdot F \cdot l \right) + (p_1 \cdot F \cdot l)$$

### 2. Expansionsarbeit

$$A_2 = p_1 \cdot F (l + s) l_n \left( \frac{L + s}{l + s} \right)$$

### 3. Vorausströmungsarbeit (Verlust)

$$A_3 = \frac{p_2 - p_g}{2} \cdot F \cdot l_1$$

### 4. Ausströmungsarbeit (Verlust)

$$A_4 = p_g \cdot (L - l_3) \cdot F$$

### 5. Kompressionsarbeit (Verlust)

$$A_5 = p_3 \cdot F \cdot s \cdot l_n \frac{p_3}{p_g}$$

Gesamtarbeit:

$$A = A_1 + A_2 - (A_3 + A_4 + A_5)$$

$$A = \left\{ \frac{p - p_1}{2} \cdot F \cdot l + (p_1 \cdot F \cdot l) \right\} + \left\{ p_1 \cdot F \cdot (l + s) \cdot l_n \left( \frac{L + s}{l + s} \right) \right\} - \left\{ \frac{p_2 - p_g}{2} \cdot F \cdot l_1 \right\} - \left\{ p_g \cdot F \cdot (L - l_3) \right\} - \left\{ p_3 \cdot s \cdot F \cdot l_n \frac{p_3}{p_g} \right\}.$$

Nun kann man sich aber einen mittleren Druck  $p_i$  vorstellen, der dieselbe Arbeit während des ganzen Hubes  $L$  leistet.

Also:  $A = p_i \cdot F \cdot L - F \cdot L \cdot p_g$

oder:  $p_i = p \cdot \frac{l}{L} \cdot \left( 1 + l_n \frac{L}{l} \right)$

für  $\frac{l}{L} = \varepsilon$  und  $\frac{L}{l} = \frac{1}{\varepsilon}$  eingesetzt

ergibt sich:  $p_i = p \cdot \varepsilon \cdot \left( 1 + l_n \frac{1}{\varepsilon} \right).$

Fasst man nun die Werte für den schädlichen Raum, den Spannungsabfall während der Einströmung, den Verlust der Vorausströmung und die Kompression etc. in dem in dem Völligkeitskoeffizienten  $\varkappa$  zusammen, dann wird der tatsächliche mittlere indizierte Druck

$$p_{mi} = \varkappa \cdot p \cdot \varepsilon \cdot \left( 1 + l_n \frac{1}{\varepsilon} \right).$$

Der Koeffizient  $\varkappa$  ist nach dem bisher Gesagten abhängig von der Wirkungsweise der Steuerung, den Abkühlungs- und Drosselverlusten usw. Für Maschinen mit Kondensation rechnet man bei:

Einzylindermaschinen:

Große Maschinen kleine Umdr.  $\kappa = 0,7 - 0,75$ ,  
 kleine „ große „  $\kappa = 0,65 - 0,7$ .

Kompoundmaschinen:

Große Maschinen kleine Umdr.  $\kappa = 0,6 - 0,675$ ,  
 kleine „ große „  $\kappa = 0,55 - 0,6$ .

Dreifache Expansionsmaschinen.

a) mit 3 Zylindern:

Große Maschinen kleine Umdr.  $\kappa = 0,53 - 0,55$ ,  
 kleine „ bis etwa 100 Umdr.  $\kappa = 0,55 - 0,6$ .

b) mit 4 Zylindern:

Große Umdrehungszahl  $\kappa = 0,5 - 0,52$ ,  
 bis etwa 100 Umdr.  $\kappa = 0,54$ .

Arbeiten die Maschinen mit Auspuff, dann ist unter Berücksichtigung des Gegendruckes  $p_g$  der mittlere Druck

$$p_{mi} = \kappa \left\{ p \cdot \varepsilon \left( 1 + l_n \frac{1}{\varepsilon} \right) - p_g \right\}$$

Tabelle 5 gibt ausgerechnete Werte für  $\Theta = \varepsilon \left( 1 + l_n \frac{1}{\varepsilon} \right)$

bei verschiedenen Füllungsgraden.

Tabelle Nr. 5.

Werte von  $\Theta = \varepsilon \left( 1 + l_n \frac{1}{\varepsilon} \right)$ .

$\varepsilon$	$\Theta$								
0,01	0,056	0,10	0,330	0,19	0,506	0,28	0,636	0,40	0,767
0,02	0,098	0,11	0,353	0,20	0,522	0,29	0,649	0,45	0,810
0,03	0,135	0,12	0,374	0,21	0,538	0,30	0,661	0,50	0,847
0,04	0,169	0,13	0,395	0,22	0,555	0,31	0,673	0,55	0,879
0,05	0,200	0,14	0,415	0,23	0,569	0,32	0,685	0,60	0,906
0,06	0,229	0,15	0,435	0,24	0,583	0,33	0,696	0,65	0,930
0,07	0,257	0,16	0,453	0,25	0,597	0,34	0,707	0,70	0,949
0,08	0,282	0,17	0,471	0,26	0,610	0,35	0,717	0,75	0,969
0,09	0,307	0,18	0,489	0,27	0,624	0,375	0,743	0,80	0,978

## B. Kolbenhub, Umdrehungszahl und Kolbengeschwindigkeit.

Der vom Kolben während einer Umdrehung zurückgelegte Weg ist:  $2 \cdot l$  (in m). Bei  $n$  Umdrehungen pro Minute wird die mittlere Kolbengeschwindigkeit, gleichmäßige Rotation vorausgesetzt:

$$c_m = \frac{2 \cdot l \cdot n}{60} = \frac{l \cdot n}{30}; \text{ (m pro Sek.)}$$

Die zulässige Kolbengeschwindigkeit steht mit der verfügbaren Dampfspannung in ursächlichem Zusammenhang. Sie darf nie so groß werden, daß zu ihrer Erzeugung in den Massen ein höherer Druck erforderlich wäre, als der Dampf auf den Kolben ausüben kann. Nach Radinger berechnet sich die maximale Kolbengeschwindigkeit aus der Gleichung:

$$p - p_g = \frac{\pi^2}{2g} \left( 1 + \frac{r}{L} \right) \frac{P}{F \cdot l} \cdot v^2;$$

hierin ist:  $p$  = Anfangsdruck in kg/qcm absolut,

$p_g$  = Gegendruck in kg/qcm absolut,

$r$  = Kurbelradius in m,

$L$  = Pleuelstangenlänge in m,

$P$  = Gewicht der oszillierenden Massen in kg,

$F$  = Zylinderquerschnitt in qcm,

$l$  = Hublänge =  $2r$ ,

$v$  = maximale Kolbengeschwindigkeit =  $\left( \frac{2r\pi n}{60} \right)$ .

Tabelle Nr. 6 gibt einige Werte mittlerer Kolbengeschwindigkeiten, Hub- und Umdrehungszahlen ausgeführter Schiffsmaschinen.

Tabelle Nr. 6.

Typ der Maschine	$n$	$l = 2r = m$	Überdruck p/kg/qcm	$c_m$ m/sek.
Schnelldampfer . . . . .	75—90	1,600—1,900	10—12,5	4—5,7
Panzerschiffe . . . . .	100—130	0,900—1,300	12—18,5	3—5,6
Große Passagierdampfer	70—100	1,300—1,500	10—12,5	3,3—5
Kleine „	150—250	0,250—0,500	8—10	1,25—4,1
Große Frachtdampfer	70—95	0,900—1,400	10—12,5	2,1—4,5
Kleine „	100—130	0,600—0,900	8—10	2,0—3,9
Kreuzer . . . . .	120—180	0,600—0,900	12—18,5	2,4—5,4
Torpedojäger u. Boote .	300—400	0,400—0,500	16—18,5	4—6,6

### C. Bestimmung der Zylinderverhältnisse.

Bei einer Schiffsmaschine zielt man fast immer darauf hin, für jeden Zylinder gleiche Leistungen zu erhalten. Dies trifft meistens bei Zwei- und Dreizylindermaschinen zu. Bei vier- und mehrzylindrigen Maschinen dagegen sieht man von dieser Forderung mit Rücksicht auf ein gleichmäßiges Drehmoment bzw. auf den günstigsten Massenausgleich ab.

Für die Wahl der Zylinderverhältnisse gibt Fig. 6 das auf den Niederdruckzylinder bezogene Diagramm, einen ungefähren Anhalt. Hierin ist

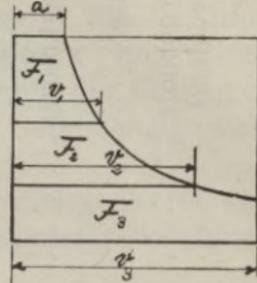


Fig. 6.

$a$  = Füllung, auf den Niederdruckzylinder reduziert.

Teilt man das Diagramm in drei gleiche Flächenteile  $F_1$ ,  $F_2$  und  $F_3$ , dann ist:

- $V_1$  = Volumen des Hochdruckzylinders,
- $V_2$  = „ „ „ Mitteldruckzylinders,
- $V_3$  = „ „ „ Niederdruckzylinders;

ferner:

$$\frac{a}{V_1} = \text{Füllungsgrad des Hochdruckzylinders,}$$

$$\frac{V_1}{V_2} = \text{„ „ „ Mitteldruckzylinders,}$$

$$\frac{V_2}{V_3} = \text{„ „ „ Niederdruckzylinders,}$$

$$\frac{a}{V_3} = \text{Gesamtfüllungsgrad und } 1 : \frac{V_2}{V_1} : \frac{V_3}{V_1} = \\ = \text{Zylinderverhältnis.}$$

Berücksichtigt man den Gegendruck, den Spannungsabfall während des Eintritts und der Vorausströmung sowie die Kompression, so kann man mit einiger Sicherheit passende Zylinderverhältnisse ermitteln. Durch Veränderung der Füllungen im Mittel- und Niederdruckzylinder lassen sich die

Tabelle Nr. 7.

Maschinentyp	Zyl.		Füllung im H. D. %	Gesamt- Expans. $\frac{1}{s}$	$N_i$	Umdreh. pro Min.	$p$
	I.	II. III.					
Kleine leichte 2fache Exp.-Masch.	1:3	}	50—70	5—8	125—600	bis 300	8—10
	1:4		50—70	5—8	$\left\{ \begin{array}{l} 750 \\ 2000 \end{array} \right.$	100—150	8—10
„ schwere 2 „ „	1:4	}	60—70	9,5—12	$\left\{ \begin{array}{l} 2000 \\ 7000 \end{array} \right.$	70—100	10—12,5
3fache Expansionsmaschine	1:4,5		70—75	8—10	$\left\{ \begin{array}{l} 6000 \\ 15000 \end{array} \right.$	75—90	10—12,5
für große Passagierdampfer . . .	1:2,6 : 6,8 1:3,2 : 7,2	}	70—75	6,8—10	$\left\{ \begin{array}{l} 5000 \\ 10000 \end{array} \right.$	100—130	12—18,5
„ Schnelldampfer . . . . .	1:2,4 : 6 1:3 : 7		70—75	8	$\left\{ \begin{array}{l} 2000 \\ 5000 \end{array} \right.$	120—180	12—18,5
„ Linienschiffe . . . . .	1:2 : 4,75 1:2,65 : 7,1	}	70—75	6,8—10,8	$\left\{ \begin{array}{l} 2500 \\ 12500 \end{array} \right.$	115—200	12—18,5
„ Panzerkreuzer . . . . .	1:2,2 : 4,8 1:2,6 : 7,5		70—75	8	$\left\{ \begin{array}{l} 2000 \\ 5000 \end{array} \right.$	120—180	12—18,5
„ Kreuzer . . . . .	1:2,45 : 5,7	}	65—80	6—7,5	bis 6000	300—400	16—18,5
„ Torpedoboote . . . . .	1:2,1 : 4,4 1:2,2 : 5		65—80	6—7,5	bis 6000	300—400	16—18,5
„ Torpedojäger . . . . .	1:2,2 : 5						

Leistungen in den einzelnen Zylindern in weiten Grenzen regulieren. Vergrößert man z. B. im Niederdruckzylinder die Füllung, dann sinkt dessen Arbeitsleistung, während die des Mitteldruckzylinders steigt. Vergrößert man die Füllung im Mitteldruckzylinder, dann steigt die Leistung im Hochdruckzylinder, da der Gegendruck im Mitteldruck-Überströmrohr sinkt. Die Veränderung der Füllungen kann gewöhnlich für jeden Zylinder unabhängig vorgenommen werden.

In vorstehender Tabelle Nr. 7 sind einige Werte von Zylinderverhältnissen und Füllungen ausgeführter Maschinen zusammengestellt.

Das kleinste Füllungsverhältnis darf mit Rücksicht auf den Enddruck nie kleiner werden als:

$$\frac{l}{L \cdot a} = \frac{p_g}{p};$$

und mit Rücksicht auf die Massenbeschleunigung

$$\frac{l}{L \cdot a} = \frac{1}{8} \cdot \frac{p}{p - p_g};$$

die Zylinderfüllung nimmt man für voll ausgelegte Steuerung etwa:

- 60—80% für den Hochdruckzylinder,
- 55—70% „ „ Mitteldruckzylinder,
- 50—65% „ „ Niederdruckzylinder.

### Kapitel III.

## Die Steuerungen.

Allgemein verwendet man bei Maschinen für Handelsschiffe für den Hoch- und Mitteldruckzylinder Rundschieber, für die Niederdruckzylinder entweder gewöhnliche oder entlastete Flachschieber. Bei Kriegsschiffsmaschinen der größeren Leichtigkeit wegen fast ausschließlich Rundschieber.

Für die Bestimmung der erforderlichen Kanalquerschnitte und Schieberöffnungen gilt die Gleichung:

$$f = \frac{F \cdot c_m}{v};$$

hierin ist:

- $f$  = freier Querschnitt des Dampfkanals bzw. des Schieberspiegels in qcm,
- $F$  = Kolbenfläche in qcm,
- $c_m$  = mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sek.,
- $v$  = zulässige mittlere Dampfgeschwindigkeit in m/sek.

Die zulässigen mittleren Dampfgeschwindigkeiten betragen:

Tabelle Nr. 8.

Im Hauptdampfrohr . . . . .	30—40 m/sek.
In den Dampfkanälen:	
Hochdruckzylinder . . . . .	25—30 „
Mitteldruckzylinder . . . . .	30—35 „
Niederdruckzylinder . . . . .	35—45 „
In den Ausströmkanälen und Überströmrohren:	
Hochdruckzylinder . . . . .	20—25 „
Mitteldruckzylinder . . . . .	25—30 „
Niederdruckzylinder . . . . .	30—35 „

Bei raschlaufenden und leichten Maschinen werden diese Geschwindigkeiten im Interesse der Leichtigkeit und Raumsparnis teilweise bis um 20% vergrößert. Die Dampfkanäle sollen so angeordnet sein, daß sie möglichst wenig die Strömungsrichtung des Dampfes hindern. Scharfe Krümmungen sind unter allen Umständen zu vermeiden.

Die maximale Dampfgeschwindigkeit beträgt bei einem Verhältnis  $\frac{r}{L} = \frac{1}{5}$  annähernd das 1,6fache der mittleren Dampfgeschwindigkeit.

### Entwurf der Steuerung.

Zur Bestimmung der Steuerungselemente benutzt man in der Regel das Schieberdiagramm von Müller-

Releaux oder das von Zeuner. Zum Entwurf sind erforderlich:

- die Kanalweite  $w$ ,
- das lineare Voröffnen  $l_B$  bzw.  $l_D$ ,
- die Füllungen auf Boden- und Deckelseite.

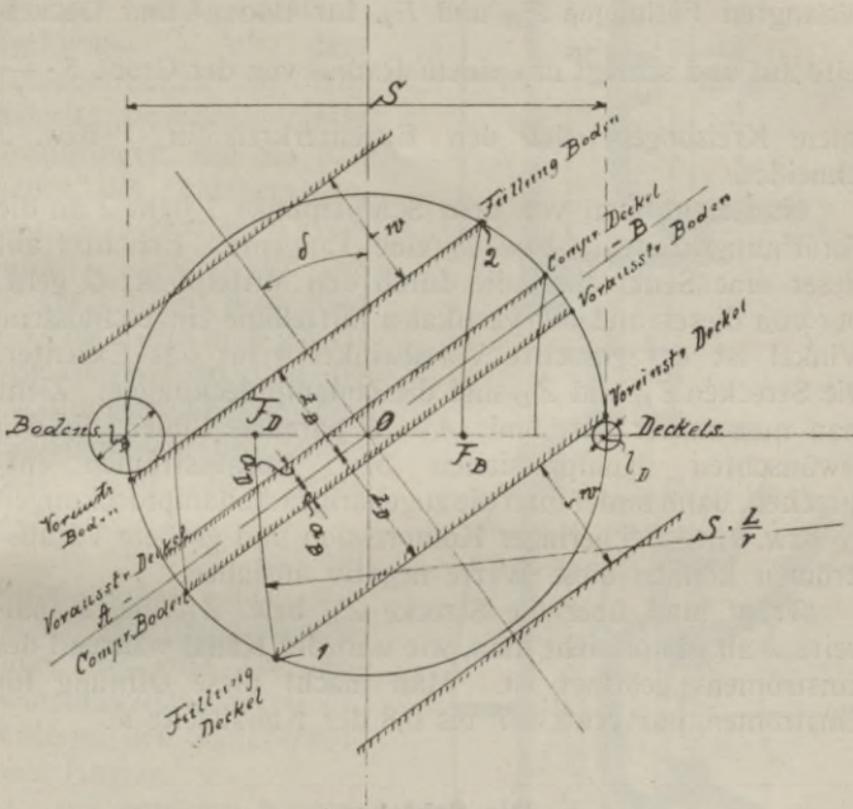


Fig. 7.

Der Schieberhub  $S$  ist zur Vermeidung von großen Massenbeschleunigungen und großer Reibungsarbeit, die annähernd proportional mit dem Schieberhub wachsen, so gering als möglich zu machen, gewöhnlich  $2w$  bis  $3w$ . Bei ganz großen Maschinen führt man aus diesem Grunde Schieber mit doppelten oder dreifachen Kanälen aus.

Fig. 7 zeigt die Konstruktion des Schieberdiagramms von Müller-Releaux. Man schlägt um den Mittelpunkt  $O$

einen Kreis mit dem Halbmesser  $\frac{S}{2}$ ; trägt auf der horizontalen Mittellinie im Schnittpunkt mit dem Kreisbogen das gewählte Voröffnen ebenfalls als Kreis mit dem Radius  $l_B$  bzw.  $l_D$  auf. Ferner trägt man auf der horizontalen Mittellinie die verlangten Füllungen  $F_B$  und  $F_D$  für Boden- und Deckel-seite auf und schlägt mit einem Radius von der Größe  $S \cdot \frac{L}{r}$  einen Kreisbogen, der den Exzenterkreis in 1 bzw. 2 schneidet.

Nun zieht man von dem Schnittpunkt 1 bzw. 2 an die Voröffnungskreise  $l_D$  bzw.  $l_B$  eine Tangente. Errichtet auf dieser eine Senkrechte, die durch den Mittelpunkt  $O$  geht. Der von dieser und der vertikalen Mittellinie eingeschlossene Winkel ist der gesuchte Voreilwinkel  $\delta$  für das Exzenter. Die Strecken  $Z_B$  und  $Z_D$  sind die Zudampfdeckungen. Zieht man nun zu der Mittellinie  $A - B$  parallele Linien, die den gewünschten Kompressionen bzw. Vorausströmen entsprechen, dann findet man die zugehörigen Abdampfdeckungen  $a_B$  bzw.  $a_D$ . Bei geringer Kompression und großem Vorausströmen können diese Werte negativ ausfallen.

Trägt man über die Strecke  $Z_B$  bzw.  $Z_D$  die Kanalweite  $w$  ab, dann sieht man, wie weit der Kanal während des Einströmens geöffnet ist. Man macht diese Öffnung für Einströmen nur etwa 0,7 bis 0,8 der Kanalweite  $w$ .

### Die Schieber.

Bei kleinen Maschinen und Dampfspannungen bis etwa 8 kg Überdruck pro qcm kommt fast ausnahmsweise nur der gewöhnliche Flachschieber Fig. 8 zur Anwendung.

Es bezeichnet:

- $b$  = Kanalbreite,
- $w$  = Kanalweite,
- $Z_B$  und  $Z_D$  die Zudampfdeckungen,
- $a_B$  und  $a_D$  die Abdampfdeckungen.

Die lichte Höhe  $h$  des Schiebers muß mindestens  $= w$  sein.

Für innere Einströmung vertauschen sich die Zu- und Abdampfdeckungen. Auf dem Schieberrücken ist eine federbelastete Schleifplatte anzubringen, die ein Abheben des Schiebers von dem Schieberspiegel verhindert. Die Breite des Steges  $s$  macht man etwa  $1,5 \delta$  bis  $2 \delta$ , es muß jedoch beachtet werden, daß die Dichtungsfläche in den Endstellungen des Schiebers nicht zu gering werden.

In Fig. 9 ist ein Rundschieber mit einfacher Eröffnung, ausgeführt für eine Torpedobootsmaschine, dargestellt. Material des Schieberkörpers Bronze.

Bei größeren Maschinen läßt man den Schieber nicht direkt auf dem Schieberspiegel des Zylinders gleiten, sondern bringt eine auswechselbare Schieberplatte an, deren Stärke  $\delta_1$  etwa  $\delta$  bis  $1,5 \delta$  beträgt.

Da jedoch diese Schieber eine verhältnismäßig große Reibungs-

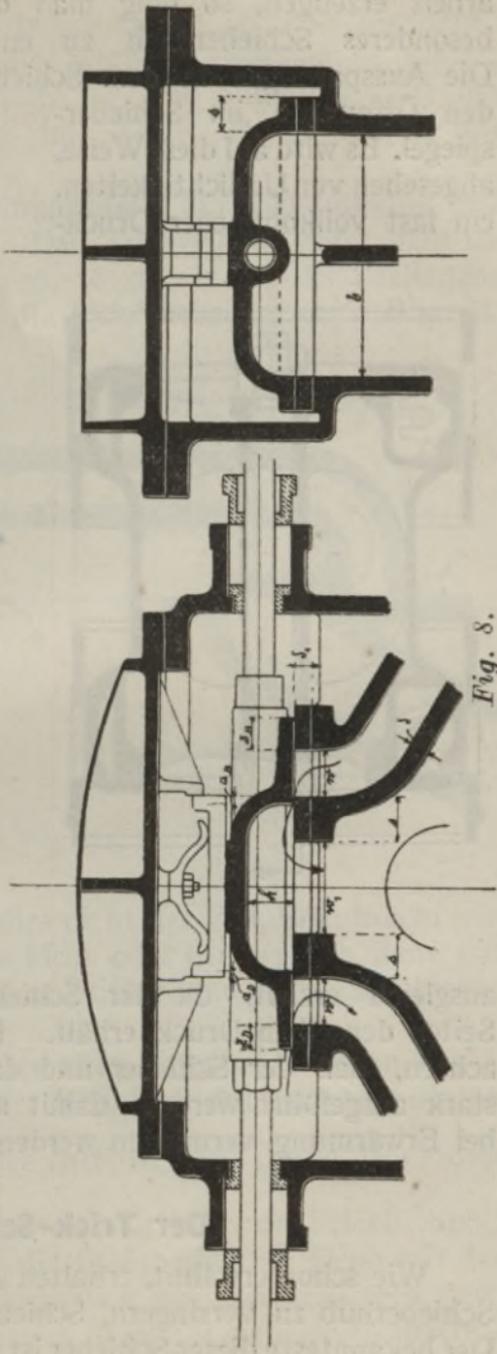


Fig. 8.

arbeit erzeugen, so ging man dazu über, sie durch ein besonderes Schieberdach zu entlasten. (siehe Fig. 10). Die Aussparungen in dem Schieberdach entsprechen genau den Öffnungen im Schieber-  
spiegel. Es wird auf diese Weise, abgesehen von Undichtigkeiten, ein fast vollkommener Druck-

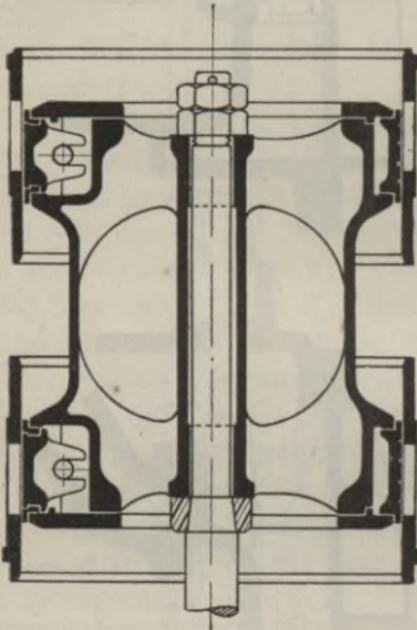


Fig. 9.

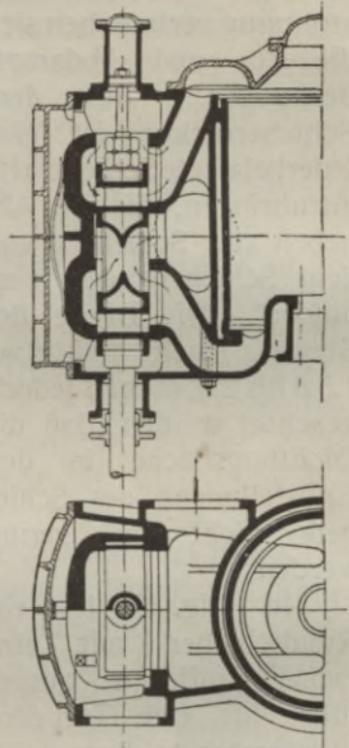


Fig. 10.

ausgleich erzielt, da der Schieber nunmehr von beiden Seiten denselben Druck erhält. Es ist besonders darauf zu achten, daß der Schieber und das Schieberdach genügend stark ausgeführt werden, damit schädliche Durchbiegungen bei Erwärmung vermieden werden.

### Der Trick-Schieber.

Wie schon erwähnt, erhalten größere Maschinen, um den Schieberhub zu verringern, Schieber mit mehreren Kanälen. Der bekannteste dieser Schieber ist der Trick-Schieber (Fig. 11).

Die Überdeckungen für Zu- und Abdampf werden in derselben Weise wie für den gewöhnlichen Schieber bestimmt. Die Weite des Trick-Kanales wechselt zwischen  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{2}$  der gewöhnlichen Kanalweite  $w$ . Die Mündungsweite des eigentlichen Dampfkanales im Spiegel ist mindestens mit  $2w_1 + c$  zu bemessen.

Hierin ist  $w_1 =$  Eröffnungsweite für Einströmung und Weite des Trick-Kanales. Den Trick-Kanal rückt man soweit als möglich nach außen, so daß in den Endstellungen des Schiebers mindestens die Sicherheitsdeckung  $c$  (Fig. 11)

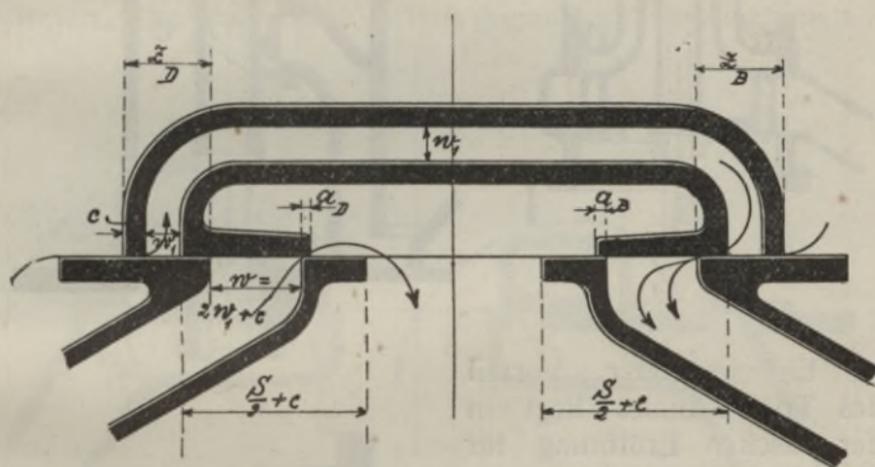


Fig. 11.

noch vorhanden ist. Ist dies nicht der Fall, d. h. macht man die Sicherheitsdeckung zu klein oder gar negativ, dann tritt der Frischdampf, der in dem Trick-Kanal steht, ungehindert in den Abdampfraum.

Es müssen daher unter allen Umständen die in Fig. 11 bezeichneten Kanten in der Mittellage des Schiebers um den Betrag  $\frac{S}{2} + c$  voneinander entfernt sein. Durch Anwendung des Trick-Kanales verringert sich nicht nur der Schieberhub  $S$ , sondern auch gleichzeitig die Schieberlänge. Denn mit dem Schieberhub verkleinern sich auch die Überdeckungen, sowie die Weite des Austrittskanales in der Schieberspiegelmitte.

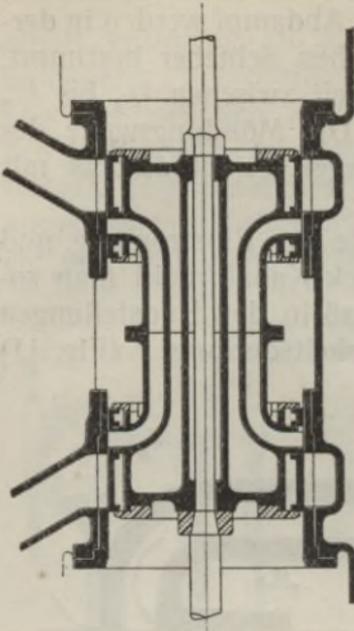


Fig. 12.

Ein weiterer Vorteil des Trick-Kanales liegt in der raschen Eröffnung für den Eintritt, wodurch der sonst unvermeidliche Spannungsabfall während der Eintrittsperiode wesentlich verringert wird.

In Fig. 11 sind die Werte für die Kanalweiten eines Trick-Schiebers eingetragen. Für den Austritt kommt als größte Öffnung die gesamte Kanalweite  $w$ , für den Eintritt die Kanalweite  $2w_1$  in Betracht. Fig. 12 zeigt eine Schieberausführung eines Rundschiebers mit Trick-

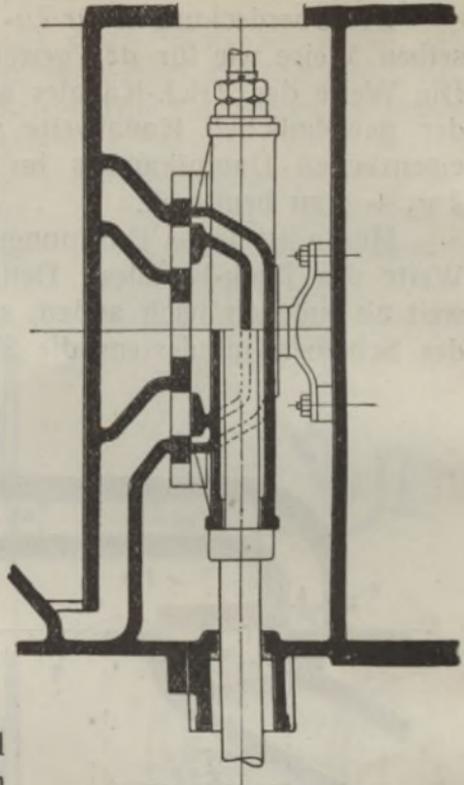


Fig. 13.

Kanal, während Fig. 13 einen Flachschieber mit Trick-Kanal, ausgeführt für eine kleine Handelsschiffsmaschine, darstellt.

### Der Penn-Schieber.

Wendet man den Trick-Kanal auch für die Ausströmung an, dann erhält man den Penn-Schieber. Eine schematische Darstellung des Penn-Schiebers zeigt Fig. 14.

Der Penn-Schieber wird häufig bei großen Schiffsmaschinen für Mitteldruck- und Niederdruckschieber angewendet. Er wird länger, höher und schwerer als der Trick-Schieber, ohne wesentliche Vorteile gegenüber diesem zu bieten.

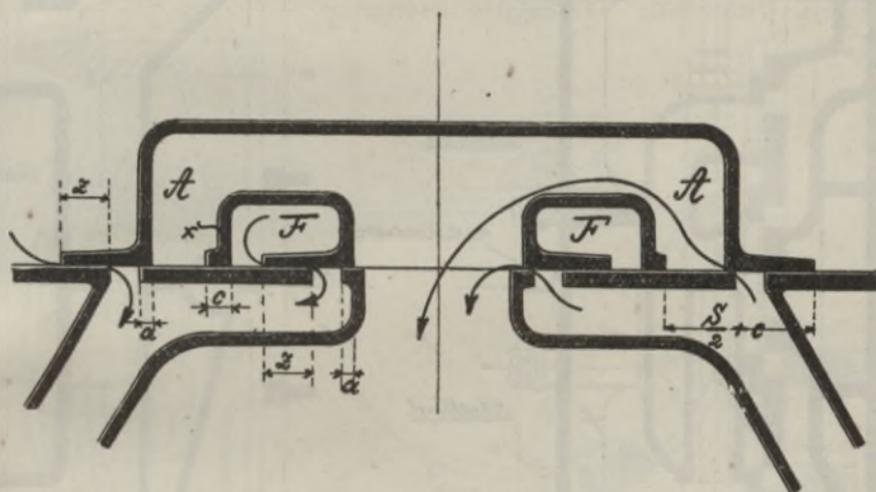


Fig. 14.

Fig. 14 gibt die ungefähren Abmessungen für Schieber und Schieberspiegel. Der Fuß der Trennungswand  $x$  muß mindestens eine Breite gleich der Sicherheitsdeckung  $c$  aufweisen. Die Wand ist so anzuordnen, daß sie in einer Schieberendlage die Kanalmündung noch nicht verengt. Es ist zu beachten, daß die Mittelöffnung im Schieberspiegel bei äußerster Stellung noch den vollen Querschnitt freigibt.

Der Kanal  $A$ , durch welchen die halbe Abdampfmenge zur Mitte des Schiebers geht, muß einen Querschnitt von  $\geq \frac{1}{2}f$  aufweisen, während die beiden Querschnitte  $F$  im Schieber, durch welche der Frischdampf, von der Seite her,

zur inneren Einlaßkante gelangt,  $\geq \frac{1}{4} f$  sein müssen. Die steuernden Kanten einer Schieberseite müssen auch hier mindestens um den Betrag  $\frac{S}{2} + c$  voneinander entfernt sein. Im übrigen ist das für den Trick-Schieber Gesagte auch hier

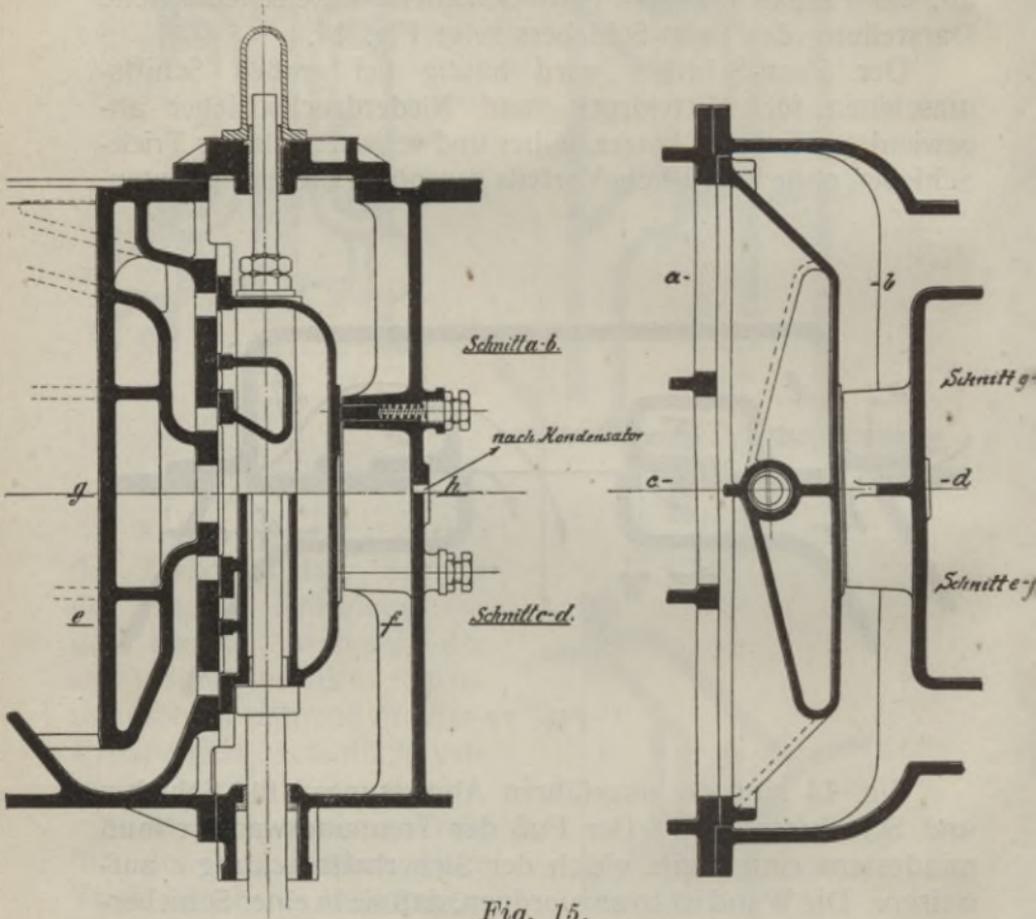


Fig. 15.

der Fall. Eine Penn-Schieberausführung zeigt Fig. 15. Dieser Schieber ist teilweise entlastet. Die Entlastung wird durch einen an den Kondensator angeschlossenen Raum zwischen Schieberrücken und Schieberkastendeckel herbeigeführt. Die Dichtungsringe werden mit Federn gegen das Schieberdach gepreßt.

Die Flachschieber werden aus bestem feinkörnigen Gußeisen hergestellt. Rundschieber findet man aus Gußeisen, Stahlguß, Bronze oder Aluminium (für Torpedoboote). Die Rundschieber haben gußeiserne federnde Ringe mit Schloß.

Fig. 16 zeigt eine Schloßverbindung eines Schieberringes.

Fig. 17 zeigt ein Schieberschloß für einen kleinen Rundschieber. Dieses Schloß besteht aus einem Bronzestück, das in entsprechende Aussparungen des Schieberringes eingesetzt und mit diesem

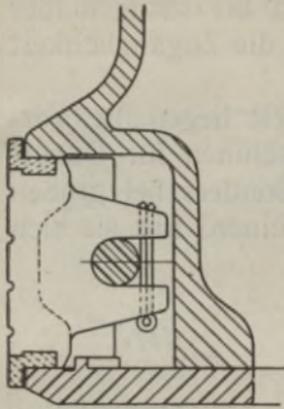


Fig. 16.

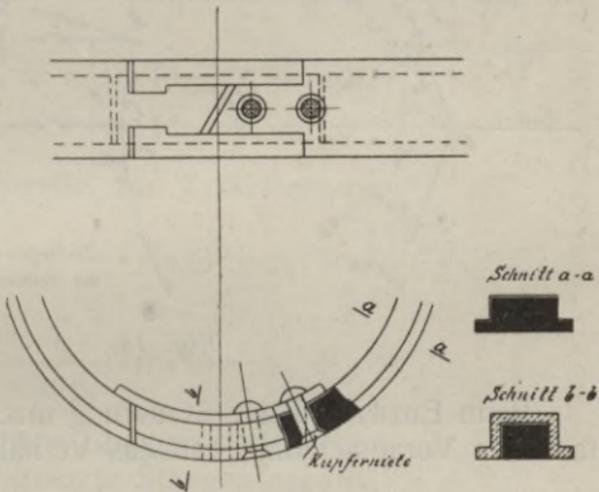


Fig. 17.

an einer Seite durch Kupferrieten verbunden wird, während die andere Seite frei federn kann.

#### Kapitel IV.

### Die Umsteuerungen.\*)

Die gebräuchlichste Art der Umsteuerung ist die mittels der Stephenson'schen Kulissee.

\*) S. a. Leist, Die Steuerungen der Dampfmaschinen.  
Ferner Bauer, Die Schiffsmaschinen und Kessel.

In bezug auf Anordnung und Anzahl der Einzelteile zeichnet sich diese Steuerung durch große Übersicht und Einfachheit aus. Die Abnutzungen sind bei sachgemäßer Konstruktion und guter Wartung gering, die Zugänglichkeit und Nachstellbarkeit sehr bequem.

Hierin und in ihrer Unempfindlichkeit liegen die Vorzüge dieser Steuerung, die diese bei Maschinen für Dauerbetrieb so geeignet erscheinen läßt. Besonders bei großen Anlagen (Schnell- und Postdampfmaschinen) hat sie sich ausgezeichnet bewährt.

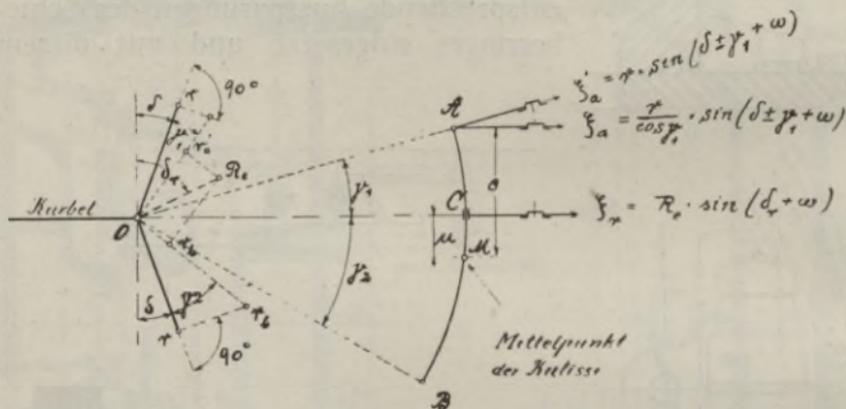


Fig. 18.

Beim Entwurf dieser Steuerung macht man die vereinfachende Voraussetzung, daß das Verhältnis von Exzenterstangenlänge zur halben Exzentrizität  $\frac{l}{r} = \infty$  ist und daß

sämtliche Kulissenpunkte sich geradlinig bewegen. Durch die Art der Aufhängung des Steuergestänges weicht die Bewegung jedoch mehr oder weniger von der geradlinigen Bewegung ab und bildet eine liegende Acht.

Für Vorwärts- und für Rückwärtsgang ist je ein Exzenter auf die Kurbelwelle aufgekeilt, deren Voreilwinkel gewöhnlich von gleicher Größe sind. Die Übertragung der Bewegung auf die Schieberstange erfolgt durch die Exzenterstangen auf die Kulisse. Durch Verschieben der Kulisse wird die Umsteuerung bewirkt.

In Fig. 18 erscheinen die Kulissenpunkte  $A$  und  $B$  in der Schubrichtung  $OA$  bzw.  $OB$  gesteuert durch einen Exzenter vom Radius  $r$  und den Voreilwinkel  $\delta + \gamma_1$  bzw.  $\delta + \gamma_2$ .

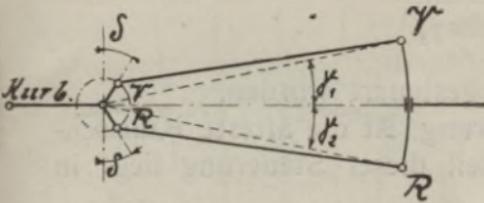


Fig. 19.

offene Stangen

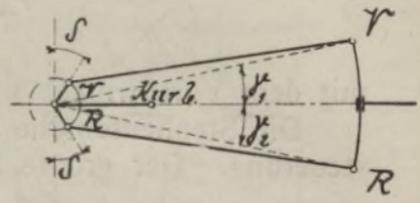


Fig. 20.

Die Ablenkungen des Schiebers ergeben sich aus den Beziehungen:

$$\xi'_A = r \cdot \sin(\delta \pm \gamma_1 + \omega)$$

$$\xi'_B = r \cdot \sin(\delta \pm \gamma_2 + \omega)$$

Ablenkungen parallel zur Zylinderebene:

$$\xi_A = \frac{r}{\cos \gamma_1} \cdot \sin(\delta \pm \gamma_1 + \omega)$$

$$\xi_B = \frac{r}{\cos \gamma_2} \cdot \sin(\delta \pm \gamma_2 + \omega)$$

$\gamma$  für offene Stangen positiv,  
 $\gamma$  „ gekreuzte Stangen negativ.

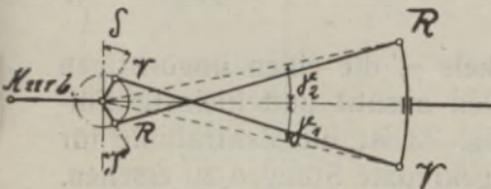


Fig. 21.

gekreuzte Stangen

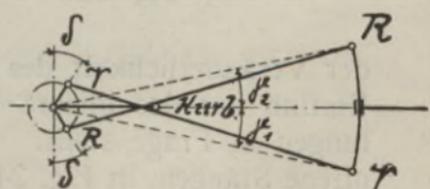


Fig. 22.

Fig. 19 bis 22 zeigen die Exzenterstellungen zur Kurbel für äußere und innere Einströmung für offene und gekreuzte Exzenterstangen.

Die Punkte  $A$  und  $B$  bewegen sich demnach in Richtung der Zylinderebene genau so, als ob sie durch die Exzentrizitäten

$$r_A = \frac{r}{\cos \gamma_1}$$

mit dem Voreilwinkel  $\delta \pm \gamma_1$  gesteuert würden.

Die Stephenson'sche Steuerung ist die älteste Kulissensteuerung. Der größte Nachteil dieser Steuerung liegt in

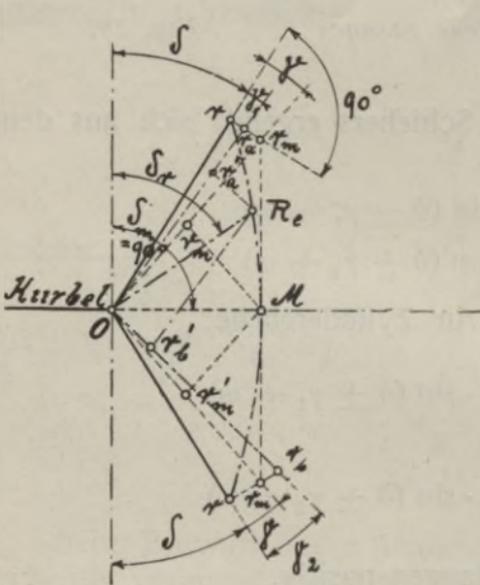


Fig. 23.

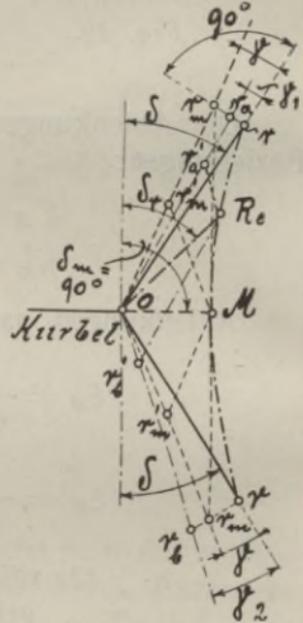


Fig. 24.

der Veränderlichkeit des Winkels  $\gamma$ , die einen ungünstigen Einfluß auf das lineare Voreilen ausübt und kleinste Füllungen in Frage stellt. In Fig. 23 ist die Zentrallinie für offene Stangen, in Fig. 24 für gekreuzte Stangen zu ersehen. Nach diesen Figuren nimmt das lineare Voreilen für offene Stangen mit zunehmendem Voreilwinkel zu, für gekreuzte Stangen dagegen ab.

Dieser prinzipielle Nachteil kommt jedoch bei Schiffsmaschinen kaum in Betracht, weil diese Maschinen meist nur mit größter Füllung arbeiten und die Expansion nur in ge-

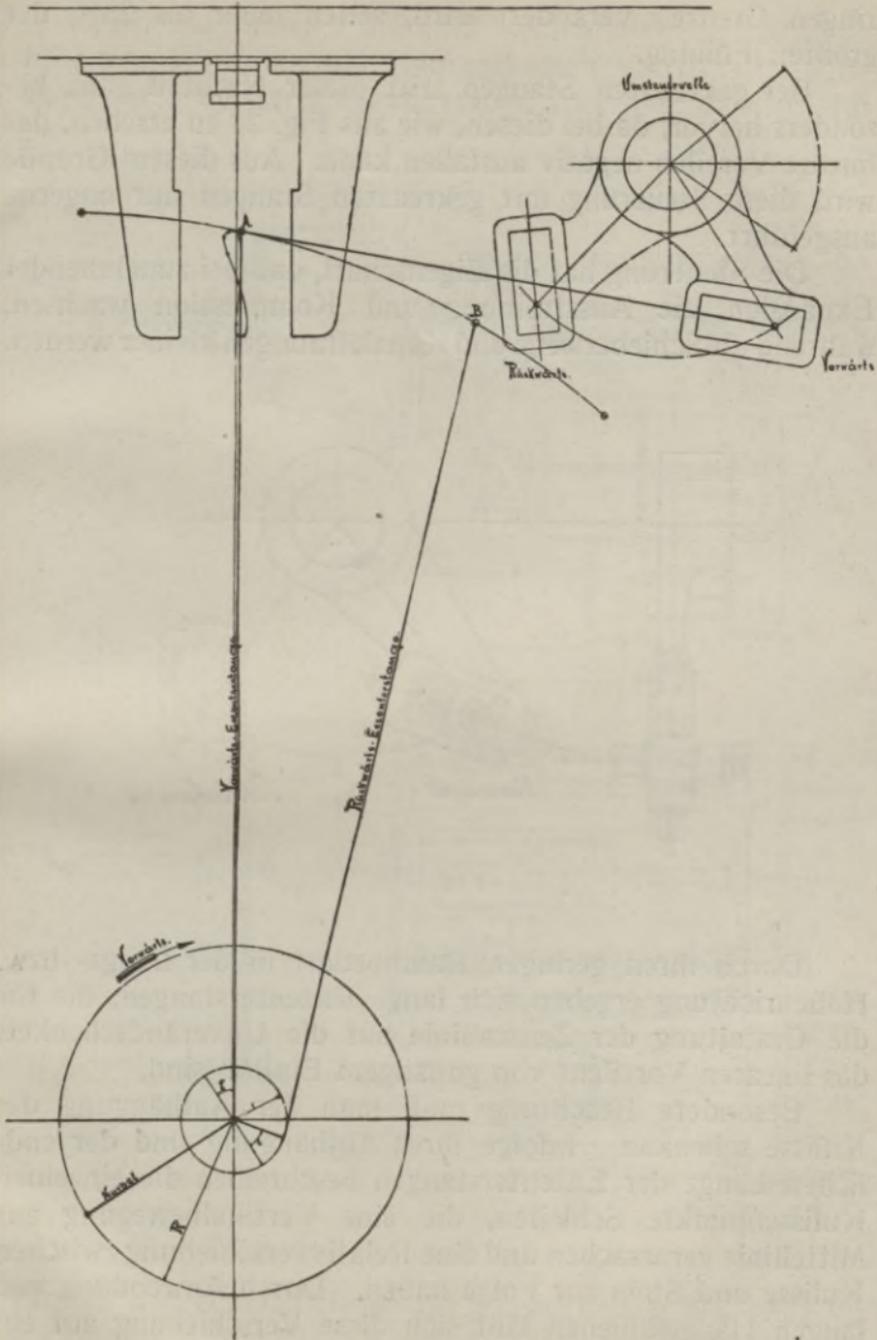


Fig 25.

ringen Grenzen verändert wird, selten mehr als 25% der größten Füllung.

Bei gekreuzten Stangen tritt dieser Nachteil ganz besonders hervor, da bei diesen, wie aus Fig. 24 zu ersehen, das lineare Voreilen negativ ausfallen kann. Aus diesem Grunde wird diese Steuerung mit gekreuzten Stangen nur ungerne ausgeführt.

Die Steuerung hat die Eigenschaft, daß bei zunehmender Expansion die Ausströmung und Kompression wachsen, während die Schieberwege und Kanalöffnungen kleiner werden.

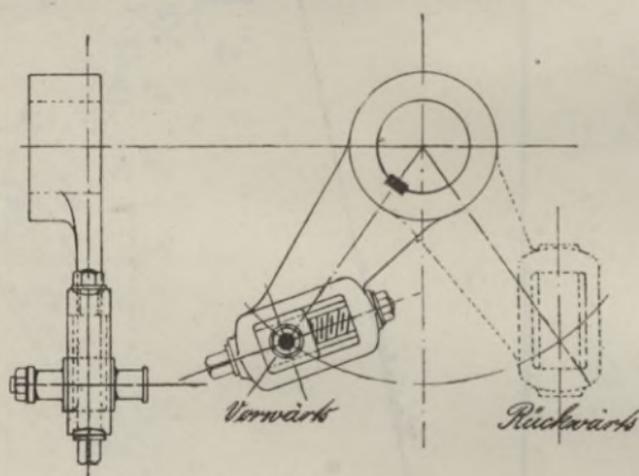


Fig. 26.

Durch ihren geringen Raumbedarf in der Längs- bzw. Höhenrichtung ergeben sich lange Exzenterstangen, die für die Gestaltung der Zentrallinie auf die Unveränderlichkeit des linearen Voreilens von günstigem Einfluß sind.

Besondere Beachtung muß man der Aufhängung der Kulissee schenken. Infolge ihrer Aufhängung und der endlichen Länge der Exzenterstangen beschreiben die einzelnen Kulissenpunkte Schleifen, die eine Vertikalbewegung zur Mittellinie verursachen und eine Relativverschiebung zwischen Kulissee und Stein zur Folge haben. Durch Anwendung von langen Hängeschienen läßt sich diese Verschiebung auf ein Mindestmaß bringen.

Für Maschinen, die nur ausnahmsweise rückwärts arbeiten, läßt man die Hängeschienen vorteilhaft an dem Zapfen der Vorwärtsexzenterstange angreifen, da hierbei der

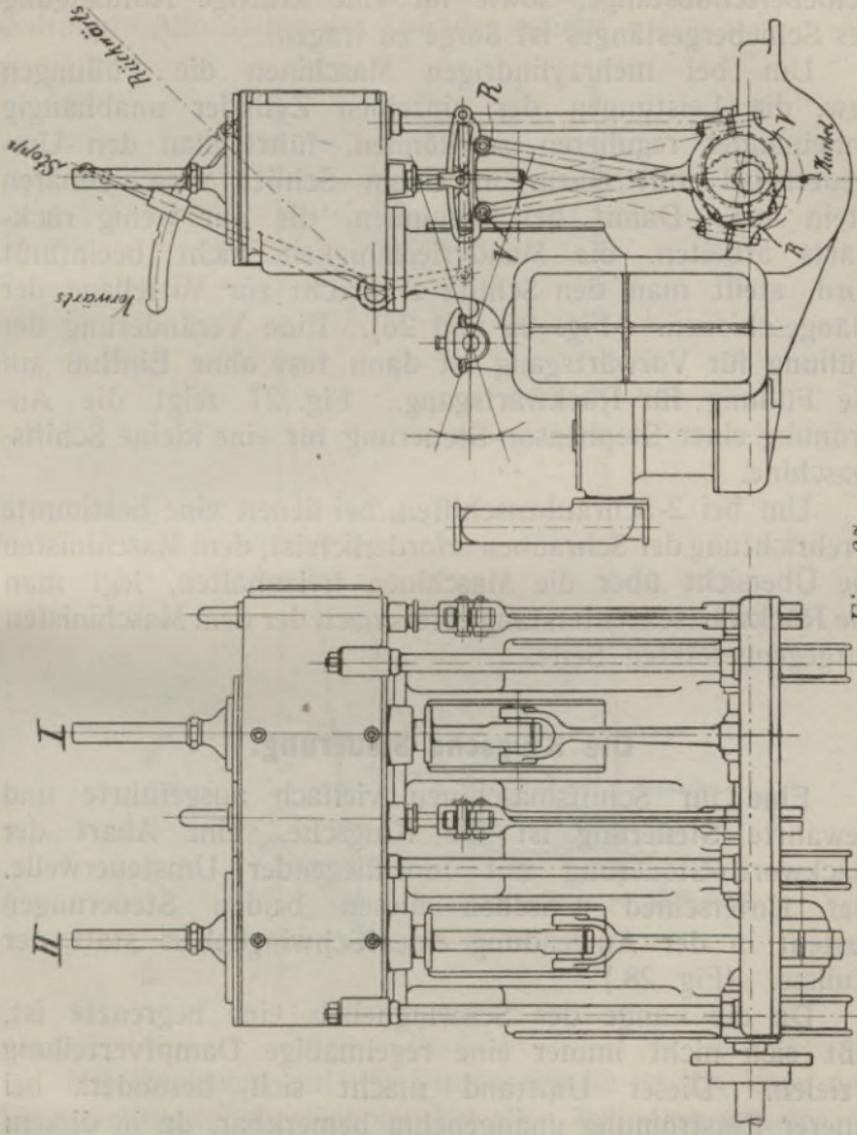


Fig. 27.

Einfluß der Hängeschienen für Vorwärtsgang fast ganz verschwindet. Für diese Maschinen legt man die Vorwärtsexzenterstange zweckmäßig in die Schieberebene, wodurch

eine einseitige Beanspruchung der Kulissen vermieden wird. Die Rückwärtsexzenterstange wird dann mit einseitiger oder gekröpfter Gabel ausgeführt. Für eine gute Führung der Schieberschubstange, sowie für eine kräftige Aufhängung des Schiebergestänges ist Sorge zu tragen.

Um bei mehrzylindrigen Maschinen die Füllungen bzw. die Leistungen der einzelnen Zylinder unabhängig voneinander regulieren zu können, führt man den Umsteuerhebel mit einem in einem Schlitz verschiebbaren Stein aus. Damit bei Maschinen, die nur wenig rückwärts arbeiten, die Manövrierfähigkeit nicht beeinflusst wird, stellt man den Schlitz senkrecht zur Mittellage der Hängeschienen. (Fig. 25 und 26). Eine Veränderung der Füllung für Vorwärtsgang ist dann fast ohne Einfluß auf die Füllung für Rückwärtsgang. Fig. 27 zeigt die Anordnung einer Stephenson-Steuerung für eine kleine Schiffsmaschine.

Um bei 2-Schraubenschiffen, bei denen eine bestimmte Drehrichtung der Schrauben erforderlich ist, dem Maschinisten die Übersicht über die Maschinen freizuhalten, legt man die Rückwärtsexzenterstange stets nach der dem Maschinisten entgegengesetzten Seite.

### **Die Klugsche Steuerung.**

Eine für Schiffsmaschinen vielfach ausgeführte und bewährte Steuerung ist die Klugsche, eine Abart der Hackworth-Steuerung mit innenliegender Umsteuerwelle. Der Unterschied zwischen diesen beiden Steuerungen besteht in der Anwendung eines Schwinghebels statt der Kulisse. (Fig. 28.)

Da die Länge des Schwinghebels eine begrenzte ist, läßt sich nicht immer eine regelmäßige Dampfverteilung erzielen. Dieser Umstand macht sich besonders bei innerer Einströmung unangenehm bemerkbar, da in diesem Falle der Aufhängepunkt des Schwinghebels nicht an der der Kurbelwelle zugewandten Seite angebracht werden kann.

Das Exzenter steht bei äußerer Einströmung mit der Kurbel, bei innerer Einströmung dieser gegenüber. Diese Steuerung erfordert nur ein Exzenter, das man gewöhnlich nach innen zwischen die Zylinder legt, wodurch man eine gedrängte Anordnung der Zylinder erzielt.

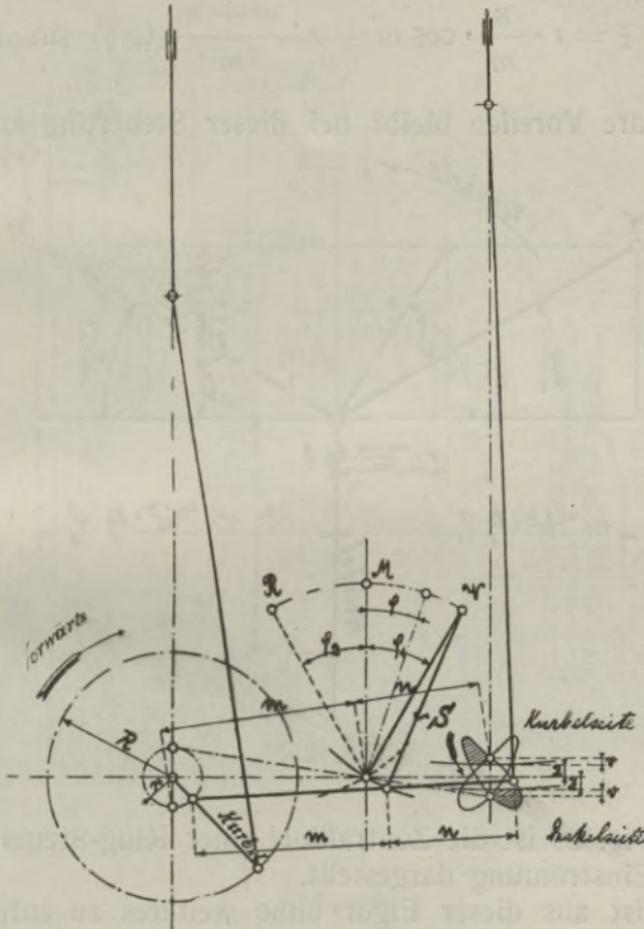


Fig. 28.

Mit Rücksicht auf die Umsteuerwelle ist die Lage des Drehpunktes für die Rahmen bei allen Zylindern dieselbe.

Unter normalen Verhältnissen wird die Exzenterstange so gelegt, daß sie in der Mittelstellung horizontal steht. Zu berücksichtigen sind die aus dem Widerstand der Schieber-



Fig. 30 und 31 zeigen die Anordnung dieser Steuerung bei einer kleinen Schiffsmaschine.

Die Dampfverteilung bei der Klugschen Steuerung läßt sich aus dem Steuerungsschema feststellen. Die Genauig-

ANSICHT AUF DEN H.D.-ZYLINDER

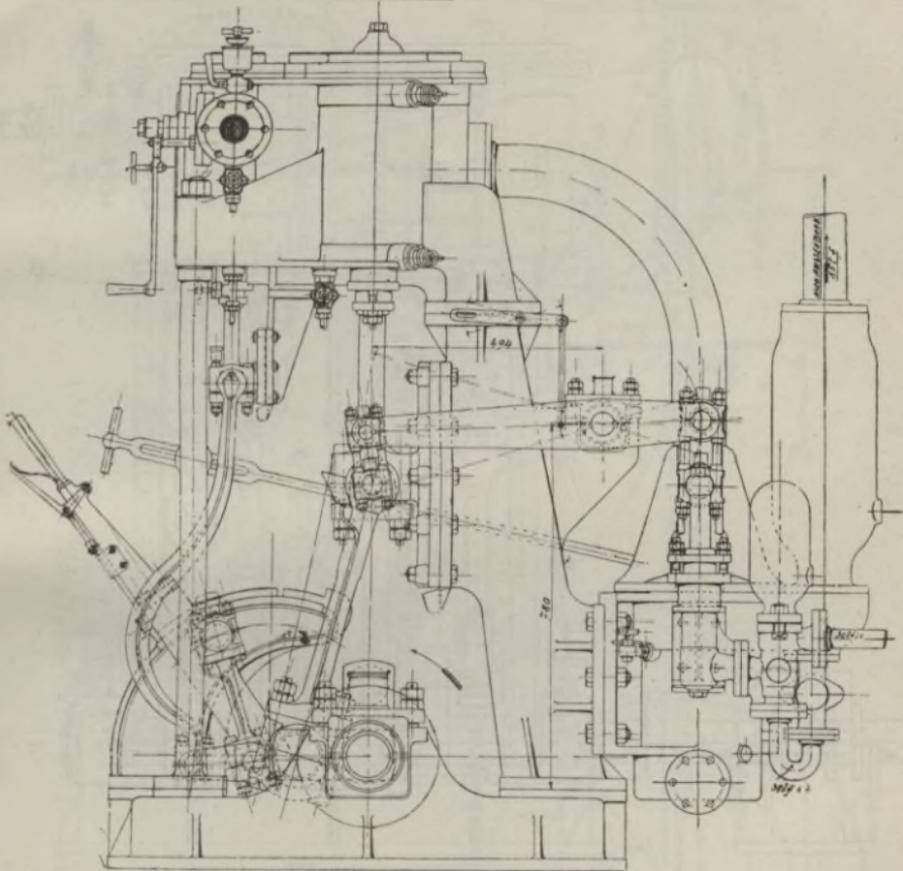


Fig. 30.

keit des Verfahrens hängt von der weit genug getriebenen Einteilung der Kurbel- bzw. Kolbenweglinie ab.

Beispiel für den Entwurf einer Klug-Steuerung.

In Fig. 32 ist die von dem Endpunkt „d“ der Exzenterstange beschriebene Kurve für Vorwärtsgang und voll ausgelegte Steuerung aufgetragen.

Es ist mit der Schieberschubstangenlänge  $L$  ein Kreisbogen geschlagen, der die durch das Wellenmittel  $O$  und Punkt  $c$  gezogene Horizontale (Mittellage des Schiebers) tangiert. Trägt man nun auf dem Kurbel- bzw. Exzenter-

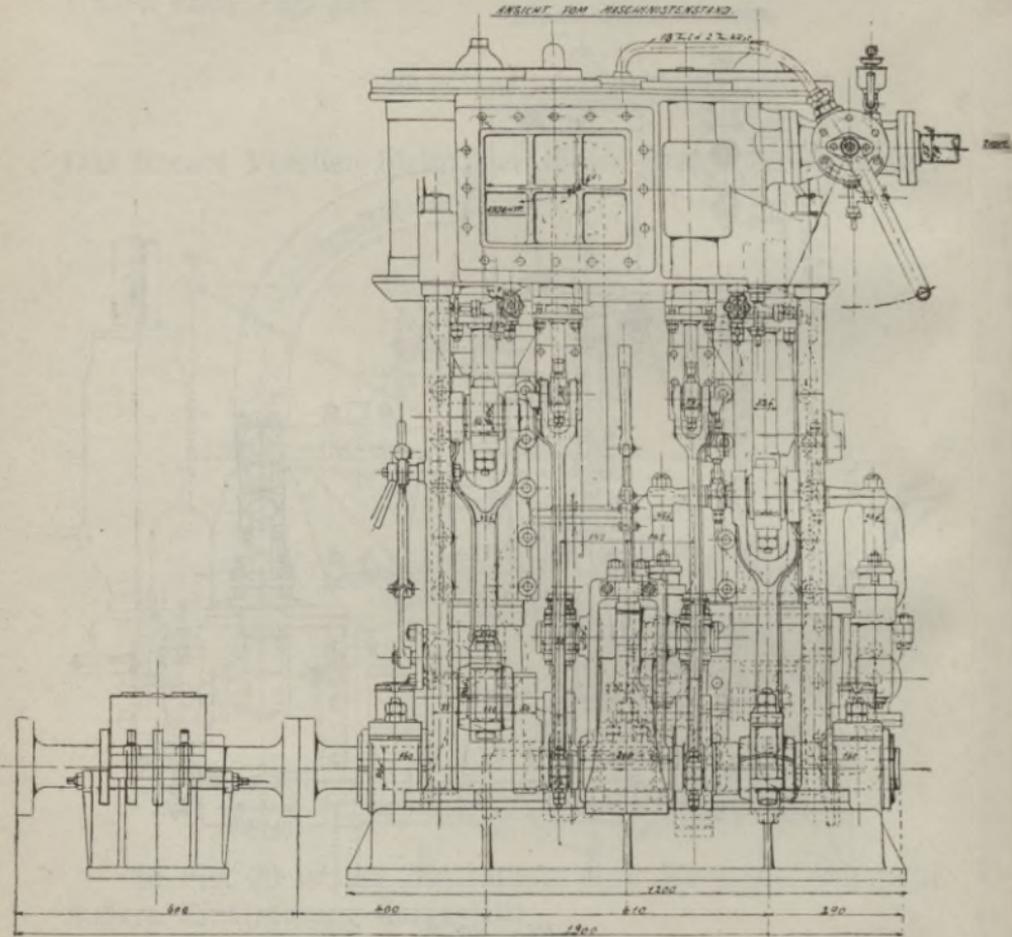


Fig. 31.

kreis die Füllungen usw. unter Berücksichtigung der Pleuelstangenlänge auf und zieht von diesen Punkten Gerade, deren Punkt  $c$  sich auf dem Schwinghebelbogen  $b$  bewegt, so findet man die Zu- und Abdampfdeckungen in der angedeuteten Weise.

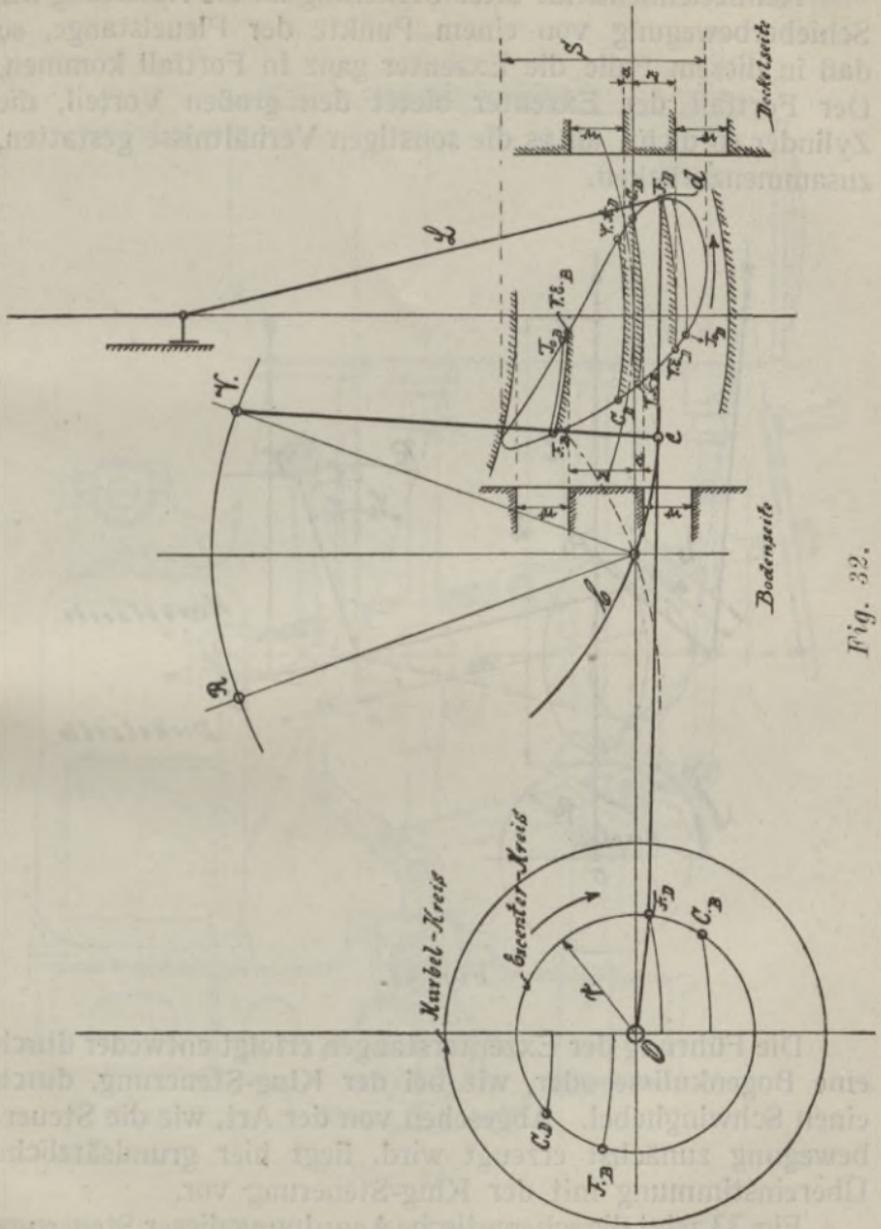


Fig. 32.



Die Umsteuerwelle liegt für innere Einströmung außen und für äußere Einströmung innen. Hierdurch wird bei

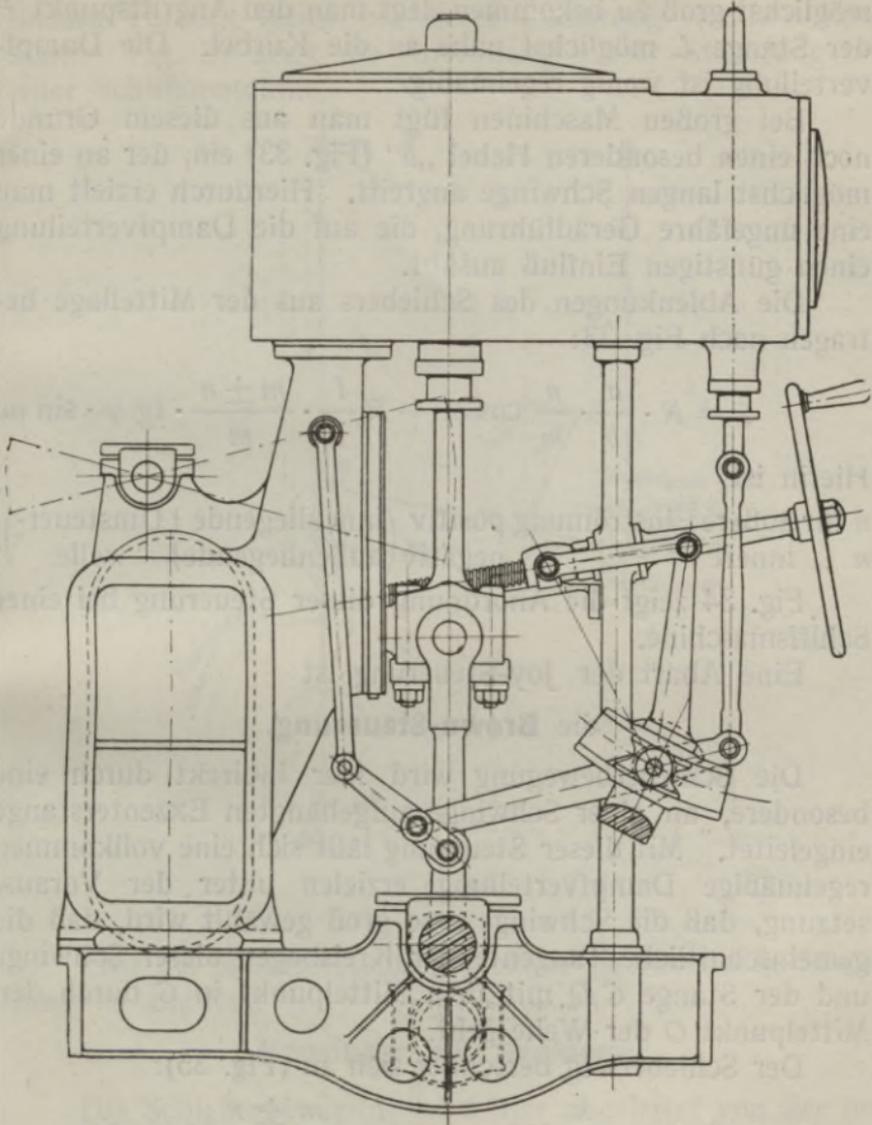


Fig. 34.

mehrzylindrigen Maschinen die Umsteuerung sehr erschwert, da die Umsteuerhebel nach verschiedenen Seiten ausgelegt werden müssen. Um bei kleinen Maschinen, bei denen die

Schwinge direkt an der Pleuelstange angreift, die horizontalen Ausschläge im Verhältnis zu den vertikalen Ausschlägen möglichst groß zu bekommen, legt man den Angriffspunkt  $P$  der Stange  $L$  möglichst nahe an die Kurbel. Die Dampfverteilung ist wenig regelmäßig.

Bei großen Maschinen fügt man aus diesem Grunde noch einen besonderen Hebel „ $b$ “ (Fig. 33) ein, der an einer möglichst langen Schwinge angreift. Hierdurch erzielt man eine ungefähre Geradföhrung, die auf die Dampfverteilung einen günstigen Einfluß ausübt.

Die Ablenkungen des Schiebers aus der Mittellage betragen nach Fig. 33:

$$\xi = R \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{n}{m} \cos \omega + R \frac{l}{L} \cdot \frac{m \pm n}{m} \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot \sin \omega.$$

Hierin ist

$n$  für äußere Einströmung positiv (innenliegende } Umsteuer-  
 $n$  „ innere „ negativ (außenliegende } welle ).

Fig. 34 zeigt die Anordnung dieser Steuerung bei einer Schiffsmaschine.

Eine Abart der Joy-Steuerung ist

### die **Brown-Steuerung**.

Die Schieberbewegung wird hier indirekt durch eine besondere, an einer Schwinge aufgehängten Exzenterstange eingeleitet. Mit dieser Steuerung läßt sich eine vollkommen regelmäßige Dampfverteilung erzielen unter der Voraussetzung, daß die Schwinge  $a$  so groß gewählt wird, daß die gemeinschaftliche Tangente der Kreisbogen dieser Schwinge und der Stange  $CD$  mit dem Mittelpunkt in  $C$  durch den Mittelpunkt  $O$  der Welle geht.

Der Schieberweg berechnet sich zu (Fig. 35):

$$\xi = r \cdot \frac{n}{m} \cos \omega + r \frac{l}{L} \cdot \frac{m \pm n}{m} \operatorname{tg} \varphi \cdot \sin \omega$$

$n$  ist hierin bei:

innenliegender Kulissenwelle positiv,  
 außenliegender „ negativ.

Bei innerer Einströmung steht das Exzenter der Kurbel gegenüber, bei äußerer Einströmung mit der Kurbel. Das lineare Voreilen bleibt bei dieser Steuerung ebenfalls konstant. Fig. 36 zeigt die Anordnung dieser Steuerung bei einer Schiffsmaschine.

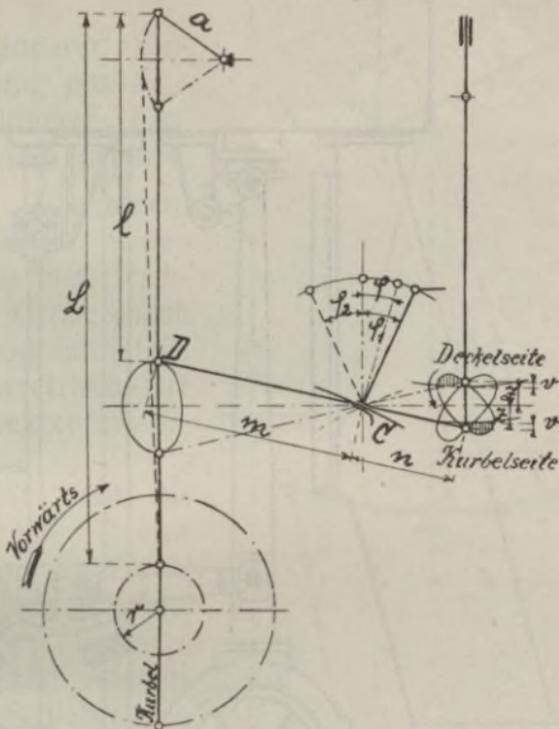


Fig. 35.

Eine bei Schiffsmaschinen weniger gebräuchliche Steuerung ist die von

### Heusinger von Waldegg.

Die Schieberbewegung wird hier abgeleitet von der unveränderlichen geradlinigen Bewegung des Kreuzkopfes und der veränderlichen Bewegung der Exzenter mit dem Voreilwinkel  $0^\circ$ . Beide Bewegungen stehen senkrecht aufeinander und reduzieren sich im Verhältnis der Hebellängen, an denen sie angreifen, zu dem Relativexzenter  $r$ .

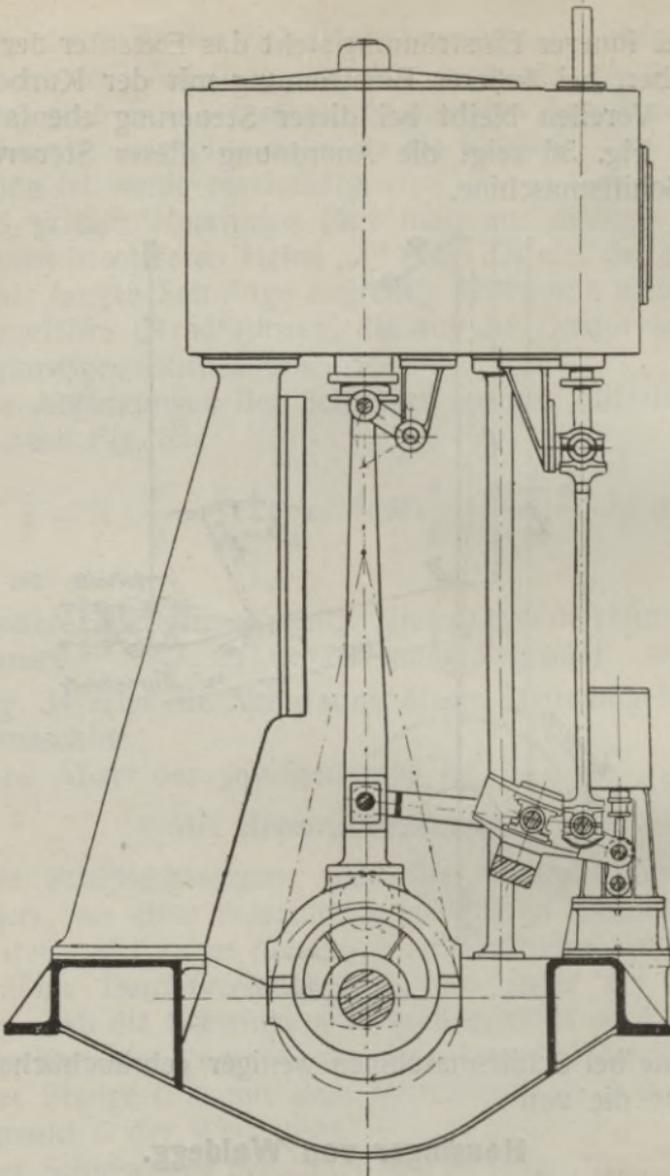


Fig. 36.

Die unveränderliche Bewegung durch den Kreuzkopf des Kurbeltriebes beträgt:

$$R \cdot \frac{n}{m} \text{ (Fig. 37).}$$

Die veränderliche Bewegung durch das Exzenter bei einer Verschiebung des Kulissensteins um den Betrag

$$u = r \cdot \frac{u}{c} \cdot \frac{m \pm n}{m};$$

hierin ist:

$n$  bei äußerer Einströmung positiv,

$n$  bei innerer Einströmung negativ.

Durch Zusammensetzung dieser beiden Bewegungen der Richtung und Größe nach im Parallelogramm läßt sich der geometrische Ort des Relativexzenter ermitteln.

Krümmt man die Kulissee mit einem Radius gleich der Exzenterstangenlänge, so erhält man konstantes lineares Voreilen. Die Auslenkungen des Schiebers aus seiner Mittellage errechnen sich aus Fig. 37 zu:

$$\xi = R_r \cdot \sin(\delta_r + \omega)$$

$$\xi = R_r \cdot \sin \delta_r \cdot \cos \omega + r_r \cdot \cos \delta_r \cdot \sin \omega$$

$$\xi = R \frac{n}{m} \cdot \cos \omega + r \frac{u}{c} \cdot$$

$$\cdot \frac{m \pm n}{m} \cdot \sin \omega.$$

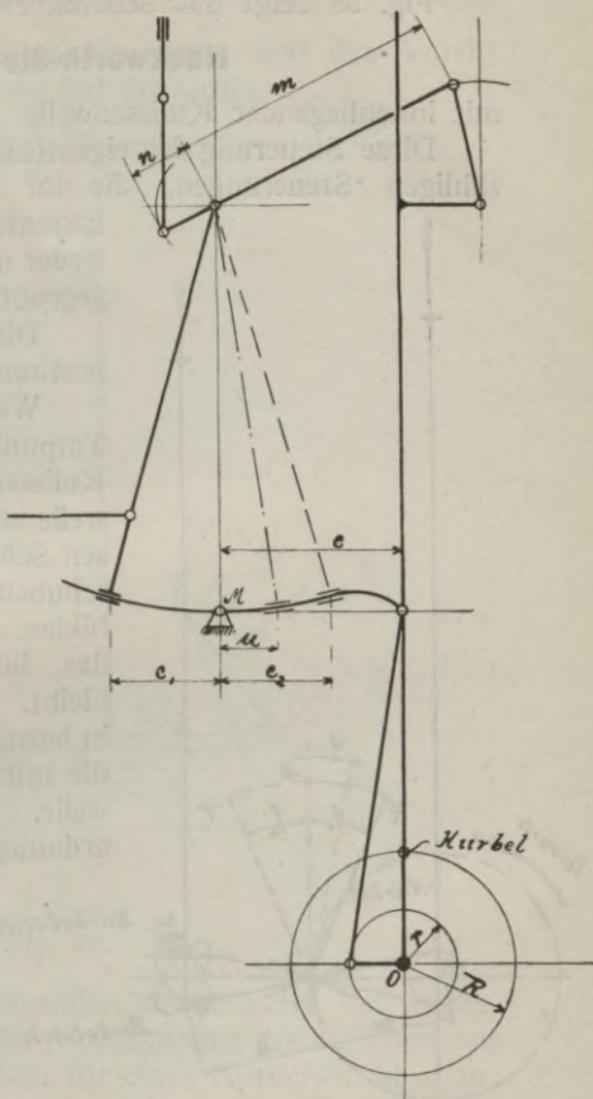


Fig. 37.

Diese Steuerung gestattet eine gedrängte Bauart der Zylinder mit den Schieberkästen. Die Füllungen der beiden Zylinderseiten fallen für die mittlere Kolbenlage

ganz gleich aus und verändern sich in den andern Stellungen nur wenig.

Fig. 38 zeigt das Schema einer

### Hackworth-Steuerung

mit innenliegender Kulissenwelle.

Diese Steuerung ist eigentlich die Stammform der unzähligen Steuerungen, die für jeden Zylinder nur ein Exzenter verwenden, das entweder mit der Kurbel oder dieser gegenüber steht.

Die Länge der Exzenterstange bestimmt sich wie folgt:

Wenn die Kurbel in einem Totpunkt steht und Mitte Kulissenstein und Mitte Kulissenwelle zusammenfallen, dann müssen Schieberstange und Schieber Schubstange eine gerade Linie bilden. Hieraus ergibt sich, daß das lineare Voreilen konstant bleibt. Die günstigste Anordnung in bezug auf Raumausnutzung ist die mit innenliegender Umsteuerwelle. Dagegen weist die Anordnung mit außenliegender Umsteuerwelle

geringere Auflagerdrücke in der Kulisse und geringere Beanspruchungen der Exzenterstangen auf. Charakteristisch für diese Steuerung ist die gerade Kulisse, es ist dabei ganz

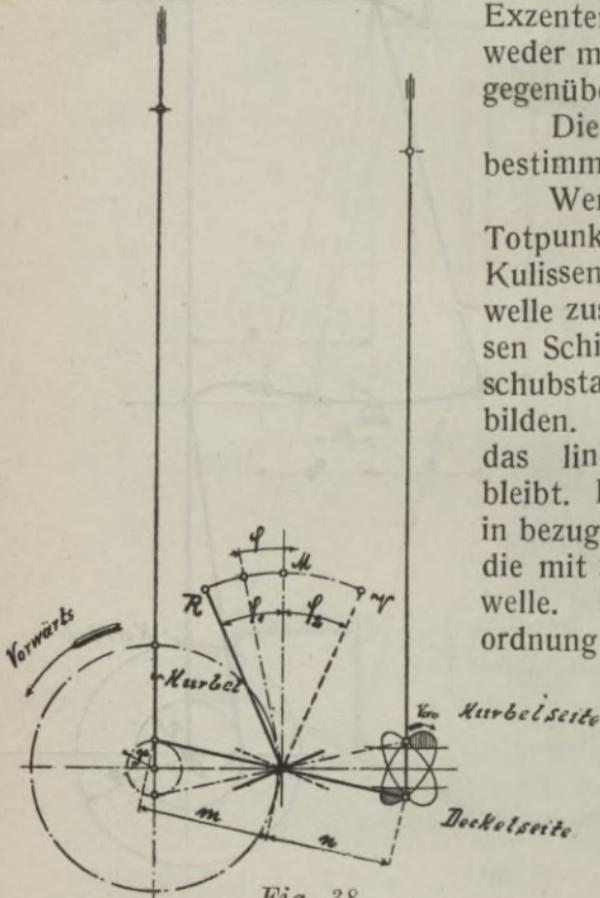


Fig. 38.

gleichgültig, ob die Schieber Schubstange vor oder hinter der Kulisse an der Exzenterstange angreift. Ist  $m$  die Entfernung von Mitte Exzenter bis Mitte Kulissenstein und  $n$  die Entfernung von Mitte Kulissenstein bis Angriffspunkt

der Schieberschubstange, dann wird die einem Voreilwinkel von  $\pm 90^\circ$  entsprechende Bewegung:  $r \cdot \frac{n}{m}$ ; die andere durch den Neigungswinkel  $\varphi$  der Kulissenbahn und den Voreilwinkel  $0^\circ$  erzeugte Bewegung hat die Größe:

$$r \cdot \frac{m \pm n}{m} \cdot \operatorname{tg} \varphi.$$

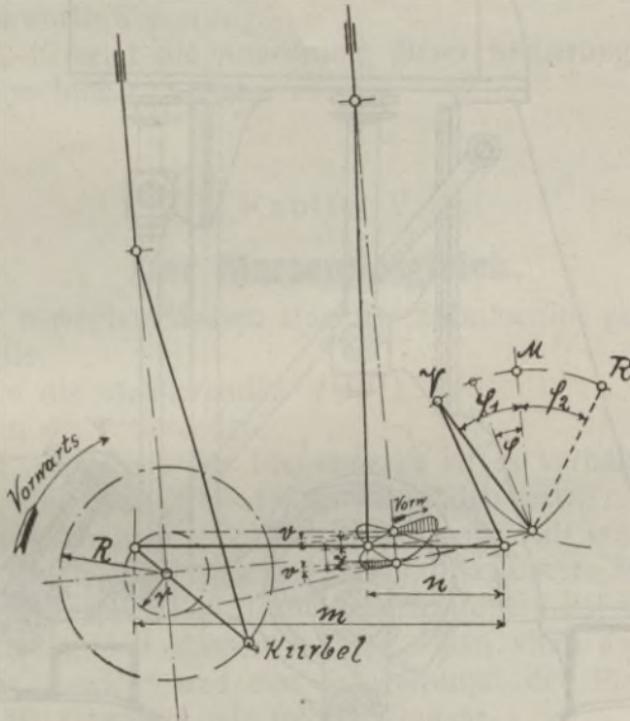


Fig. 39.

$n$  ist positiv bei innenliegender und negativ bei außenliegender Kulissenwelle. Die Auslenkungen des Schiebers aus der Mittellage berechnen sich für einen Kurbelwinkel  $\omega$  zu:

$$\xi = r \cdot \frac{n}{m} \cdot \cos \omega + r \cdot \frac{m \pm n}{m} \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot \sin \omega.$$

In Fig. 39 ist eine für Schiffsmaschinen ausgeführte **Marshall-Steuerung** schematisch dargestellt. Die Steuerung ersetzt, wie bei der

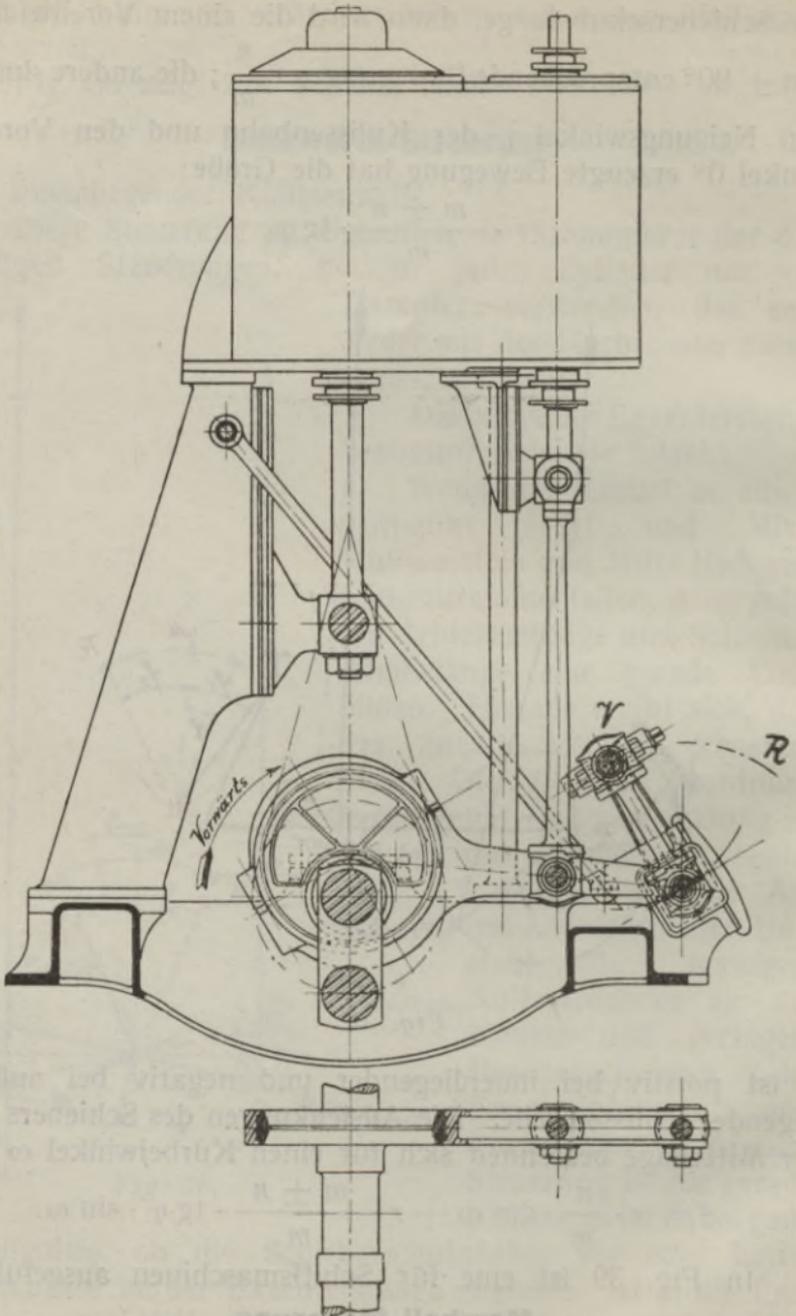


Fig. 40.

Klug-Steuerung, die Kulissee durch einen Schwinghebel. Im übrigen trifft alles für die Hackworth-Steuerung Gesagte auch hier zu. Die Auslenkungen des Schiebers aus seiner Mittellage betragen auch hier:

$$\xi = r \cdot \frac{n}{m} \cdot \cos \omega + r \frac{m - n}{m} \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot \sin \omega.$$

Das Vorzeichen für  $n$  hat hier dieselbe Bedeutung wie für die Hackworth-Steuerung.

Fig. 40 zeigt die Anordnung dieser Steuerung für eine Schiffsmaschine.

## Kapitel V.

### Der Massenausgleich.

Die bewegten Massen einer Dampfmaschine zerfallen in zwei Teile:

1. in die oszillierenden
2. in die rotierenden.

Mit Ausnahme der Pleuelstange ist es verhältnismäßig einfach, die Gewichte der oszillierenden bzw. rotierenden Teile zu bestimmen. Bei der Pleuelstange teilt man die Gewichte derart, daß man den Kopf und das untere Schaftende zu den rotierenden, die Gabel und das obere Schaftende zu den oszillierenden Massen rechnet. Man kann auch, wenn man das Gewicht und den Schwerpunkt der Pleuelstange kennt, die Gewichte wie folgt verteilen:

$$\left. \begin{array}{l} \text{oszillierender Teil: } G \cdot \frac{a}{l} \\ \text{rotierender Teil: } G \cdot \frac{b}{l} \end{array} \right\} \text{Fig. 41.}$$

Nach vorstehendem rechnet man zu den oszillierenden Massen:

Kolben, Kolbenstange mit Kreuzkopf, oberer Pleuelstangenteil und Luftpumpengestänge.



Die Beschleunigung des Kurbelzapfens und der mitrotierenden Massen zerlegt sich in eine Vertikalkomponente von der Größe  $\frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cdot \cos \omega$  und in eine Horizontalkomponente von der Größe  $\frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cdot \sin \omega$ .

### 1. Die Zweikurbelmaschine.

Mit Rücksicht auf leichtes Anspringen der Maschine in jeder Kurbelstellung werden die Kurbeln allgemein unter  $90^\circ$  versetzt (Fig. 42). Für einen Kurbelwinkel  $\omega$  von der obersten Totlage ge-

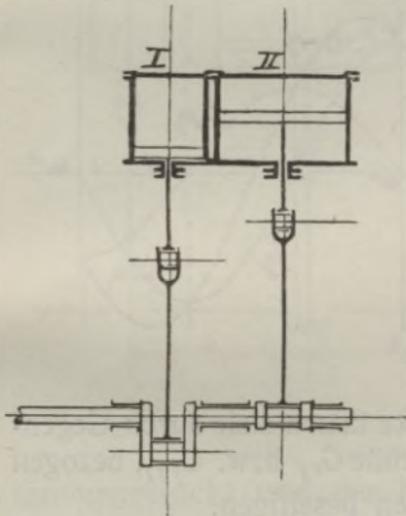


Fig. 42.

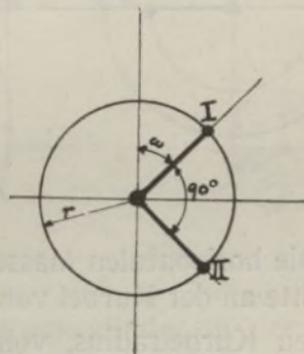


Fig. 43.

messen (Fig. 43) wird der vertikale Massendruck für Kurbel I:

$$P_I = \frac{G_{oI} + G_{rI}}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cdot \cos \omega;$$

für Kurbel II:

$$P_{II} = \frac{G_{oII} + G_{rII}}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cdot \cos (\omega \pm 90)^\circ$$

(positiv für abwärts bewegten Kolben,  
(negativ „ aufwärts „ „ „).

Der horizontale Massendruck berechnet sich:  
für Kurbel I:

$$p_I = \frac{G_{rI}}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cdot \sin \omega$$

für Kurbel II:

$$p_{II} = \frac{G_{rII}}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cdot \sin (\omega \pm 90^\circ).$$

Anmerkung: Bei Berücksichtigung der endlich langen Pleuelstangen ist für  $\cos \omega$  zu setzen:

$$(\cos \omega + \lambda \cdot \cos 2 \omega).$$

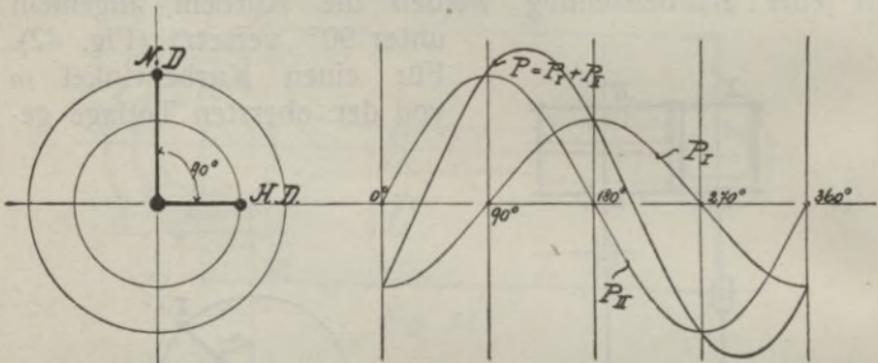


Fig. 44.

Die horizontalen Massendrucke lassen sich durch Gegengewichte an der Kurbel von der Größe  $G_{rI}$  bzw.  $G_{rII}$ , bezogen auf den Kurbelradius, vollkommen beseitigen.

Bei einem Versuch, auch die vertikalen Massendrucke durch Anbringung von Gegengewichten von der Größe  $(G_{rI} + G_{oI})$  bzw.  $(G_{rII} + G_{oII})$  aufzuheben, findet man, daß die vertikalen Massendrucke zwar verschwunden sind, aber horizontale Massendrucke von der Größe

$$p_I' = \frac{G_{oI}}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cdot \sin \omega + 180^\circ \text{ bzw.}$$

$$p_{II}' = \frac{G_{oII}}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cdot \sin (\omega \pm 90^\circ + 180^\circ)$$

wieder in Erscheinung treten.

Die vertikalen Massendrücker versuchen die Grundplatte mit der resultierenden Größe  $P$  (Fig. 44) von ihrem Fundament abzuheben, während die horizontalen Massendrücker, wenn diese nicht ausgeglichen sind, die Grundplatte auf ihrem Fundament verschieben resp. kippen.

## 2. Die Dreikurbelmaschine.

Die geeignetste Kurbelanordnung ist die unter  $120^\circ$ . (Fig. 45). Die Zylinder sollen so dicht als möglich zu-

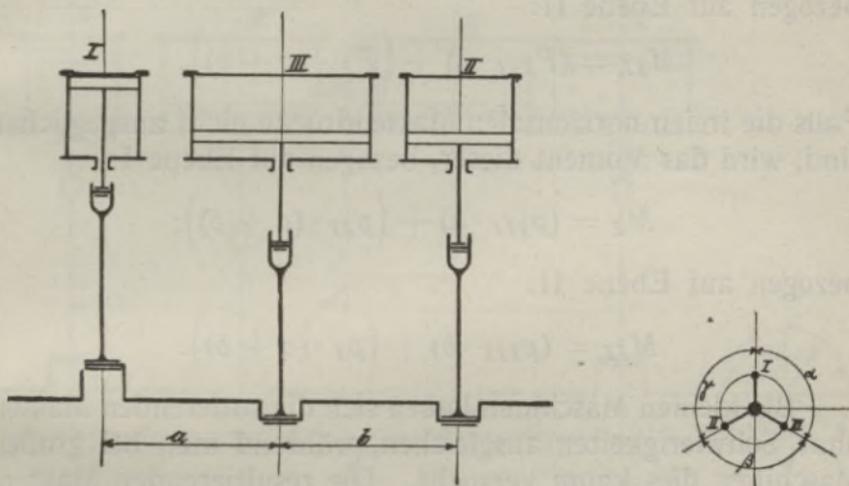


Fig. 45.

sammengerückt und der Niederdruckzylinder in der Mitte angeordnet werden. Bezeichnungen der oszillierenden und rotierenden Gewichte wie vorher. Der freie vertikale Massendruck beträgt:

$$P = P_I + P_{II} + P_{III},$$

oder

$$P = \left\{ \frac{G_{oI} + G_{rI}}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cdot \cos \omega \right\} + \left\{ \frac{G_{oII} + G_{rII}}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cdot \cos (\omega + \gamma) \right\} + \left\{ \frac{G_{oIII} + G_{rIII}}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cdot \cos (\omega + \gamma + \beta) \right\}.$$

Der freie horizontale Massendruck beträgt:

$$p = p_I + p_{II} + p_{III}$$

oder:

$$p = \left( \frac{G_{rI}}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cdot \sin \omega \right) + \left( \frac{G_{rII}}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cdot \sin (\omega + \gamma) \right) + \left( \frac{G_{rIII}}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cdot \sin (\omega + \gamma + \beta) \right);$$

das Moment der freien vertikalen Massendrücke bezogen auf Ebene I wird:

$$M_I = (P_{III} \cdot a) + (P_{II} \cdot (a + b));$$

bezogen auf Ebene II:

$$M_{II} = (P_{III} \cdot b) + (P_I \cdot (a + b)).$$

Falls die freien horizontalen Massendrücke nicht ausgeglichen sind, wird das Moment dieser, bezogen auf Ebene I:

$$M_I = (p_{III} \cdot a) + (p_{II} \cdot (a + b));$$

bezogen auf Ebene II:

$$M_{II} = (p_{III} \cdot b) + (p_I \cdot (a + b)).$$

Bei kleinen Maschinen lassen sich die rotierenden Massen ohne Schwierigkeiten ausgleichen, während man bei großen Maschinen dies kaum versucht. Die resultierenden Massendrücke sind bei diesen Maschinen nicht unbedeutend und bei der Bestimmung der Maschinenfundamente für deren Festigkeitsberechnung ausschließlich maßgebend.

### 3. Die Vierkurbelmaschine.

Massenausgleich nach Schlick (Fig. 46). Bei diesen Maschinen läßt sich unter Annahme unendlich langer Pleuelstangen und zusätzlicher Gewichte ein vollkommener Ausgleich der Massenkräfte erzielen.

Es bedeutet:

$$P = \text{Summe der vertikalen Massendrücke} = P_I + P_{II} + P_{III} + P_{IV}.$$

$$p = \text{Summe der horizontalen Massendrücke} = p_I + p_{II} + p_{III} + p_{IV}.$$



b) die horizontalen Massendrucke:

$$p_I = \frac{G_{rI}}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cdot \sin \omega;$$

$$p_{II} = \frac{G_{rII}}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cdot \sin (\omega + \alpha);$$

$$p_{III} = \frac{G_{rIII}}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cdot \sin (\omega + \alpha + \delta);$$

$$p_{IV} = \frac{G_{rIV}}{g} \cdot \frac{v^2}{r} \cdot \sin (\omega + \alpha + \delta + \gamma).$$

Die Momentengleichung der vertikalen Massenkräfte lautet dann, bezogen auf Ebene I:

$$(P_{IV} \cdot a) + (P_{III} \cdot (a + b)) + (P_{II} \cdot (a + b + c)) = 0,$$

bezogen auf Ebene II:

$$(P_{III} \cdot c) + (P_{IV} \cdot (b + c)) + (P_I \cdot (a + b + c)) = 0.$$

Die Momentengleichung der horizontalen Massenkräfte lautet, bezogen auf Ebene I:

$$(p_{IV} \cdot a) + (p_{III} \cdot (a + b)) + (p_{IV} \cdot (a + b + c)) = 0,$$

bezogen auf Ebene II:

$$(p_{III} \cdot c) + (p_{IV} \cdot (b + c)) + (p_I \cdot (a + b + c)) = 0.$$

In derselben Art verfährt man mit dem Schiebergestänge, dessen oszillierende und rotierende Massen auf den Exzenterkreis reduziert werden.

Die günstigste Anordnung für den Schlickschen Massenausgleich ist:

Zylinder I und II außenliegend,  
Zylinder III und IV in der Mitte.

Es muß  $a = c$  sein.

Eine einfache Konstruktion zur Auffindung der Kurbelwinkel bei symmetrischer Anordnung der Zylinder zeigt Fig. 47.

Es ist: 
$$h = \frac{1}{4} \left( \frac{L}{l} + \frac{l}{L} \right).$$

Die Kurbelwinkel  $\alpha$  und  $\gamma$  bestimmen sich aus den Gleichungen

$$\cos \frac{\alpha + \gamma}{2} = \frac{1}{2} + h - \sqrt{h^2 + \frac{3}{4}}$$

und

$$\cos \frac{\alpha - \gamma}{2} = \frac{1}{2} - h + \sqrt{h^2 + \frac{3}{4}}.$$

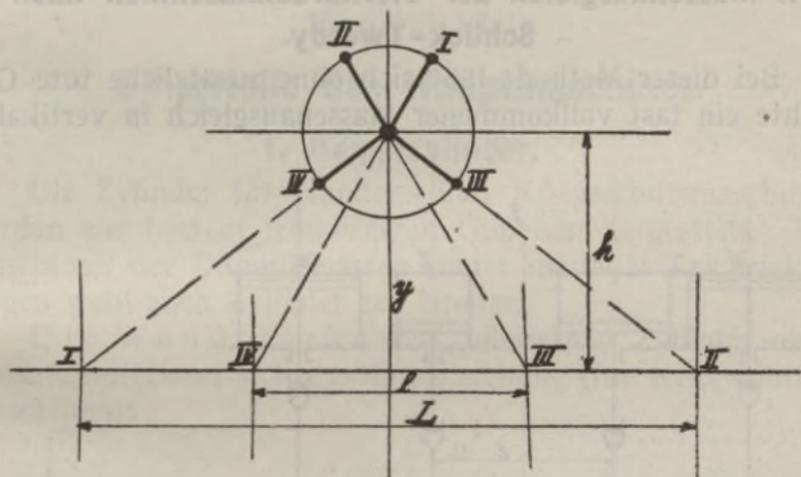


Fig. 47.

Die Größe der Gestängegewichte muß aus nachstehender Gleichung bestimmt werden.

Bezeichnet man das Gestängegewicht der nur v e r t i k a l bewegten Massen von Zylinder I mit  $G_{oI}$ , so berechnet sich das für den Ausgleich des inneren Zylinders III erforderliche Gestängegewicht aus der Beziehung:

$$\frac{G_{oI}}{G_{oIII}} = \frac{\cos \frac{\gamma}{2}}{\cos \frac{\alpha}{2}}.$$

Bei symmetrischer Anordnung der Gewichte und Kurbelwinkel, also:  $G_{oI} = G_{oII}$  und  $G_{oIV} = G_{oIII}$  werden auf diese Weise die vertikalen Massenkräfte ausgeglichen. Ständen die rotierenden Gewichte gleichfalls in dem Verhältnis:  $\frac{G_{oI}}{G_{oIII}}$ , dann wären diese ebenfalls ausgeglichen.

Da dies jedoch niemals der Fall ist, lässt sich dies nur durch Anbringung von Gegengewichten an den Kurbelwangen erzielen.

#### 4. Massenausgleich der Vierkurbelmaschinen nach Schlick-Tweedy.

Bei dieser Methode läßt sich ohne zusätzliche tote Gewichte ein fast vollkommener Massenausgleich in vertikaler

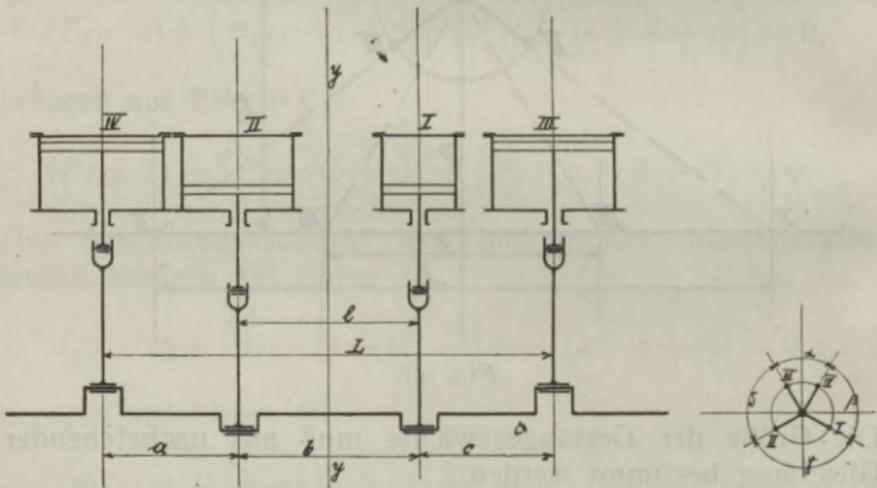


Fig. 48.

Richtung erzielen. Die Anordnung der Zylinder zeigt Fig. 48.

Die beiden Niederdruckzylinder sind außen angeordnet, sämtliche Schieber liegen in der Zylinderebene, was naturgemäß einen günstigen Einfluß auf die Massenwirkungen der Schiebergestänge hat.

Die Leistungen der Zylinder sind so verteilt, daß die beiden Niederdruckzylinder zusammen ca. 40%, der Hoch-

druckzylinder ca. 30% und der Mitteldruckzylinder ca. 30% der Gesamtleistung erzeugen.

Durch die verringerte Arbeitsleistung der Niederdruckzylinder werden die Gestänge leichter; es muß auch hier die Bedingung erfüllt werden, daß bei „symmetrischer Anordnung sich die oszillierenden Gewichte der Gestänge wie  $\frac{G_I}{G_{III}}$  bzw.  $\frac{G_{II}}{G_{IV}}$  verhalten.“

Die Kurbelstellungen werden nach derselben Methode ermittelt, wie für Schlicksches Massenausgleich.

## Kapitel VI.

### Einzelteile der Hauptmaschine.

#### 1. Dampfzylinder.

Die Zylinder für Handels- und Kriegsschiffsmaschinen werden aus bestem feinkörnigen Gußeisen hergestellt. Bei Maschinen der Dampfmaschinen findet man der Leichtigkeit wegen wohl auch Zylinder aus Bronze.

Die Wandstärke der gußeisernen Zylinder ohne Einsatz berechnet sich aus der Gleichung (für Kriegsschiffsmaschinen):

$$\delta = \frac{D \cdot p}{2 \cdot k};$$

hierin ist:

$\delta$  = Wandstärke in cm,

$p$  = Dampfspannung in kg/qcm,

$D$  = lichter Zylinderdurchmesser in cm (Hochdruckzylinder),

$k$  = Zugbeanspruchung in kg/qcm.

Diese Beanspruchung schwankt je nach dem Maschinentyp zwischen 150 und 250 kg/qcm.

Eine andere für Handelsschiffsmaschinen übliche Formel lautet:

$$\delta = \left( \frac{D \cdot p}{360 + 10 \cdot p} + 1 \text{ cm} \right) \cdot 1,15$$

für Cylinder ohne Einsatz.

Die Wandstärke der Mittel- und Niederdruckzylinder macht man gewöhnlich gleich der des Hochdruckzylinders.

Kriegsschiffs- und kleine Handelsschiffsmaschinen werden aus Gewichtsrücksichten fast ausnahmslos ohne Einsatzzylinder ausgeführt. Große Handelsschiffsmaschinen dagegen werden fast immer mit Einsatzzylinder ausgerüstet. Abgesehen von der Gewichtsvergrößerung und der teureren Herstellung bieten die Einsatzzylinder jedoch doppelte Vorteile:

1. Sie gestatten Dampfheizung der Zylinder, die die Ökonomie bei Dauerbetrieb wesentlich verbessert.
2. Sie ermöglichen eine rasche Auswechslung des eigentlichen Arbeitszylinders.

Der Zwischenraum zwischen Zylinderwandung und Einsatzzylinder soll bei Dampfheizung nicht weniger als 20 mm betragen. Bei großen Maschinen findet man diesen Zwischenraum bis 40 mm.

Die Wandstärke des Zylindereinsatzes bestimmt sich aus der Gleichung:

$$\delta_1 = \frac{D \cdot p}{360 + 10 p} + 1 \text{ cm};$$

hierin ist  $D$  der Durchmesser des Hochdruckzylinders. Die Einsätze für Mittel- und Niederdruckzylinder werden gewöhnlich mit derselben Stärke ausgeführt. Sollen die Einsatzzylinder, wenn sie ausgelaufen sind, vor dem Auswechseln ausgebohrt werden, dann ist ihre Wandstärke um 3 bis 5 mm zu vergrößern.

Bei kleineren Zylindern preßt man die Einsatzzylinder ein und dichtet sie oben und unten mit Asbestschnur oder Kupferringen (Fig. 49).

Bei größeren Zylindern dagegen befestigt man die Einsätze in der in Fig. 50 angedeuteten Weise. Die Stärke der Schrauben schwankt zwischen  $d = 0,8 \delta$  und  $\delta$ . Teilung etwa

- 3,5—4,5  $d$  für Hochdruck,
- 4,5—5,5  $d$  „ Mitteldruck,
- 5,5—7  $d$  „ Niederdruck.

Das obere Ende wird gewöhnlich durch einen eingestemmtten Kupferferring gedichtet.

Bei langhubigen Maschinen (über 1000 mm Hub) ist es vorteilhaft, in der Mitte des Einsatzzylinders einen Stützring anzubringen, um schädlichen Durch-

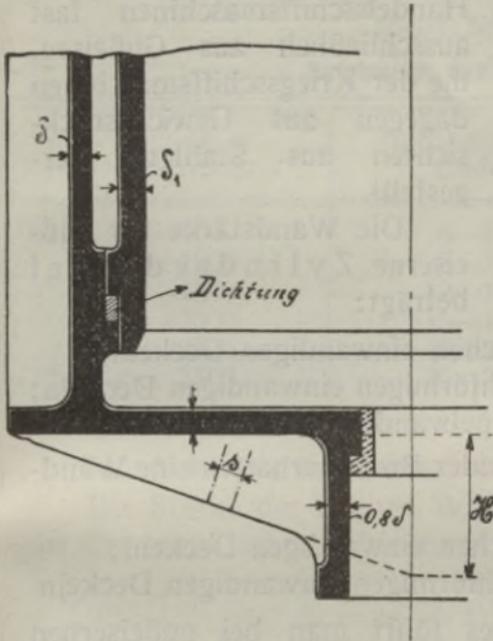


Fig. 49.

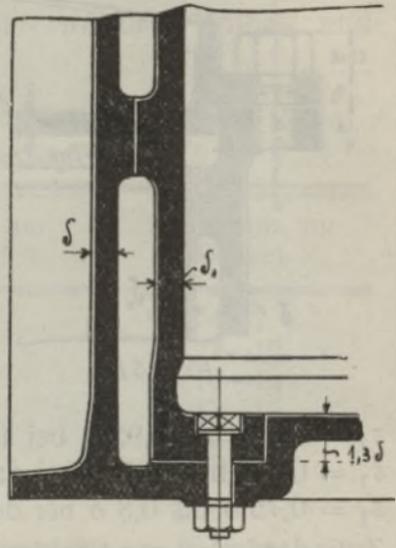


Fig. 50.

biegungen vorzubeugen. Bei Dampfheizung muß der Stützring durch Querruten durchbrochen werden.

### Zylinderflansch und Deckelschrauben

(Fig. 51). Die Stärke des Zylinderflansches beträgt etwa  $s = 1,2$  bis  $1,4 \delta$ . Die Zugbeanspruchung der Schrauben wählt man etwa 350 bis 450 kg/qcm für den maximalen Dampfdruck im Hochdruckzylinder. Die Anzahl der Schrauben bestimmt sich aus deren Stärke, die man mit  $d = \delta$  bis  $1,25 \delta$  wählt.

Der Zylinderboden wird gewöhnlich bei Verwendung von gußeisernen Kolben eben hergestellt; die Wandstärke des Bodens beträgt dann etwa  $\delta$  bis  $1,1 \delta$ . Für gute Versteifung des Zylinderbodens durch Rippen, deren Stärke

etwa  $0,8 \delta$  und deren Höhe in der Mitte des Bodens ca.  $5 \delta$  bis  $6 \delta$  beträgt, ist Sorge zu tragen. Bei Verwendung von dachförmigen Kolben kann die Stärke des Zylinderbodens

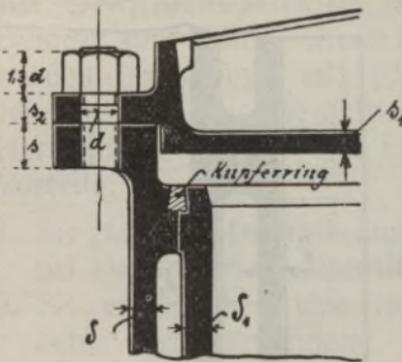


Fig. 51.

auf  $0,95$  bis  $0,9$  der vorigen Werte reduziert werden. Die Zylinderdeckel werden bei Handelsschiffsmaschinen fast ausschließlich aus Gußeisen, die der Kriegsschiffsmaschinen dagegen aus Gewichtsrück-sichten aus Stahlguß hergestellt.

Die Wandstärke für gußeiserne Zylinderdeckel beträgt:

- $s_1 = 0,9 \delta$  bis  $0,95 \delta$  bei flachen einwandigen Deckeln;
- $s_1 = 0,8 \delta$  bis  $0,85 \delta$  bei dachförmigen einwandigen Deckeln;
- $s_1 = 0,75 \delta$  bis  $0,8 \delta$  bei doppelwandigen flachen Deckeln.

Zylinderdeckel aus Stahlguß oder Bronze erhalten eine Wandstärke von

- $s_1 = 0,55 \delta$  bis  $0,6 \delta$  bei flachen einwandigen Deckeln;
- $s_1 = 0,5 \delta$  bis  $0,55 \delta$  bei dachförmigen einwandigen Deckeln.

Die Stärke  $s_2$  des Flansches führt man bei gußeisernen Deckeln mit  $1,15 d$  bis  $1,25 d$ , bei Stahlgußdeckeln mit  $1,1 d$  bis  $1,15 d$  aus.

Doppelwandige Zylinderdeckel werden nur ausgeführt, wenn außer dem Zylindermantel auch der Deckel geheizt werden soll. Die Heizung der Zylinder kommt fast nur bei großen Handelsschiffsmaschinen zur Anwendung, weil bei diesen das Gewicht nicht die bedeutende Rolle spielt, wie bei den Kriegsschiffsmaschinen. Für genügenden Abfluß des Kondenswassers und reichliche Kernlöcher ist Sorge zu tragen. Zylinderdeckel, deren Durchmesser über  $1400$  mm betragen, erhalten häufig Mannlöcher, die die Untersuchung des Zylinderinnern erleichtern. Lichte Weite der Mannlöcher  $380$  mm bis  $400$  mm Durchmesser. Abdrückschrauben und Augbolzen zum bequemen Aufnehmen der Zylinderdeckel

sind vorzusehen. Alle Zylinderdeckel werden mit einer Wärmeschutzmasse ausgefüllt und mit Blech abgedeckt.

Die Innenseite der Zylinderdeckel muß sich zur Vermeidung großer schädlicher Räume möglichst der Kolbenform anschmiegen. Zwischenraum zwischen Kolben und Deckel siehe Tabelle Nr. 8a.

Tabelle Nr. 8a.

**Spielraum des Kolbens.**

Zylinder-Durchmesser	Spielraum am Boden	Spielraum am Deckel
400—600	6—10	4—7
600—1000	8—12	7—10
1000—1500	12—15	10—12
1500—2000	15—18	12—14
2000—2500	18—20	14—16
über 2500	20—22	16—18

**Zylinderkanäle, Schieberkasten und Schieberkastendeckel.**

Die Stärke der flachen Wände und Rippenteilung geht aus der empirischen Gleichung

$$\delta_2 = \frac{b}{30} \cdot \sqrt{p} = \text{cm}$$

hervor, worin  $b$  = kleinste Entfernung zwischen zwei Rippen in cm,  $p$  = Dampfüberdruck in kg/qcm bedeutet. Die Stärke der Rippen und Wände macht man gewöhnlich  $0,8 \delta$  bis  $0,85 \delta$ .

Nach B a c h ist das Biegemoment einer rechteckigen flachen Wand am Umfang aufliegend und durch den Druck  $p$  gleichmäßig belastet:

$$M_b = \varphi \cdot \frac{p \cdot a^2 \cdot b^2}{12 \sqrt{a^2 + b^2}},$$

worin  $a$  und  $b$  die Seitenlängen der flachen Wand in cm,  $\varphi$  ein Koeffizient, der zwischen 0,75 und 1,125 schwankt. Aus dem Querschnitt des Deckels bzw. der Wand ist unter

Berücksichtigung aller Rippen und sonstigen Verstärkungen das Widerstandsmoment zu bestimmen. Dann wird die Beanspruchung

$$k_b = \frac{M_b}{W};$$

$k_b$  setzt man bei Gußeisen ca. 250 bis 300 kg/qcm, bei Stahlguß ca. 750 bis 900 kg/qcm. Die Rippen sind wenn irgend möglich so anzuordnen, daß sie die Dampfströmung nicht stören, falls man es nicht vorzieht, wie bei Schieberkasten-  
deckeln von Flachschiebern üblich, die Rippen außerhalb des Dampfraumes unterzubringen.

### Schieberspiegel und Rundschiebereinsatz.

Bei allen größeren Maschinen läßt man die Schieber nicht direkt auf dem angegossenen Schieberspiegel bzw. in der Schieberbohrung des Zylinders laufen, sondern sieht besondere

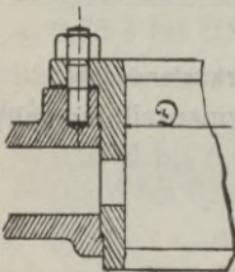


Fig. 52.

auswechselbare Schieberplatten bzw. Rundschiebereinsätze vor (Fig. 52 u. 53). Die Schieberspiegel der Flachschieber erhalten eine Stärke von etwa  $1,3 \delta_2$  bis  $1,5 \delta_2$ , die Rundschiebereinsätze eine solche von

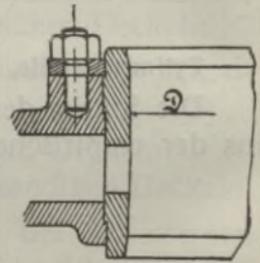


Fig. 53.

$1,1 \delta_2$  bis  $1,4 \delta_2$ . Die Öffnungen in den Schieberplatten bzw. den Rundschiebereinsätzen müssen gleich dem Kanalareal sein. Die Öffnungen in den letzteren führt man entweder rund, trapezförmig oder dreieckig aus. Es ist vorteilhaft, die Öffnungen so auszubilden, daß eine Riefenbildung an den Rundschiebern vermieden wird. Material der Platten und Einsätze bestes Zylindergußeisen.

### Stopfbüchsen und Packungen.

Die Tiefe des Packungsraumes und die Stärke der Packung ist abhängig von dem Druck, gegen den die Packung

abdichten soll. Als Packungsmaterial kommt für Dampf am häufigsten Asbest, Tuckschnur mit oder ohne Metalldraht-einlage zur Verwendung. Gut bewährt haben sich die Bartels- und Garlock-Packung. Für Stangendurchmesser bis 50 mm führt man die Stopfbuchsenbrillen ganz aus Bronze aus, während größere aus Gußeisen, Stahlguß oder Flußeisen mit Bronzebuchsen hergestellt werden.

Tabelle Nr. 9.

**Tabelle für Stopfbuchsen mit gewöhnlicher Packung.** Fig. 54.

$d$ Stangen- durch- messer <i>mm</i>	$d_1$ Durch- messer des Stopf- buchsen- raumes <i>mm</i>	$l$ Tiefe des Packungs- raumes <i>mm</i>	$l_1$ Länge der Stopf- buchse <i>mm</i>	$n =$ Anzahl der Schrau- ben	Stärke der Schrau- ben
15	30	40	15	2	$\frac{3}{8}$ "
20	40	50	18	2	$\frac{3}{8}$ "
25	48	60	22	2	$\frac{1}{2}$ "
30	54	70	25	2	$\frac{1}{2}$ "
35	60	80	30	2	$\frac{5}{8}$ "
40	68	85	35	2	$\frac{5}{8}$ "
50	82	95	40	2	$\frac{3}{4}$ "
60	92	105	45	2	$\frac{3}{4}$ "
70	105	120	55	2	$\frac{7}{8}$ "
80	115	135	60	2	$\frac{7}{8}$ "
90	130	150	70	3	$\frac{7}{8}$ "
100	140	160	70	3	1"
110	155	170	80	3	1"
120	165	180	80	3	1"
130	180	190	90	3	$1\frac{1}{8}$ "
140	190	200	90	4	$1\frac{1}{8}$ "
150	205	210	100	4	$1\frac{1}{8}$ "
160	220	220	100	4	$1\frac{1}{8}$ "
170	235	230	100	4	$1\frac{1}{4}$ "
180	245	245	110	4	$1\frac{1}{4}$ "
190	260	260	110	4	$1\frac{1}{2}$ "
200	270	275	110	4	$1\frac{1}{4}$ "

Die Länge der Grundbuchse  $l_2$  macht man etwa  $0,5 d$  bis  $d$ . Hierbei gelten die großen Werte für kleine Maschinen.

Bei großen Maschinen führt man, um ein gleichmäßiges Anziehen der Packung zu erzielen, die Muttern als Zahnräder aus, die in einen Zahnkranz eingreifen. Muttern aus Bronze, Zahnkranz aus Schweißeisen (Fig. 55). Außer der Asbest- und Tucks-Packung werden in neuerer Zeit auch sogen.

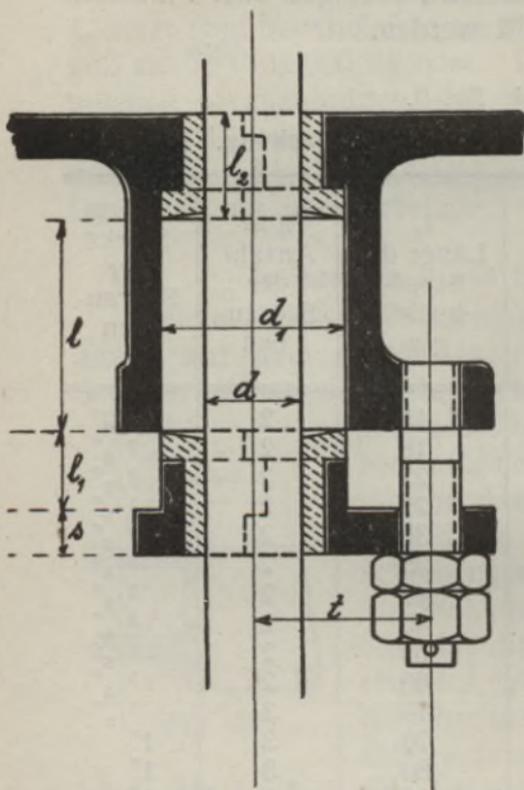


Fig. 54.

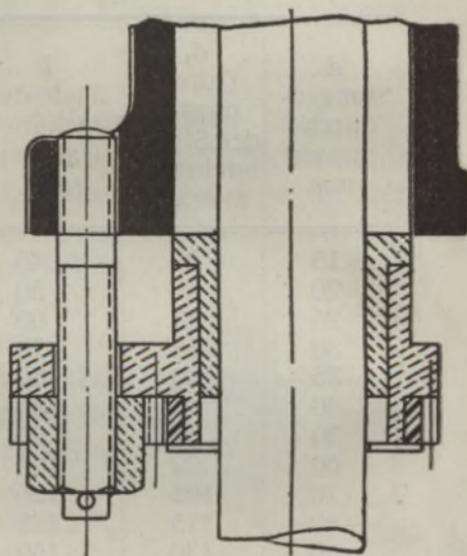


Fig. 55.

Metallpackungen verwendet. Fig. 56 zeigt die vielfach angewendete Philadelphia-Packung. Die beiden vierteiligen Bronzeringe werden durch seitliche Federn angedrückt.  $\frac{3}{4}$  der Ringe sind massiv,  $\frac{2}{4}$  mit Weißmetall ausgegossen. Der mittlere Ring ist so eingelegt, daß je zwei der mit Weißmetall ausgegossenen Teile sich gegenüberstehen, der obere Ring ist, gegenüber dem unteren Ring, um  $90^\circ$  verdreht. Die Ringe ruhen unten auf einem massiven, in dem Deckel

kugelig gelagerten Metallring. Von oben werden die Ringe auch durch Federn zusammengedrückt. Eine gleichfalls oft

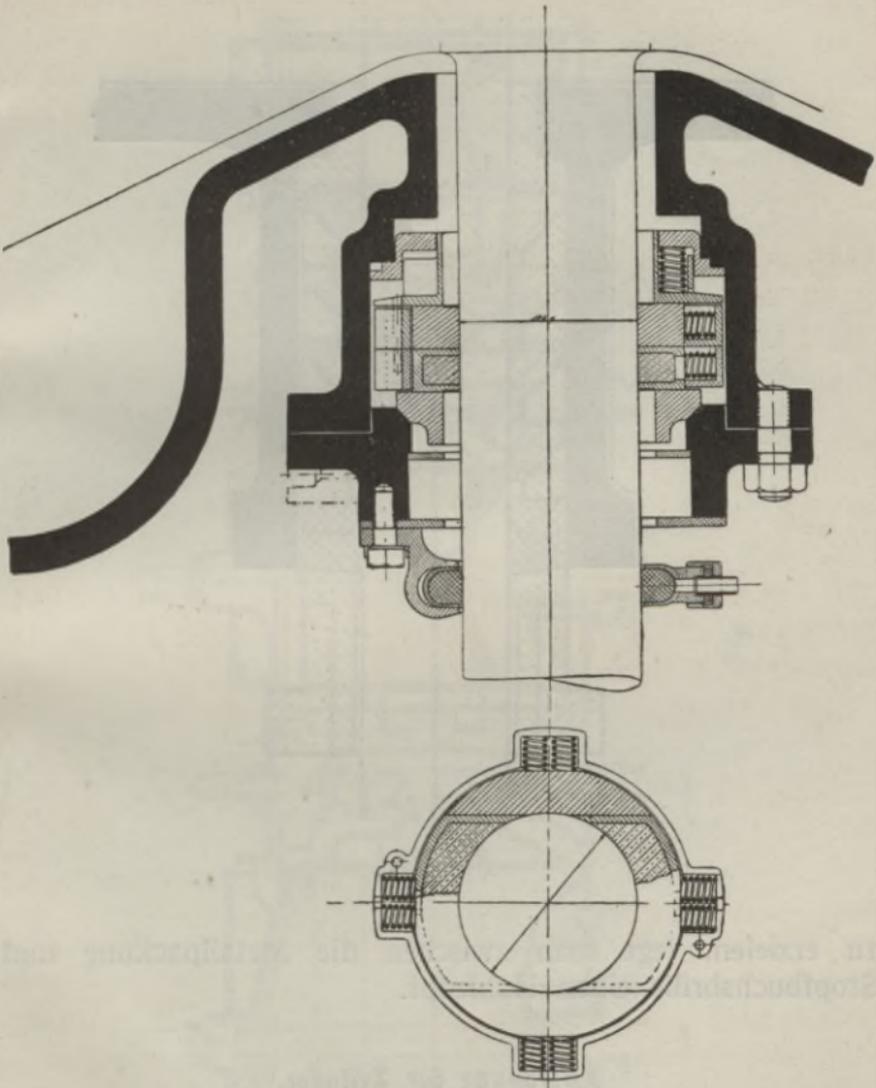


Fig. 56.

angewendete Metallpackung ist die Katzenstein-Packung (Fig. 57). Diese besteht aus einer Anzahl zwei- oder dreiteiliger konischer Ringe, von denen die die

Kolbenstange umschließenden aus Weißmetall, die übrigen aus Bronze bestehen. Um ein gleichmäßiges Andrücken

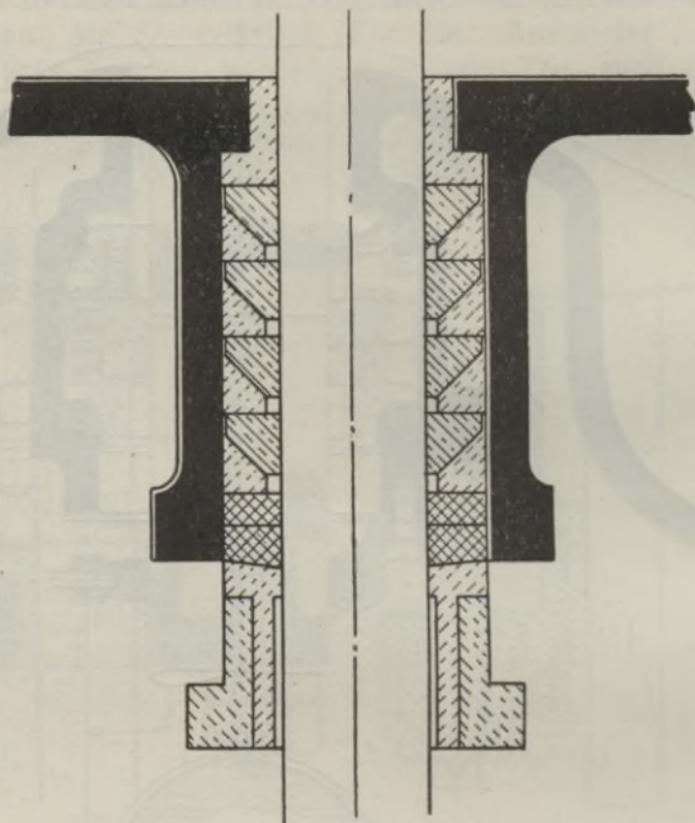


Fig. 57.

zu erzielen, legt man zwischen die Metallpackung und Stopfbuchsbrille einen Hanfzopf.

#### **Anordnung der Zylinder.**

Fig. 58 zeigt die Zylinderanordnung einer neueren dreizylindrigen Handelsschiffsmaschine für eine Leistung von ca. 1100 PSi bei etwa 75 Umdrehungen pro Minute. Kesselspannung 12 kg/qcm Überdruck. Die Abmessungen der Maschine sind:

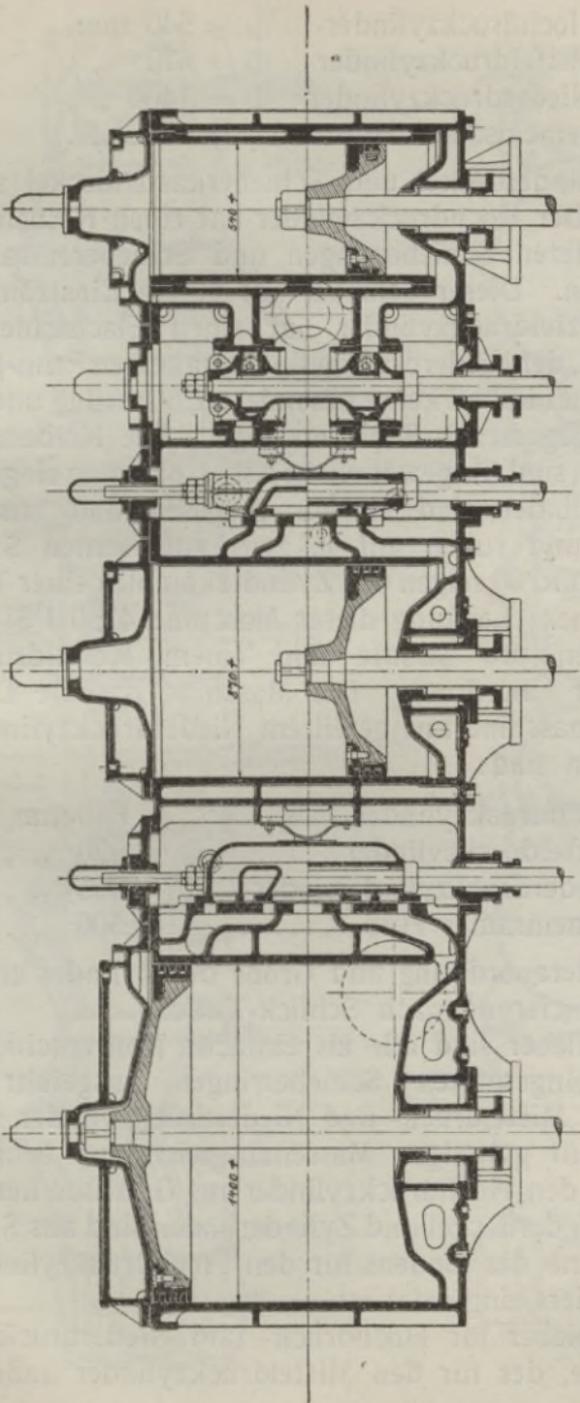


Fig. 58.

Hochdruckzylinder	$\Phi = 540$ mm,
Mitteldruckzylinder	$\Phi = 870$ „ ,
Niederdruckzylinder	$\Phi = 1400$ „ ,
gemeinsamer Hub	= 1000 „ .

Die Zylinderdeckel und Schieberkastendeckel sind aus Gußeisen. Der Hochdruckzylinder hat einen Kolbenschieber mit eingesetzten Schieberringen und Schiebereinsatz, alles aus Gußeisen. Dieser Schieber hat innere Einströmung.

Der Mitteldruckzylinder hat einen Flachschieber mit Trick-Kanal, der Niederdruckzylinder hat einen Penn-Schieber. Beide Schieber haben keine besondere Entlastung und gleiten auf dem angegossenen Schieberspiegel. Die Kolbenstangenstopfbuchsen sind für gewöhnliche Asbestpackung eingerichtet.

Die Zylinder sind einzeln gegossen und zusammengeschraubt und ruhen auf je zwei gußeisernen Ständern.

Fig. 59 und 60 zeigen den Zylinderkomplex einer Torpedojägermaschine. Leistung dieser Maschine 4250 PSi bei 280 Umdrehungen pro Minute und einem Kesseldruck von 18,5 kg/qcm Überdruck. Die Maschine ist eine Dreifach-Expansionsmaschine mit geteiltem Niederdruckzylinder. Die Abmessungen sind:

Hochdruckzylinder	.....	$\Phi = 640$ mm,
Mitteldruckzylinder	.....	$\Phi = 920$ „ ,
Niederdruckzylinder jeder		$\Phi = 965$ „ ,
gemeinsamer Hub	.....	= 500 „ .

Diese Zylinderanordnung und Größe der Zylinder entspricht der Ausbalancierung nach Schlick-Tweedy.

Die Schieber sind alle als einfache Röhrenschieber mit besonders eingesetzten Schieberringen ausgeführt. Die Schieber für Mitteldruck- und Niederdruckzylinder sind mit Rücksicht auf günstigen Massenausgleich aus Bronze, der Schieber für den Hochdruckzylinder aus Gußeisen hergestellt.

Die Zylinderdeckel und Zylinderböden sind aus Stahlguß, mit Ausnahme des Bodens für den Hochdruckzylinder, der nicht besonders eingesetzt ist.

Die Schieber für Hochdruck- und Niederdruckzylinder haben innere, der für den Mitteldruckzylinder äußere Ein-



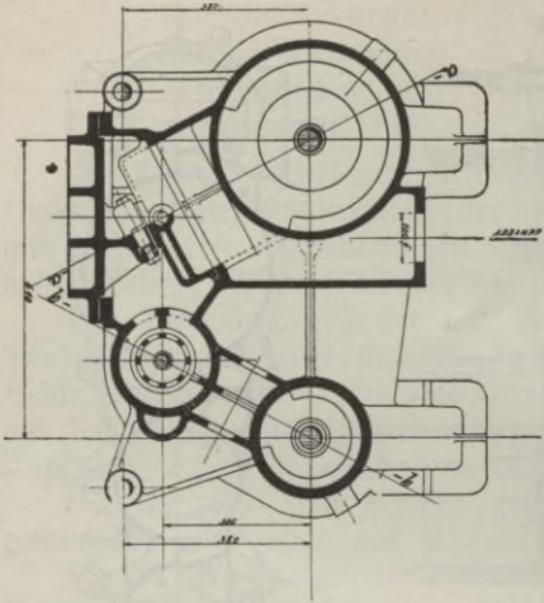
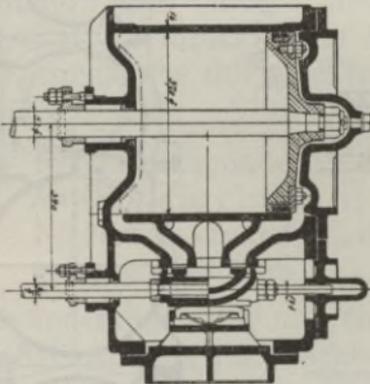
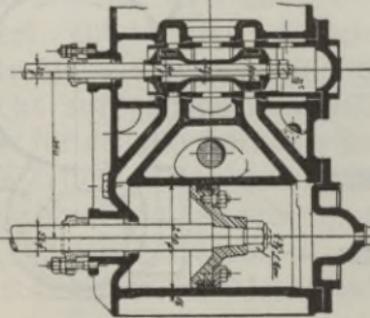


Fig. 61.



Schnitt a-a



Schnitt b-b

strömung. Der Dampf wird durch Überströmrohre nach den einzelnen Zylindern geleitet. Der Abdampf geht getrennt nach dem Kondensator. Die Stopfbüchsen der Zylinder sind für Philadelphia-Packung, die der Schieberkästen für Katzenstein-Packung eingerichtet. Die Zylinder ruhen auf 12 Stück stählernen Säulen nun sind mit dem zugehörigen Schieberkasten einzeln gegossen und zusammengeschaubt.

Fig. 61 zeigt die Zylinderanordnung einer kleinen Zweifach-Expansionsmaschine. Leistung dieser Maschine ca. 90 PSi bei 180 Umdrehungen pro Minute. Dampfspannung 12 kg/qcm Überdruck. Die Dimensionen dieser Maschine sind:

- Hochdruck-  
zylinder 210 mm  $\phi$ ,
- Niederdruck-  
zylinder 370 „  $\phi$ ,
- Hub . . 300 „ .

### Zylinderarmatur.

Die Zylinderarmatur besteht aus:

1. Dem Absperr- und Manövrierventil;
2. den Zylindersicherheitsventilen;
3. den Zylinder- und Schieberkasten-Entwässerungshähnen;
4. der Indiziervorrichtung;
5. den Anschlüssen für event. Mantelheizung;
6. den Hilfsschiebern und
7. dem Regulator.

Letzterer kommt jedoch nur bei ganz großen Maschinen zur Anwendung. (Aspinall-Regulator.)

### Absperr- und Manövrierventil.

Bei kleinen Maschinen werden die Absperr- und Manövrierventile als gewöhnliche Durchgangs- oder Eckventile ausgeführt. Bei großen Maschinen dagegen müssen diese Ventile mit besonderen Entlastungsvorrichtungen versehen werden.

Eine vielfach angewendete Entlastungsvorrichtung zeigt Fig. 62. Infolge Undichtigkeit tritt der im Raum *a* stehende Frischdampf in den Innenraum des Ventilkegels und preßt diesen auf seinen Sitz. Beim Öffnen des Ventiles öffnet sich nun zunächst das im Innern des großen Ventiles eingebaute Entlastungsventil. Der Dampf des Innenraumes entweicht und man kann das nunmehr fast ganz entlastete Hauptventil leicht öffnen. Den Hub des Entlastungsventiles macht man etwa 3 bis 5 mm. Es ist nicht ratsam, den Ventilkegel des Entlastungsventils mit der Ventilspindel aus einem Stück herzustellen, sondern verbindet dieses in der gewöhnlichen Weise mit der Ventilspindel.

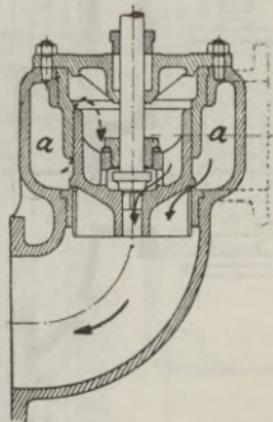
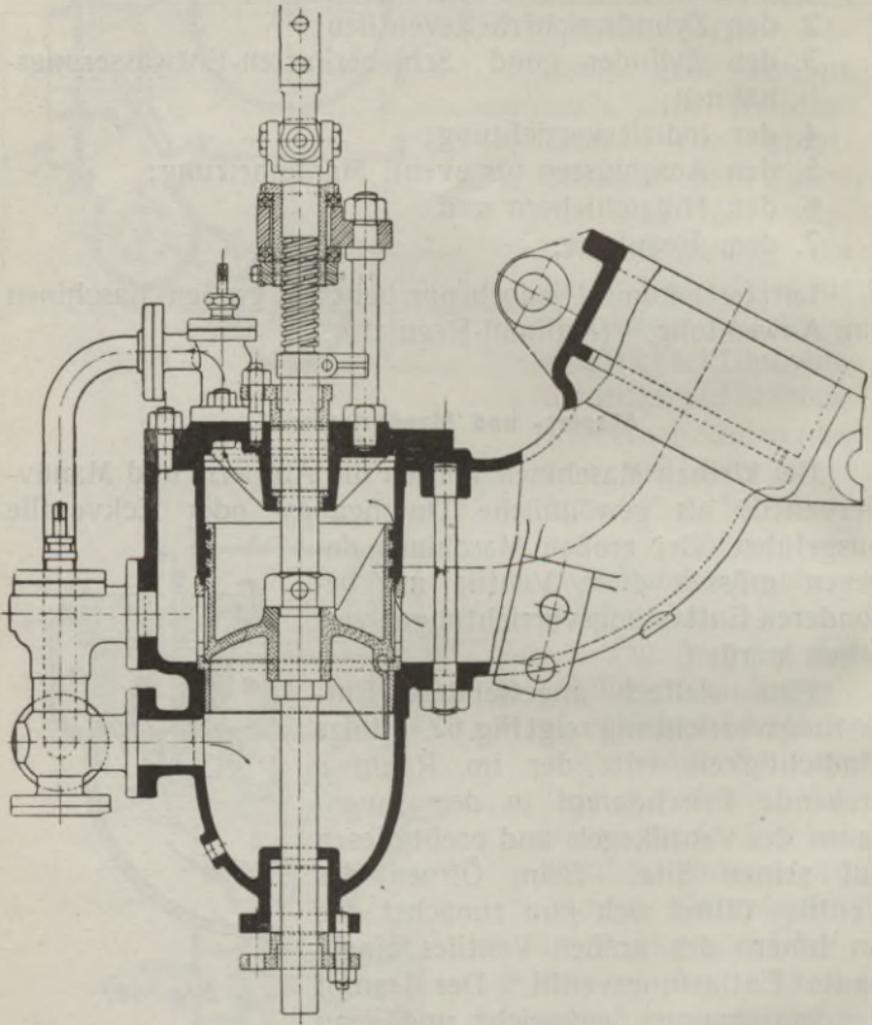


Fig. 62.

Eine andere Ausführung eines entlasteten Hauptabsperrentils zeigt Fig. 63. Auf dem Deckel des Hauptventils befindet sich ein kleines Absperrventil, das eine Verbindung



*Fig. 63.*

zwischen dem Innenraum und der Unterseite des Ventilkegels herstellt. Das kleine Absperrventil wird durch ein besonderes Gestänge vom Maschinenstand aus bewegt. Öffnet man dieses Ventil, dann tritt wie bei dem vorerwähnten Haupt-

absperrventil eine fast vollkommene Entlastung ein. An dem Hauptabsperrventil befindet sich noch ein kleines Ventil für sogen. Marschfahrt. Das Hauptventil bleibt dann geschlossen.

Das Dampfzuleitungsrohr wird mit dem Hauptabsperrventil durch eine Ausdehnungs-Stopfbuchse verbunden.

Statt des Entlastungsventils findet man bei großen Maschinen das Hauptventil als Doppelsitzventil ausgeführt. Der Dampf steht hier so auf dem Kegel, daß dieser vollkommen entlastet ist. Die Bewegung dieser Ventile erfolgt entweder von Hand, oder mittels besonderer Lüftmaschinen. Das Dampfrohr wird mit dem Hauptabsperrventil durch eine Ausdehnungsstopfbuchse verbunden.

Material der Ventile: Bei kleinen Handelsschiffsmaschinen Gußeisen mit Bronzegarnitur oder ganz aus Bronze. Bei großen Maschinen Stahlguß mit Bronzegarnitur (Ventilsitz und Kegel). Bei Kriegsschiffsmaschinen findet man auch Ventile mit in Gehäuse und Ventilkegel eingewalzten Reinnickelringen. Material für die Ventilkegel: Stahlguß.

**Zylinder-Sicherheitsventil** (Fig. 64).

Die Größe dieser Ventile macht man etwa:

$$d = \frac{1}{12} - \frac{1}{14} \text{ des H.-D.-Zylinder-} \\ \text{durchmessers,}$$

$$d = \frac{1}{16} - \frac{1}{18} \text{ des M.-D.-Zylinder-} \\ \text{durchmesser,}$$

$$d = \frac{1}{18} - \frac{1}{24} \text{ des N.-D.-Zylinder-} \\ \text{durchmesser.}$$

Sicherheitsventile sind am Zylinderdeckel und am Boden anzubringen.

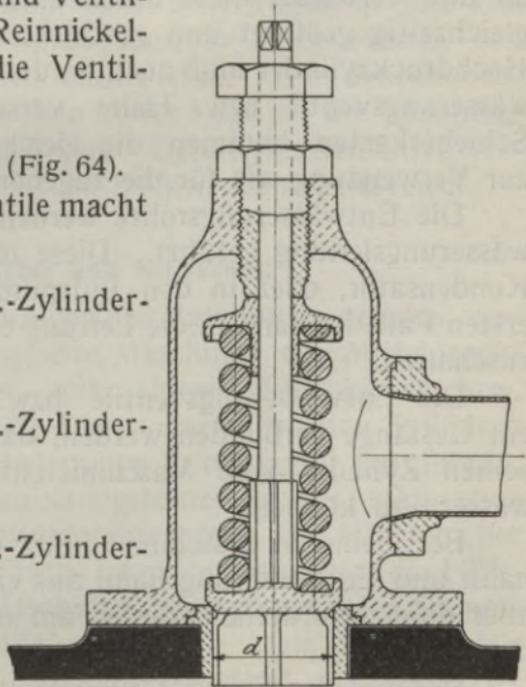


Fig. 64.

gen. Die Spannung der Federn ist so groß zu machen, daß sich das Ventil öffnet, wenn der Druck das 1,2 bis 1,25fache des unter normalen Umständen höchst auftretenden Druckes erreicht. Der Abfluß der Sicherheitsventile ist zweckmäßig mittels Rohr nach der Bilge zu leiten.

Material der Sicherheitsventile meist Bronze.

### **Entwässerung der Zylinder und Schieberkasten.**

Zylinder und Schieberkasten erhalten auf der Bodenseite an der tiefsten Stelle Entwässerungsventile oder Hähne. Die lichte Weite dieser macht man etwa 0,04 bis 0,02 der des zugehörigen Zylinders. Hierbei gelten die großen Werte für kleine Zylinder, die kleinen Werte für große Zylinder. Wird die lichte Weite der Ventile bzw. Hähne nach vorstehendem größer als 50 mm, dann wendet man zweckmäßig zwei Stück an und verbindet diese durch ein Gestänge, so daß beide gleichzeitig geöffnet und geschlossen werden können. Der Hochdruckzylinder muß auch an dem Deckel mit einem Entwässerungsventil bzw. Hahn versehen werden. Für die Schieberkasten kommen die gleichen Ventile bzw. Hähne zur Verwendung wie für die zugehörigen Zylinder.

Die Entwässerungsrohre werden in die allgemeine Entwässerungsleitung geführt. Diese mündet entweder in den Kondensator, oder in den Luftpumpenauswurfkasten. Im ersten Falle ist dann in die Leitung ein Rückschlagventil einzuschalten.

Die Entwässerungsventile bzw. Hähne müssen durch ein Gestänge verbunden werden, das ermöglicht, jeden einzelnen Zylinder vom Maschinistenstand aus bequem entwässern zu können.

Bei kleineren Maschinen führt man oft den Indikatorhahn und Entwässerungshahn aus einem Stück aus. Es ist aber dann erforderlich, diesen am unteren Zylinderende zu befestigen.

Material der Entwässerungsarmatur: Bronze, der Rohrleitungen: Kupfer oder Schmiedeseisen.

### **Indikatoranschlüsse.**

Die Weite der Indikatoranschlüsse bestimmt man aus der Gleichung:

$$f = 0,015 L + 2 \text{ qcm};$$

hierin ist  $L$  die Länge des Rohres von der Anschlußstelle bis zum Dreiwegehahn. Die lichte Weite des Indikatorhahnes macht man mindestens 16 mm (2 qcm).

Indikatorhahn und Rohr werden bei kleinen Maschinen aus einem Stück hergestellt. Bei großen Maschinen dagegen führt man die Rohre aus Kupfer aus.

Die Befestigung des Indikatorhahnes erfolgt am besten am obersten Zylinderende. Das Kupferrohr muß etwa in der Mitte einen sogenannten Kompensationsbogen erhalten.

Bei Maschinen mit

### **Mantelheizung**

erhält das Dampfzugangsrohr einen lichten Durchmesser von 15 bis 20 mm; das Dampfabgangsrohr einen solchen von 10 bis 15 mm. Die Zudampfleitung ist mit einem Reduktionsventil zu versehen, damit man in der Lage ist, die Spannung des Heißdampfes zu regulieren. Den Zylindermantel versieht man außerdem mit einem kleinen Sicherheitsventil.

### **Hilfsschieber und Hilfsventil.**

Um ein leichtes Anspringen der Maschine zu erzielen, versieht man, besonders bei großen Maschinen, den Mitteldruck- und Niederdruckzylinder mit einem Hilfsschieber bzw. Ventil, wodurch man in die Lage versetzt ist, den Zylindern auf der Deckel- bzw. Bodenseite Frischdampf zuzuführen. Die Weite des Dampfzuleitungsrohres macht man etwa 0,12 bis 0,15 der des Hauptdampfrohres. Die Hilfsschieber werden als gewöhnliche Flach- oder Rundschieber, die Hilfsventile (nur bei kleinen Maschinen) als nur durch den Dampfdruck geschlossene Ventile ausgeführt. Die Hilfsschieber und -ventile müssen vom Maschinistenstand aus durch Gestänge leicht beweglich sein.

## 12. Das Kolbengestänge.

### a) Dampfkolben.

Die Dampfkolben der Handelsschiffsmaschinen werden bei kleinen Maschinen aus Gußeisen, bei großen Ausführungen

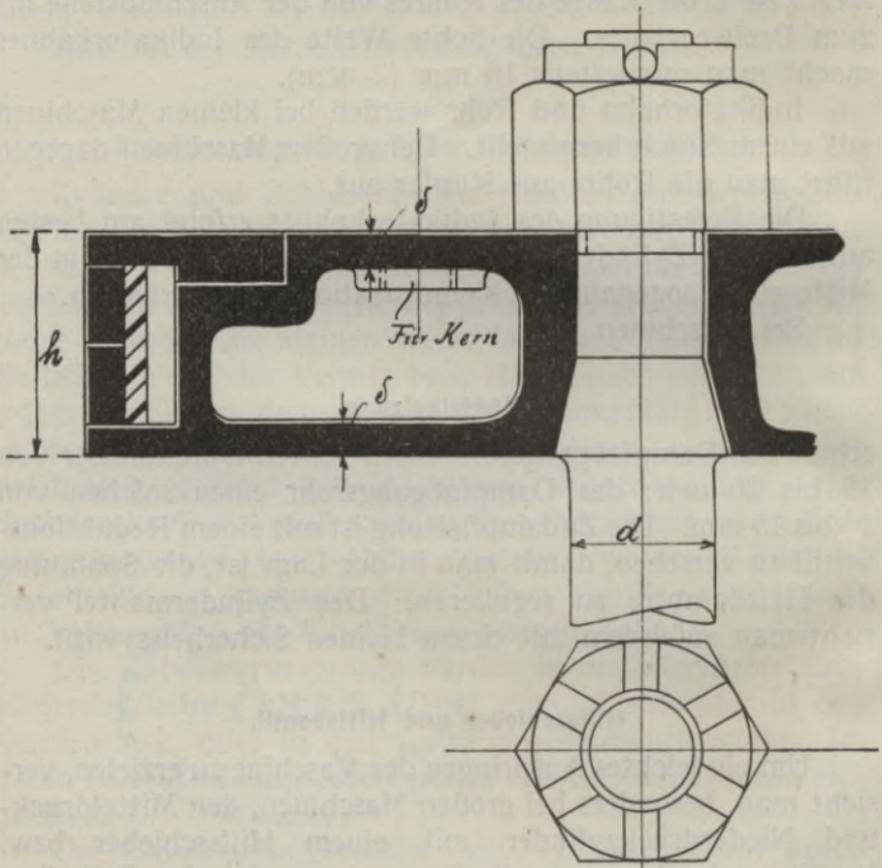
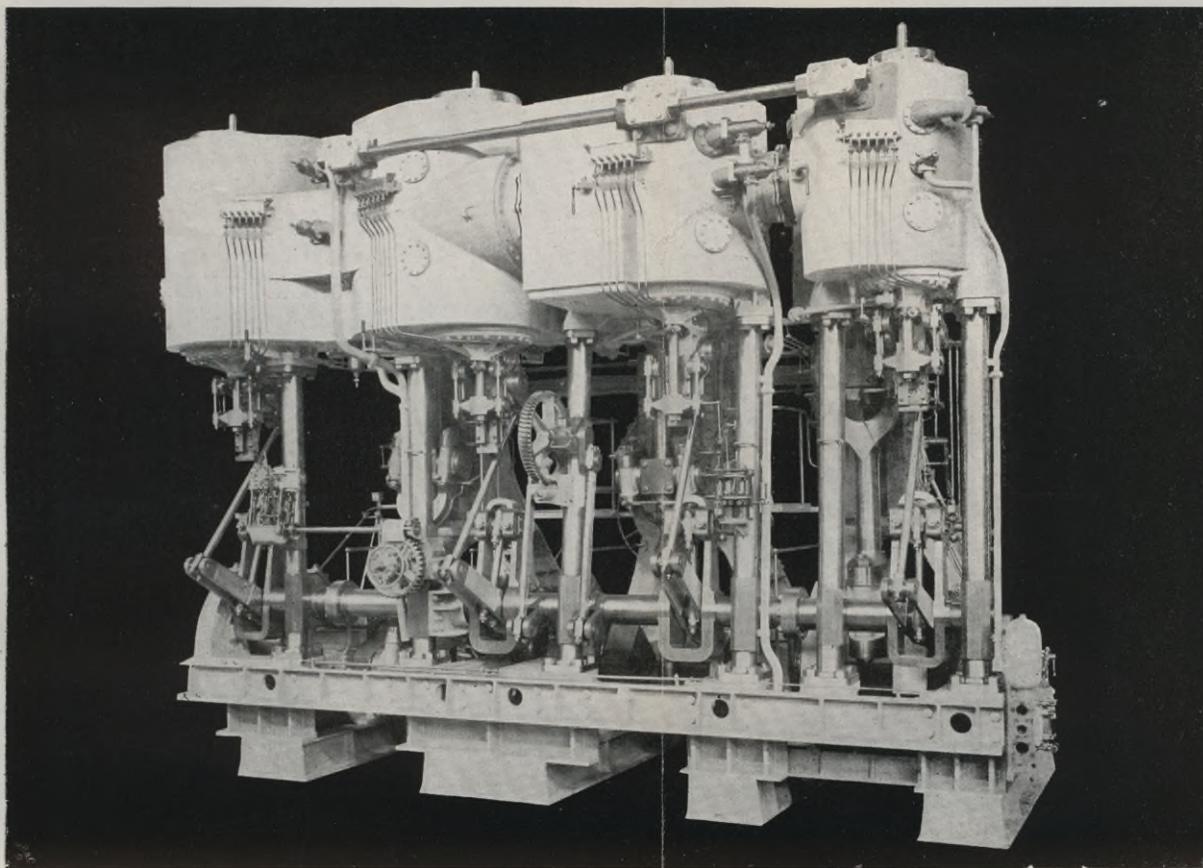


Fig. 65.

aus Stahlguß hergestellt. Bei allen schweren Kriegsschiffsmaschinen werden die Kolben ausschließlich aus Stahlguß, bei Torpedobootsmaschinen aus geschmiedetem Stahl ausgeführt.

Fig. 65 zeigt einen gußeisernen Kolben normaler Konstruktion, wie er bei kleinen Handelsschiffsmaschinen zur



Tafel I (Fig. 65).

Hauptmaschine für ein Linienschiff.

Maschinen-Dimensionen:  $\frac{920 \times 1440 \times 2240}{1000}$

Leistung: 8350 PS<sub>i</sub> bei 115 Umdrehungen in der Minute.  
Kesselspannung: 13,5 Atm. Überdruck.



Verwendung kommt. Die Stärke der oberen und unteren Wand sowie der Rippen wählt man etwa:

$$\delta = \frac{D}{60} + 10 \text{ mm bis } \frac{D}{40} + 10 \text{ mm.}$$

Die Nabenstärke macht man 1,5 bis 1,7  $\times$  Kolbenstangendurchmesser, die Kolbenhöhe  $h$  macht man 1,4 bis 1,5  $\times$  Kolbenstangendurchmesser. Die gußeisernen Kolben müssen innen mit Rippen versteift werden, deren Anzahl etwa:

$z = 4$	für Kolben von 300—600 mm Durchmesser
$z = 6$	„ „ „ 600—1000 „ „
$z = 8$	„ „ „ 1000—1500 „ „
$z = 10-12$	„ „ „ 1500—2000 „ „

Die Zahl der Rippen bestimmt sich auch aus der Gleichung:

$$a = 30 \text{ bis } 35 \sqrt{\frac{\delta^2}{p}};$$

hierin ist:

$a$  = Teilung der Rippen in cm (gemessen auf  $\frac{2}{3} D$ );

$\delta$  = Wandstärke der Rippen in cm;

$p$  = Dampfdruck auf den Kolben in kg/qcm.

Fig. 66 zeigt einen gußeisernen Kolben mit Ramsbottomringen.

**Stahlgußkolben.** Die Wandstärke  $\delta$  dieser Kolben (Fig. 67) berechnet sich zu:

$$\delta = 0,016 D \sqrt{p + C}.$$

Hierin ist:

$D$  = Durchmesser des Zylinders in cm,

$p$  = Druck auf den Kolben in kg/qcm.

( $p$  für Hochdruckzylinder = Kesseldruck),

( $p$  „ Mitteldruckzylinder = 0,5  $\times$  Kesseldruck),

( $p$  „ Niederdruckzylinder = 0,2  $\times$  Kesseldruck).

Die Konstante  $C$  setzt man:

$C = 0,5$  cm für Hochdruckkolben

$C = 1$  „ „ Mitteldruckkolben

$C = 1,2$  „ „ Niederdruckkolben

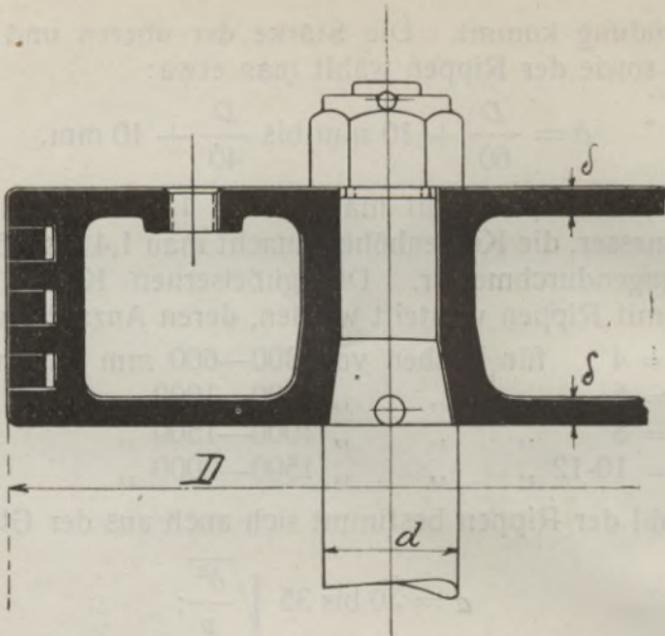


Fig. 66.

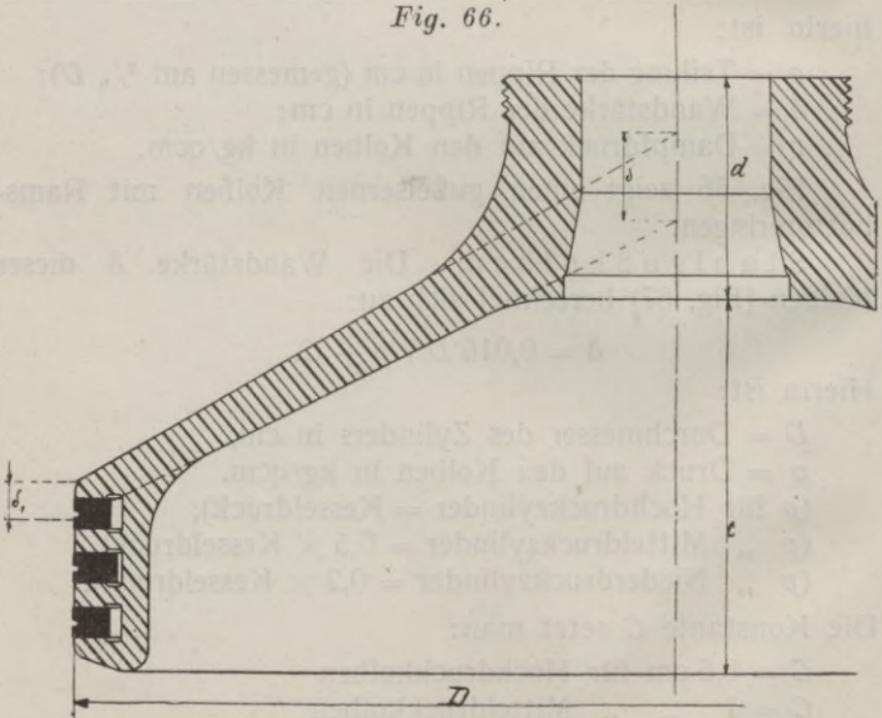


Fig. 67.

Die Stärke  $\delta_1$  wählt man etwa  $0,5 \delta$  für die großen (Mittel- und Niederdruck-) Kolben,  $0,7 \delta$  für die Hochdruckkolben.

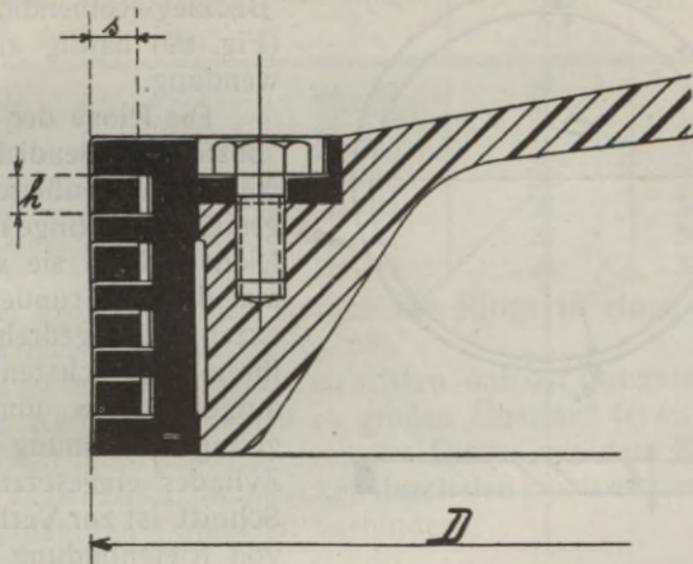


Fig. 68.

Für geschmiedete Kolben setzt man etwa 75% bis 85% der gefundenen Werte  $\delta$  und  $\delta_1$  von Stahlgußkolben ein. Um Zylinder von gleicher Höhe zu erhalten, werden die Maße  $c$  und  $d$  (Fig. 67) bei allen Kolben gleich ausgeführt.

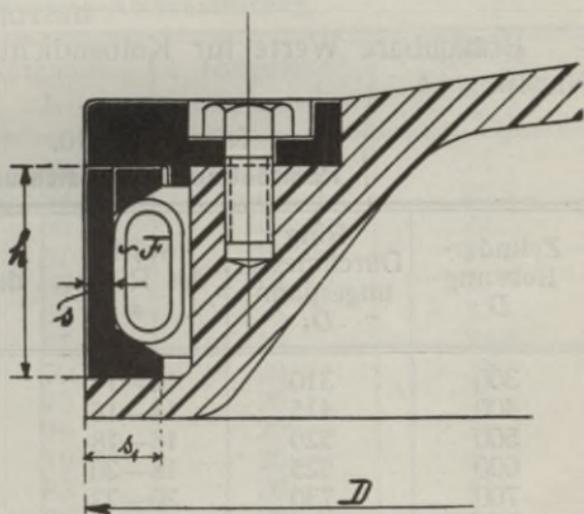


Fig. 69.

Man wählt zweckmäßig den Neigungswinkel  $\alpha$  für den größten Kolben mit etwa  $8^\circ$  bis  $10^\circ$ .

**Kolbendichtung.** Die gebräuchlichste Kolbendichtung ist die Ramsbottom-Kolbendichtung (Fig. 68),

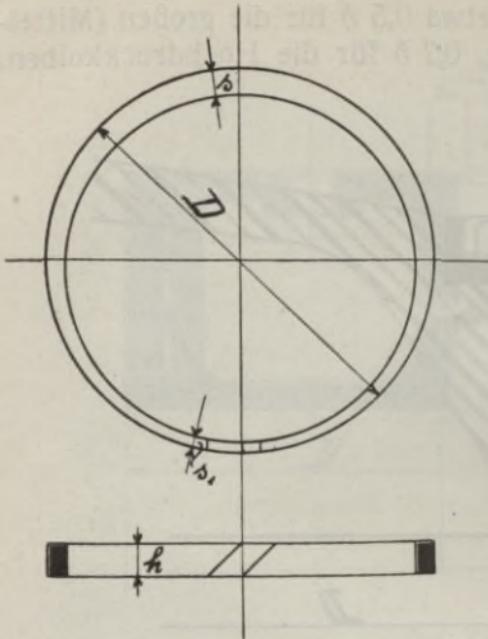


Fig. 70.

daneben gelangt für die Niederdruckzylinder die Buckley-Kolbendichtung (Fig. 69) häufig zur Anwendung.

Die Ringe der Ramsbottom-Kolbendichtung werden aus Gußeisen hergestellt. Die Ringe müssen leicht federn, sie werden aus diesem Grunde innen exzentrisch gedreht, an ihrem schwächsten Ende aufgeschnitten und mit geringer Spannung in den Zylinder eingesetzt. Der Schnitt ist zur Verhütung von Riefenbildung in der Zylinderlauffläche schräg auszuführen (Fig. 70).

Brauchbare Werte für Kolbendichtungen gibt Tabelle Nr. 10.

Tabelle Nr. 10.

**Ramsbottom-Kolbendichtung.**

Zylinder-Bohrung $D$	Ring Durchmesser ungespannt $D_1$	Stärke des Ringes $s$	Höhe des Ringes $h$	Zahl der Ringe
300	310	12—14	17—20	2—3
400	415	14—16	18—20	2—3
500	520	16—18	20—25	2—3
600	625	18—20	20—25	3
700	730	20—23	20—25	3
800	830	21—25	20—25	3—4
900	935	22—28	20—25	3—4
1000	1040	23—30	20—25	3—4
1100	1145	24—32	25	3—4
1200	1250	24—34	25	3—4
1300	1350	24—36	25	3—4

Zylinder- Bohrung $D$	Ring Durchmesser ungespannt $D_1$	Stärke des Ringes $s$	Höhe des Ringes $h$	Zahl der Ringe
1400	1455	24—37	25	3—4
1500	1560	24—38	25	3—4
1600	1665	26—40	25	3—4
1700	1770	26—40	25	3—4
1800	1875	26—41	26	3—4
1900	1980	26—41	26	3—4
2000	2080	26—42	26	3—4

Bei großen Kolben werden die Ringe in einen aufgesetzten Kranz eingelegt (Fig. 68).

Es ist besonders darauf zu achten, daß der unterste bzw. oberste Kolbenring keinen zu großen Überlauf (etwa  $\frac{1}{2} s$ ) erhält, um das Herausspringen des Ringes aus dem Kolbenkörper bzw. Zusammendrücken durch den frisch eintretenden hochgespannten Dampf zu verhindern.

Tabelle Nr. 11.

**Buckley-Kolbendichtung.**

Zylinder- Bohrung $D$	Ringhöhe $h$	Ringdicke $s$	Untere Ringdicke $s_1$
530— 570	48	16	24
570— 620	52	16	25,5
620— 700	55	18	27
700— 780	57	18	29
780— 850	60	18	30,5
850— 920	63	18	32
920—1000	67	18	33,5
1000—1100	70	20	35
1100—1200	73	20	37
1200—1300	76	20	38
1300—1400	79	20	40
1400—1500	83	20	41
1500—1700	86	20	43
1700—1900	89	22	45
1900—2100	92	22	46
2100—2300	95	22	48
2300—2500	98	22	50
2500 u. mehr	102	22	51

Die Ringe dieser Kolbendichtung werden ringsum mit gleicher Stärke ausgeführt (siehe Fig. 69). Durch die eingesetzte Spiralfeder *F* wird der aus zwei Teilen bestehende Kolbenring nicht nur nach außen an die Zylinderbohrung, sondern auch an Kolbendeckel und Boden angepreßt.

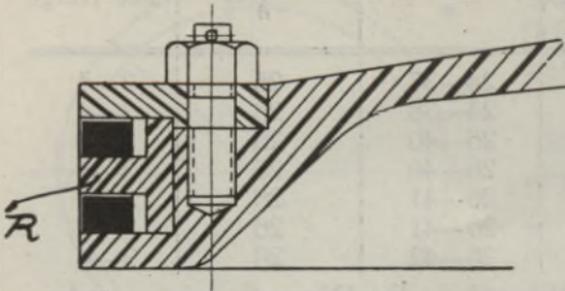


Fig. 71.

Zylinderdurchmesser) lassen sich die Ramsbottom-Ringe nicht mehr ohne Gefahr für

den Ring über den Kolben streifen, man wendet dann zweckmäßig die in Fig. 71 gezeigte Konstruktion an. Der Ring *R* ist nicht aufgeschnitten, während die andern beiden Ringe wie vorher beschrieben ausgeführt werden.

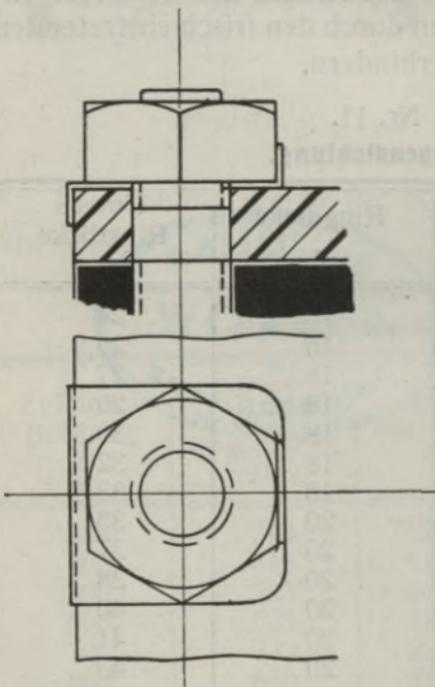
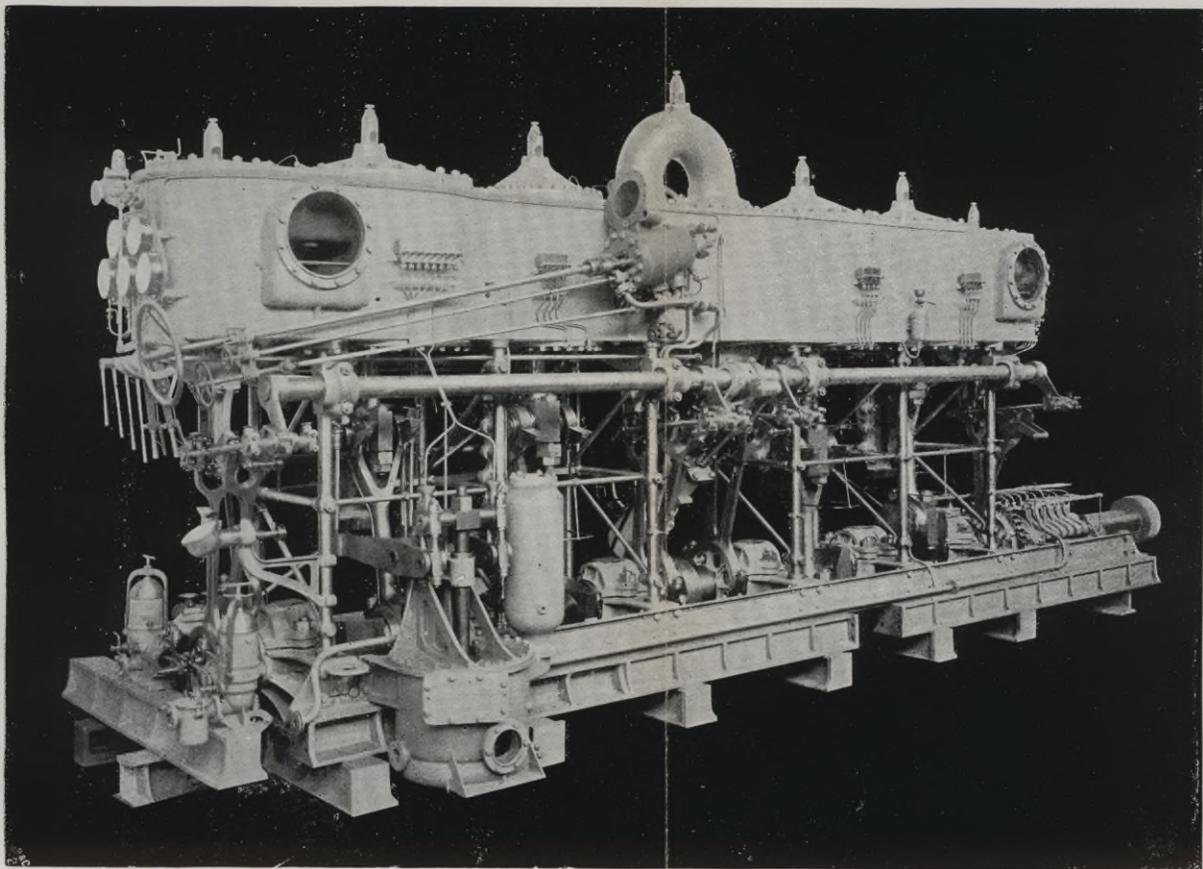


Fig. 72.

Die Deckel der Kolben in Fig. 69 und Fig. 71 müssen gegen Durchbiegen genügend stark bemessen sein. Die Kolbendeckelschrauben müssen gegen selbsttätiges Lösen gesichert werden. Eine gut bewährte Schraubensicherung ist in Fig. 72 eingezeichnet. Diese Sicherung besteht aus einer unter den Schraubenkopf gelegten Kupferscheibe, die einerseits ihren

Halt durch das nach unten gebogene Ende am Kolbenring erhält, während andererseits das andere Ende so nach oben



Tafel II (Fig. 71).

Hauptmaschine für einen Torpedokreuzer.

Maschinen-Dimensionen:  $\frac{580 \times 850 \times (2 \times 860)}{450}$

Leistung: 3100 PS<sub>i</sub> bei 350 Umdrehungen in der Minute.  
Kesselspannung: 16 Atm. Überdruck.



gebogen wird, daß es fest an die flache Seite des Kopfes zu liegen kommt und eine Drehung verhindert. Die Stärke der Kolbendeckelschrauben wählt man etwa:

$5/8''$ — $7/8''$	für Durchmesser bis 400 mm
$7/8''$ — $1''$	„ „ von 400—600 mm
$1''$ — $1\frac{1}{8}''$	„ „ „ 600—1000 „
$1\frac{1}{8}''$ — $1\frac{1}{4}''$	„ „ „ 1000—1500 „
$1\frac{1}{4}''$ — $1\frac{3}{4}''$	„ „ „ 1500 mm und darüber.

Die Schraubenteilung wählt man:

5—7 <i>d</i>	für Hochdruckkolben,
6—8 <i>d</i>	„ „ Mitteldruckkolben,
8—10 <i>d</i>	„ „ Niederdruckkolben.

#### b) Kolbenstange.

Die Beanspruchung des Gewindekerns macht man gewöhnlich:

$k_z = 300$ — $600$ kg/qcm	für Handelsschiffe,
$k_z = 500$ — $750$ kg/qcm	„ „ Linienschiffe und große Kreuzer.
$k_z = 750$ — $1000$ kg/qcm	„ „ kleine Kreuzer, Torpedojäger und Torpedobootmaschinen.

Als Material für die Kolbenstangen kommt bei Handelsschiffen ausschließlich Siemens-Martin-Stahl, bei Kriegsschiffen außerdem auch Nickelstahl zur Verwendung. Der Kolben und bei schweren Maschinen auch der Kreuzkopf werden mittels Konus und Mutter mit der Kolbenstange verbunden. Um den Kolben bzw. Kreuzkopf leicht lösen zu können, macht man die Konusse etwa 1:3 bis 1:5.

Die Stärke der Kolbenstange ist aus der Gleichung

$$P_k = \pi^2 \cdot \frac{E \cdot J}{l^2 \cdot S}$$

zu ermitteln. Hierin ist:

- $P_k$  = maximale Kolbenkraft in kg,
- $E$  = Elastizitätsmodul in kg/qcm,

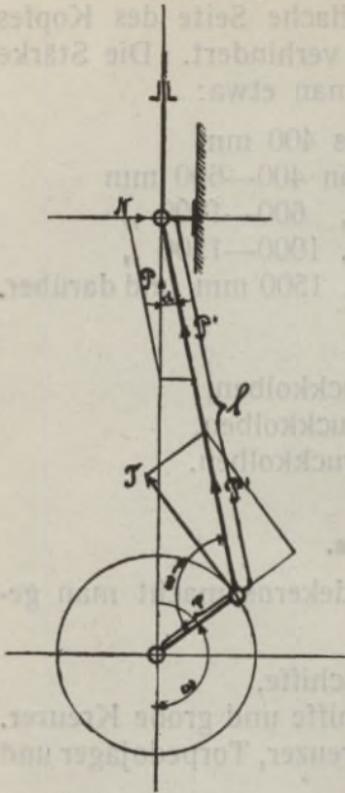


Fig. 73.

$J$  = kleinstes äquatoriales Trägheitsmoment in  $\text{cm}^4$ ,

$l$  = freie Knicklänge, gemessen von Unterkante Kolben bis Mitte Kreuzkopf, in cm,

$S$  = Sicherheit,

= 30 bis 40 bei Handelsschiffsmaschinen,

= 25 bis 35 bei schweren Kriegsschiffsmaschinen,

= 15 bis 25 bei Kreuzer- und Torpedobootsmaschinen.

Gewöhnlich macht man den Schaftquerschnitt =  $2 \times$  Gewindekern-Querschnitt. Eine Nachrechnung auf Knicken ist dann nicht erforderlich.

Bei Torpedobootsmaschinen führt man mit Rücksicht auf Gewichtersparnis die Pleuelstange und den Kreuzkopf aus einem Stück aus (Fig. 73).

### c) Gleitbahn.

Aus Figur 73 ergibt sich der Zug bzw. Druck in der Pleuelstange zu

$$P' = \frac{P}{\cos \alpha};$$

und der Druck auf die Gleitbahn

$$N = P \cdot \text{tg } \alpha.$$

Unter der Voraussetzung, daß der Kolbendruck  $P$  (kg) während des ganzen Hubes konstant bleibt, wird der Druck  $N$  auf die Gleitbahn ein Maximum, wenn der von Pleuelstange und Pleuelstange eingeschlossene Winkel  $90^\circ$  ist. Es ist:

$$\text{tg } \alpha = \frac{r}{\sqrt{l^2 + r^2}},$$

setzt man nun  $\frac{r}{l} = \lambda$ , so erhält man

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\lambda}{\sqrt{1 - \lambda^2}}.$$

Da der unter dem Bruchstrich stehende Wert  $\sqrt{1 - \lambda^2} \sim 1$  ist, so genügt es, wenn man für den Gleitbahndruck die Gleichung vereinfacht und

für  $\operatorname{tg} \alpha = \frac{r}{l}$  setzt. Es

wird dann

$$N = \operatorname{tg} \alpha \cdot P = \frac{r}{l} \cdot P.$$

Den spezifischen Flächen-  
druck auf die Gleitbahn  
wählt man:

3,5—4,5 kg/qcm für  
Handelsschiffe,

4,5—5,8 kg/qcm für  
Schnelldampfer,

5—6 kg/qcm für  
Linienschiffs- und große  
Kreuzermaschinen,

6—8,5 kg/qcm für  
kleine Kreuzer- bzw. Tor-  
pedobootsmaschinen.

Die Länge des Gleit-  
schuhes macht man etwa  
1,25 bis  $1,7 \times$  der Breite.  
Die Gleitschuhe führt man  
aus Gußeisen, Bronze oder  
Stahlguß aus und versieht  
die Gleitflächen mit

konisch eingepreßten Weißmetallstreifen (Fig. 74). Diese Ausführung hat gegenüber der alten Methode, die ganze Gleitfläche mit einer Weißmetallplatte auszugießen, den Vorteil denkbar leichtester Auswechslung ausgelaufener Gleitschuhe.

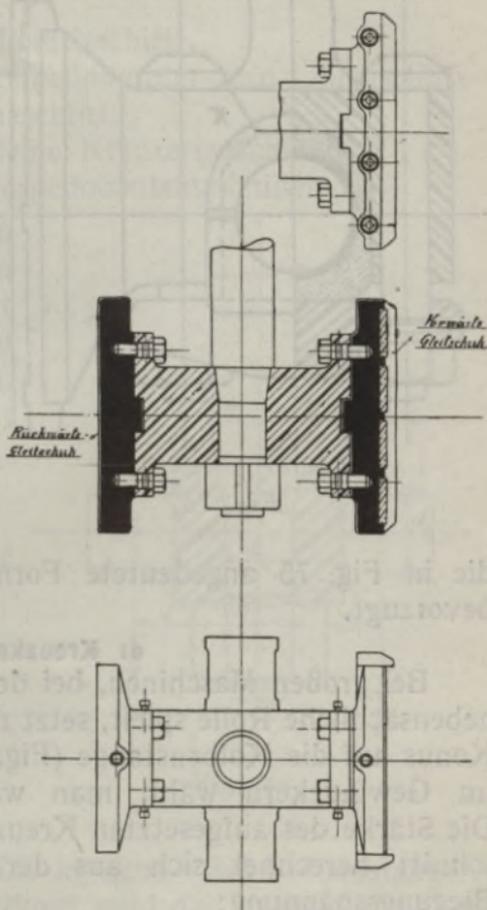


Fig. 74.

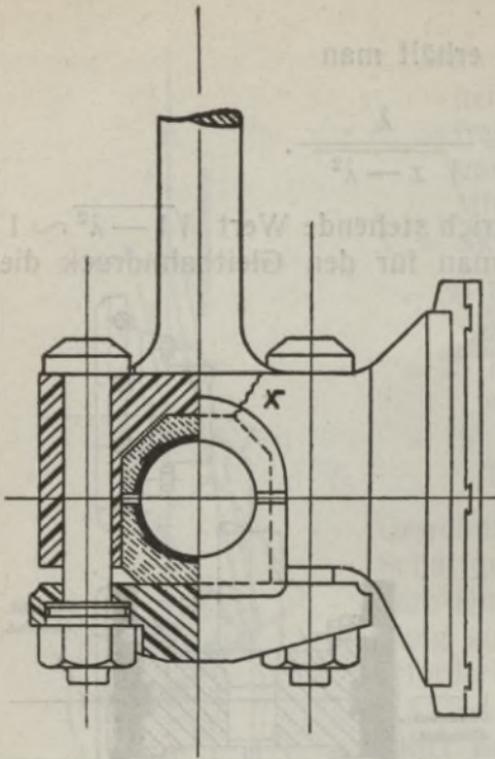


Fig. 75.

Die Gleitschuhe müssen nachstellbar eingerichtet sein; dies wird am einfachsten durch Zwischenlagen aus dünnem Messingblech zwischen Kreuzkopfkörper und Gleitschuh bewirkt. Die Gleitschuhe sind zu diesem Zwecke leicht losnehmbar auszuführen; man richtet sie gewöhnlich so ein, daß man die aufgeschraubte Gleitfläche nach unten oder seitlich herausziehen kann. Große Handelsschiffsmaschinen erhalten stets zweiseitige Kreuzköpfe, während man bei Kriegsschiffsmaschinen

die in Fig. 75 angedeutete Form der Leichtigkeit wegen bevorzugt.

#### d) Kreuzkopf.

Bei großen Maschinen, bei denen das Gewicht nur eine nebensächliche Rolle spielt, setzt man den Kreuzkopf mittels Konus auf die Kolbenstange (Fig. 76). Die Beanspruchung im Gewindekern wählt man wie bei der Kolbenstange. Die Stärke des aufgesetzten Kreuzkopfes im mittleren Querschnitt berechnet sich aus der auftretenden maximalen Biegungsspannung:

$$M_b = \frac{P}{2} \cdot l_1.$$

Das Widerstandsmoment im mittleren Querschnitt berechnet sich zu:

$$W = \frac{1}{6} \cdot (b - d_2) \cdot h^2;$$

die Beanspruchung schwankt zwischen 500 und 750 kg/qcm.

Bei angeschmiedetem Kreuzkopf ist dieser an der Stelle  $x$  (Fig. 75) so kräftig zu machen, daß beim Eintreiben der Lager-  
schalen keine Durchbiegung auftreten kann.

**e) Kreuzkopfzapfen.**

Den spezifischen Flächendruck im Kreuzkopfzapfenlager macht man gewöhnlich:

- $p = 50-70$  kg/qcm für Handelsschiffe,
- $p = 70-90$  „ „ Schnelldampfer- und Linienschiffs-  
maschinen,
- $p = 90-120$  „ „ kleine Kreuzermaschinen,
- $p = 120-150$  „ „ Torpedobootsmaschinen.

Man macht gewöhnlich die Zapfenlänge  $l$  gleich dem Zapfendurchmesser  $d$ . Zur Kontrolle rechnet man den Zapfen noch auf Biegung nach. Maximales Biegemoment

$$M_b = \frac{P}{2} \cdot \frac{l}{2};$$

Widerstandsmoment für volle Zapfen:

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot d_1^3 = \text{cm}^3;$$

für hohle Zapfen:

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(d_1^4 - d_3^4)}{d_1} = \text{cm}^3.$$

( $d_3 =$  Bohrung der Welle.)

Beanspruchung etwa 500—750 kg/qcm. Bei Kolbenstangen mit angeschmiedetem Kreuzkopf wird der Kreuzkopfzapfen in der (Fig. 79) angedeuteten Weise eingesetzt.

Die Länge  $l$  macht man hier etwa  $1,5 d_1$ . Das maximale Biegemoment beträgt hierbei:

$$M_b = \frac{P \cdot l}{8};$$

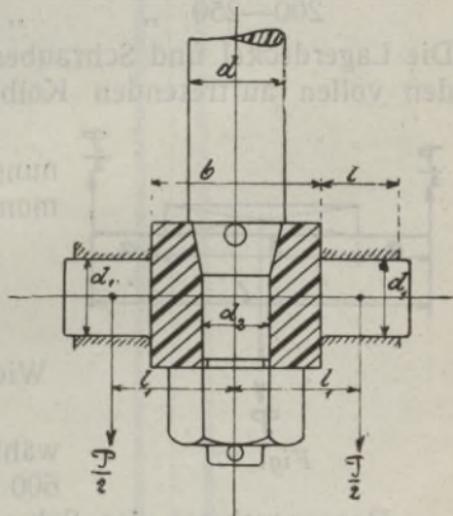


Fig. 76.

Die Kreuzkopfzapfen erhalten an den Seiten Abflachungen, damit sich das eingeführte Schmiermaterial besser hält und eine gleichmäßige Auflage erzielt wird.

Die Lagerschalen für diese Kreuzkopfform macht man aus Bronze oder Stahlguß und füttert sie mit Weißmetall aus. Zuweilen findet man auch geschmiedete mit Weißmetall ausgegossene Lagerschalen. Die Stärke der Lagerschalen aus Bronze oder Stahlguß macht man etwa  $\frac{1}{5}$  bis  $\frac{1}{6}$  des Zapfendurchmessers  $d_1$ .

Stärke des Weißmetalls:

bis 80 mm Durchmesser	5—6 mm
80—150 „ „	6—9 „
150—200 „ „	9—12 „
200—250 „ „	12—15 „

Die Lagerdeckel und Schrauben sind so zu bemessen, daß sie den vollen auftretenden Kolbendruck aufnehmen können.

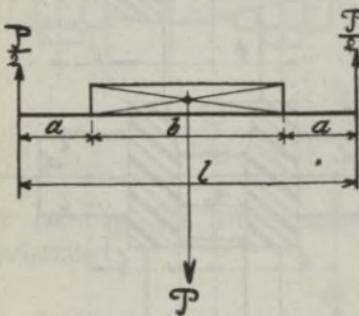


Fig. 77.

Das für den Deckel in Rechnung zu setzende Biegemoment beträgt: (Fig. 77)

$$M_b = \frac{P}{2} \cdot \left( \frac{l}{2} \cdot \frac{b}{4} \right).$$

Widerstandsmoment =  $\frac{1}{6} b \cdot h^2$ .

Die Biegungsbeanspruchung wählt man etwa 400 bis 600 kg/qcm.

Beanspruchung der Schraubenbolzen im Gewindekern für die maximale Belastung:

$k_z = 350—500$ kg/qcm	für Handelsschiffsmaschinen,
$k_z = 500—600$ „ „	schwere Kriegsschiffsmaschinen,
$k_z = 600—800$ „ „	Torpedobootsmaschinen.

Die Muttern erhalten entweder Pennsche Sicherung oder werden (bei kleinen Maschinen) als Doppelmuttern ausgeführt.

#### f) Pleuelstangen.

Um den Druck auf die Gleitbahn möglichst gering zu erhalten, macht man die Pleuelstange so lang, wie

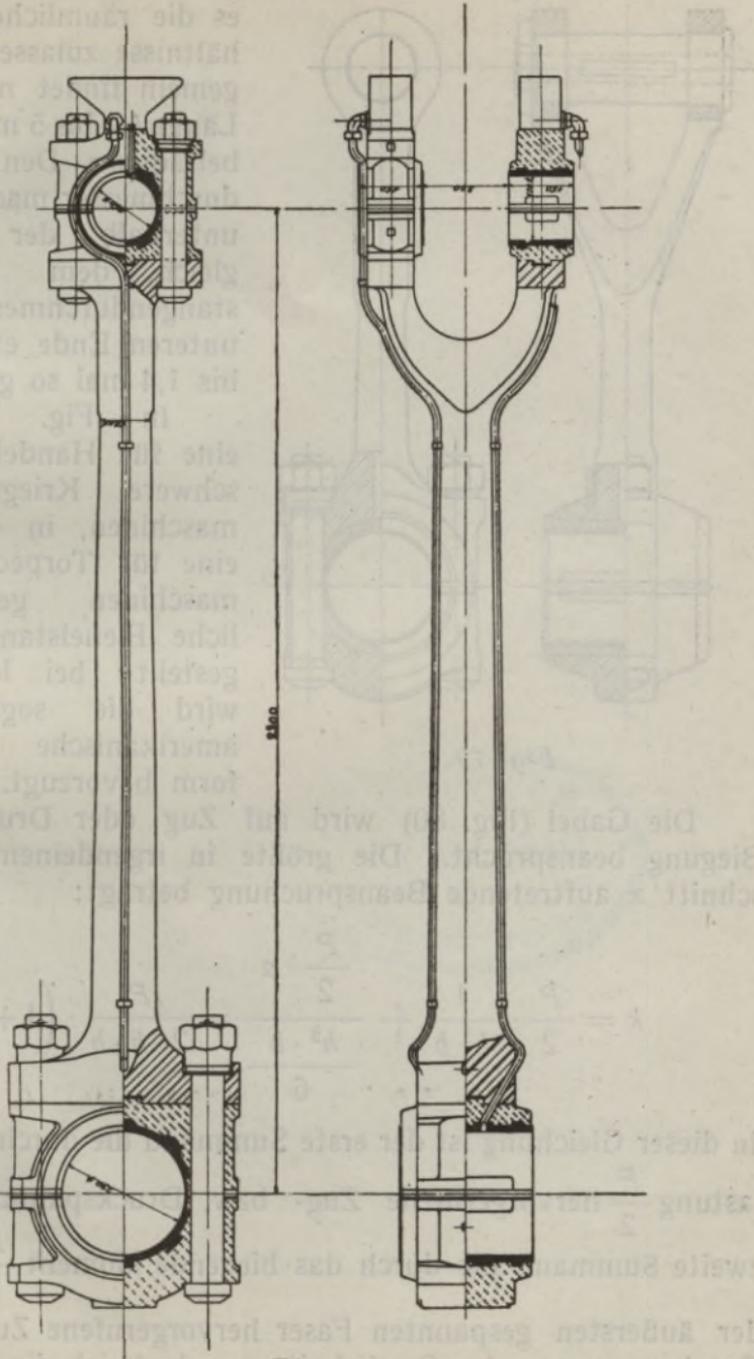


Fig. 78.

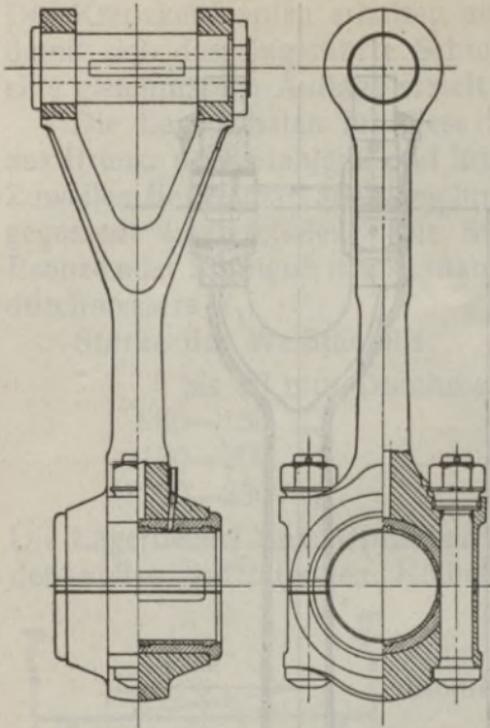


Fig. 79.

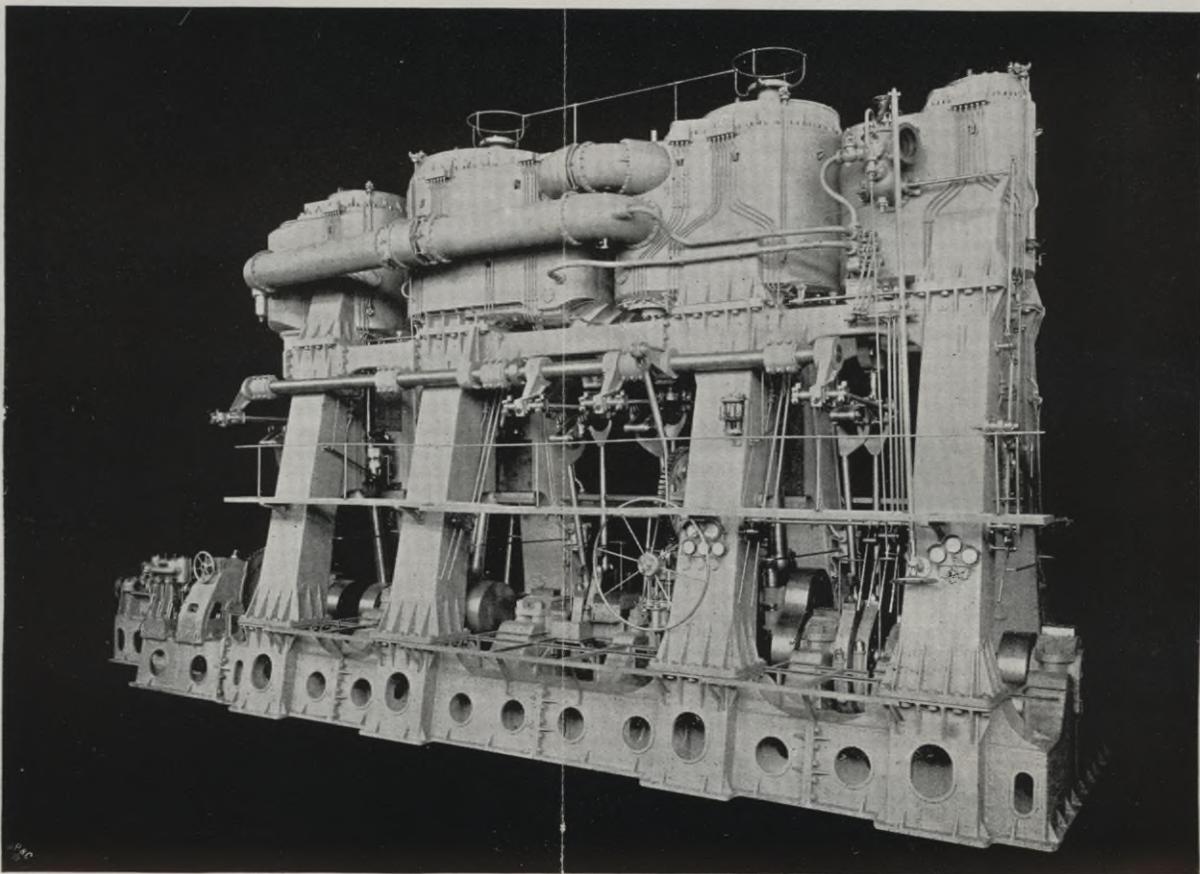
es die räumlichen Verhältnisse zulassen. Allgemein findet man die Länge  $l$  4 bis 5 mal Kurbelradius  $r$ . Den Schaftdurchmesser macht man unterhalb der Gabel gleich dem Kolbenstangendurchmesser, am unteren Ende etwa 1,2 bis 1,4 mal so groß.

In Fig. 78 ist eine für Handels- und schwere Kriegsschiffsmaschinen, in Fig. 76 eine für Torpedobootsmaschinen gebräuchliche Pleuelstange dargestellt; bei letzteren wird die sogenannte amerikanische Gabelform bevorzugt.

Die Gabel (Fig. 80) wird auf Zug oder Druck und Biegung beansprucht. Die größte in irgendeinem Querschnitt  $x$  auftretende Beanspruchung beträgt:

$$k = \frac{P}{2} \cdot \frac{1}{h \cdot b} + \frac{\frac{P}{2} \cdot a}{\frac{h^2 \cdot b}{6}} = \frac{P}{2 \cdot h \cdot b} \cdot \left( 1 + \frac{6 \cdot a}{h} \right).$$

In dieser Gleichung ist der erste Summand die durch die Belastung  $\frac{P}{2}$  hervorgerufene Zug- bzw. Druckspannung, der zweite Summand die durch das biegende Moment  $\frac{P}{2} \cdot a$  in der äußersten gespannten Faser hervorgerufene Zug- bzw. Druckspannung. Im Querschnitt  $y$  zerlegt sich die Kolben-



Tafel III (*Fig. 79*).

Hauptmaschine des Schnelldampfers „Kaiserin Augusta Viktoria“.

Maschinen-Dimensionen:  $\frac{920 \times 1350 \times 1920 \times 2710}{1650}$

Leistung: 8350 PS; bei 84 Umdrehungen in der Minute.

Kesselspannung: 15 Atm. Überdruck.



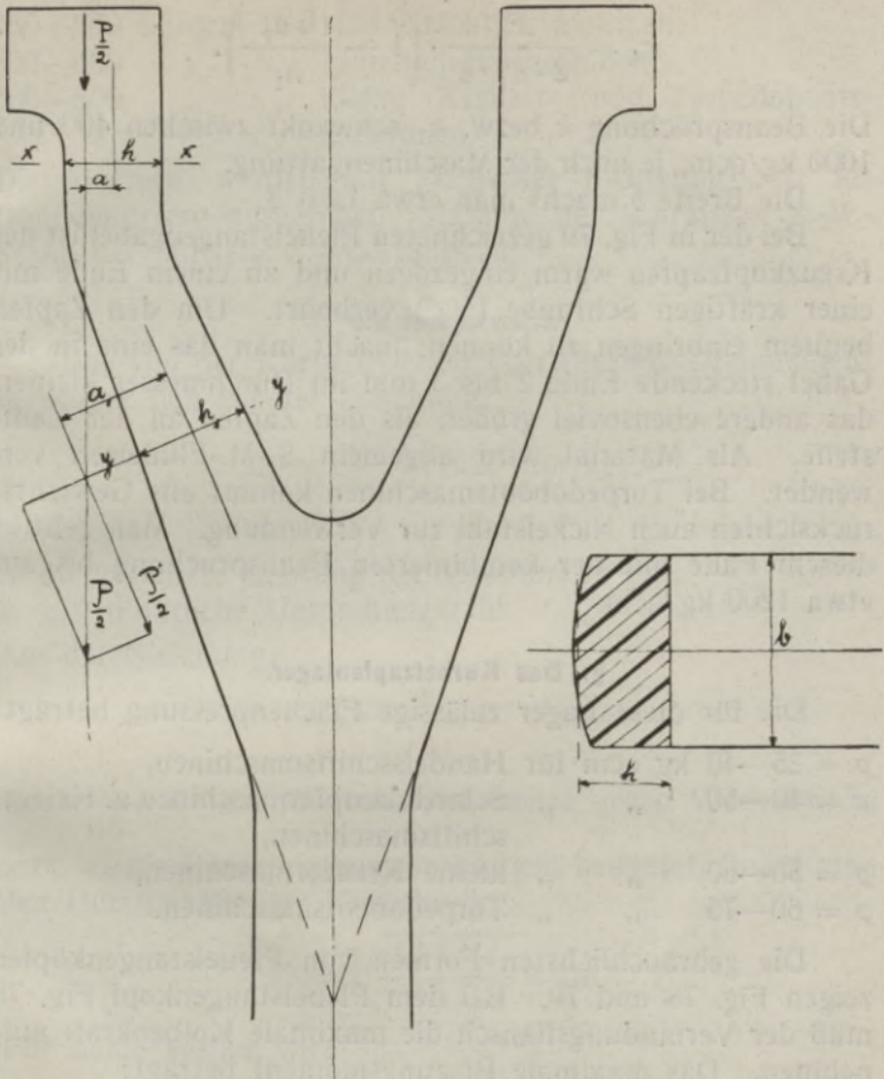


Fig. 80.

kraft  $\frac{P}{2}$  in zwei Komponenten, von denen die Komponente  $\frac{P'}{2}$  den Querschnitt  $y$  auf Zug oder Druck und Biegung beansprucht. Es wird also die Beanspruchung demzufolge:

$$k_1 = \frac{P'}{2 \cdot h_1 \cdot b} \cdot \left( 1 + \frac{6 a_1}{h_1} \right).$$

Die Beanspruchung  $k$  bzw.  $k_1$  schwankt zwischen 400 und 1000 kg/qcm, je nach der Maschinengattung.

Die Breite  $b$  macht man etwa  $1,1 \cdot d$ .

Bei der in Fig. 79 gezeichneten Pleuelstangengabel ist der Kreuzkopfzapfen warm eingezogen und an einem Ende mit einer kräftigen Schraube ( $\frac{3}{4}$ " ) verbohrt. Um den Zapfen bequem einbringen zu können, macht man das eine in der Gabel steckende Ende 2 bis 3 mm im Durchmesser kleiner, das andere ebensoviel größer, als den Zapfen an der Laufstelle. Als Material wird allgemein S.-M.-Flußeisen verwendet. Bei Torpedobootsmaschinen kommt aus Gewichts- rücksichten auch Nickelstahl zur Verwendung. Man geht in diesem Falle mit der kombinierten Beanspruchung bis auf etwa 1200 kg/qcm.

#### g) Das Kurbelzapfenlager.

Die für diese Lager zulässige Flächenpressung beträgt:

$p = 25—40$	kg/qcm	für	Handelsschiffsmaschinen,
$p = 40—50$	„	„	Schnelldampfermaschinen u. Kriegsschiffsmaschinen,
$p = 50—60$	„	„	kleine Kreuzermaschinen,
$p = 60—75$	„	„	Torpedobootsmaschinen.

Die gebräuchlichsten Formen von Pleuelstangenköpfen zeigen Fig. 78 und 79. Bei dem Pleuelstangenkopf Fig. 78 muß der Verbindungsflansch die maximale Kolbenkraft aufnehmen. Das maximale Biegemoment beträgt:

$$M_b = \frac{P}{2} \cdot l;$$

das Widerstandsmoment ohne Berücksichtigung des Schaftes in der Mitte:

$$W = \frac{1}{6} b h^2;$$

die Beanspruchung der Schrauben im Kernquerschnitt nimmt man:

350—500 kg/qcm für Handelsschiffsmaschinen,  
 500—600 „ „ Linienschiffsmaschinen,  
 600—800 „ „ kleine Kreuzer- und Torpedoboots-  
 maschinen.

Die Muttern werden mit Pennscher Sicherung oder als Doppelmutter ausgeführt. Material der Schrauben S.-M.-Stahl, der Muttern S.-M.-Flußeisen.

### h) Die Kurbelwelle.

Das von der Kurbelwelle zu übertragende Drehmoment berechnet sich aus der Gleichung:

$$M_d = \frac{N}{n} \cdot 71620 \text{ (cm/kg)};$$

hierin ist:

$N$  die indizierte Leistung der Maschine in PS<sub>i</sub>,  
 $n$  „ „ minutliche Umdrehungszahl.

Aus der Gleichung:

$$M_d = \frac{\pi}{16} \cdot D^3 \cdot k_d,$$

worin  $\frac{\pi}{16} \cdot D^3$  das Widerstandsmoment gegen Verdrehen in cm<sup>3</sup>,  $k_d$  die Beanspruchung in kg/qcm bedeutet, findet man den Durchmesser der Kurbelwelle

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_d}{\pi \cdot k_d}} = \text{cm.}$$

Für hohle Wellen wird

$$\frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{16 \cdot M_d}{\pi \cdot k_d};$$

wenn  $d$  die Bohrung der Welle in cm. Die Beanspruchung auf Verdrehen setzt man:

$k_d = 250—350$  kg/qcm für Handelsschiffsmaschinen,  
 $k_d = 350—400$  „ „ Linienschiffsmaschinen,  
 $k_d = 400—480$  „ „ Kreuzermaschinen,  
 $k_d = 480—600$  „ „ Torpedobootsmaschinen.

Die Bohrung der hohlen Wellen wählt man so, daß das Verhältnis  $\frac{d_1}{d} = 0,4 - 0,6$  wird.

Um ein Anrosten des Welleninnern durch eintretendes Wasser zu vermeiden, werden die Bohrungen an den Enden dicht verschlossen.

Die Dimensionen der Kurbelwellen nach den Vorschriften des Germanischen Lloyd berechnen sich für nicht überhängende Kurbeln zu:

$$d = \sqrt[3]{\frac{P \cdot L \cdot n_1 \cdot D_1^2}{C_1}} \quad \left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{der größere von beiden} \\ \text{Werten ist maßgebend.} \end{array}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{P \cdot L \cdot n \cdot D^2}{C}}$$

Hierin ist:

$d$  der Durchmesser der Kurbelwelle in cm,

$P$  der absolute Kesseldruck in Atm.,

$L$  die Kurbellänge in cm,

$D_1$  der Durchmesser des Hochdruckzylinders in cm,

$D$  der Durchmesser des Niederdruckzylinders in cm,

$n_1$  bzw.  $n$  die Anzahl der Hochdruck- bzw. Niederdruckzylinder.

Die Konstanten  $C_1$  und  $C$  sind für die einzelnen Maschinengattungen wie folgt zu nehmen:

Verbundmaschinen, 2 Zylinder, 2 Kurbeln unter  $90^\circ$ .

$$C_1 = 115, \text{ wenn } \frac{D^2}{D_1^2} < 3,478$$

$$C = 400, \text{ wenn } \frac{D^2}{D_1^2} > 3,478.$$

Dreifach-Expansionsmaschinen, 3 verschiedene Zylinder, 3 Kurbeln unter  $120^\circ$ .

$$C_1 = 96, \quad \text{wenn } \frac{D^2}{D_1^2} < 6,604$$

$$C = 634, \quad \text{wenn } \frac{D^2}{D_1^2} > 6,604.$$

Dreifach-Expansionsmaschinen mit 5 Zylindern (2 gleiche Hochdruckzylinder auf 2 gleichen Niederdruckzylindern), 3 Kurbeln unter  $120^\circ$ .

$$C_1 = 93, \quad \text{wenn } \frac{D^2}{D_1^2} < 6,796$$

$$C = 632, \quad \text{wenn } \frac{D^2}{D_1^2} > 6,796.$$

Vierfach-Expansionsmaschinen, 4 verschiedene Zylinder, 4 Kurbeln unter  $90^\circ$ .

$$C_1 = 82, \quad \text{wenn } \frac{D^2}{D_1^2} < 9,171$$

$$C = 752, \quad \text{wenn } \frac{D^2}{D_1^2} > 9,171.$$

Die nach diesen Gleichungen ermittelten Wellendurchmesser können bei ausbalancierten Maschinen bis zu 4% reduziert werden. Als Material für die Kurbelwellen kommt bei Handelsschiffen fast ausschließlich S.-M.-Stahl von einer Festigkeit von 40 bis 47 kg/qmm und mindestens 20% Dehnung zur Verwendung. Bei Kriegsschiffen wird auch Tiegelstahl von 45 bis 50 kg/qmm Festigkeit und 20 bis 25% Dehnung, bei Torpedobootsmaschinen und Schnelldampfern Nickelstahl von 55 bis 65 kg/qmm Festigkeit und mindestens 20% Dehnung verwendet.

Die Kurbelwellen werden bei Maschinen für Handelsschiffe gewöhnlich aus mehreren Teilen zusammengebaut. Fig. 81 zeigt eine solche Kurbelwelle. Die Kurbelzapfen und Wellenstücke werden in die Kurbelwangen entweder hydraulisch oder warm eingepreßt und verdübelt. Das eingepreßte Wellenstück wird an den Enden stärker gemacht, etwa  $d + \frac{d}{40}$ . Die Stärke der Kurbelwangen macht man bei



gebauten Kurbelwellen etwa:  $w = 0,6 d$  bis  $0,7 d$ ; die Wangenhöhe wird gewählt:  $H = 1,9 d$  bis  $2 d$ .

Die gebauten Kurbelwellen werden ausnahmslos bei großen Maschinen, bei denen das Gewicht keine Rolle spielt, ausgeführt. Bei Kriegsschiffsmaschinen dagegen führt man die Kurbelwellen derart aus, daß man eine oder zwei Kurbeln mit den Zapfen, Wangen und Wellenstücken aus einem Stück schmiedet und die einzelnen Kurbelwellen dann zusammenflanscht. Bei großen Maschinen werden die Exzenter auf-

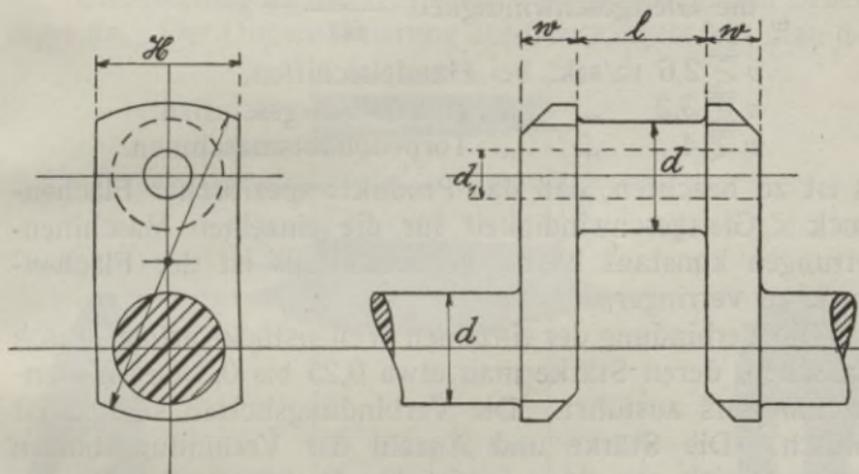


Fig. 83.

gesetzt, während man mitunter bei Torpedobootsmaschinen aus Gewichtsrücksichten auch diese anschmiedet. Fig. 82 zeigt eine Kurbelwelle für eine Torpedobootsmaschine mit Massenausgleich nach Schlick-Tweedy. Die Wangenstärke  $w$  macht man ebenso stark, wie bei gebauten Kurbelwellen, die Wangenhöhe dagegen etwa  $H = d + 2 \left( 5 \text{ mm} + \frac{d}{40} \right)$ . Die

Wellen und Zapfen dieser Kurbelwellen werden fast immer hohl ausgeführt und zuweilen an den Enden abgeschrägt. Die Abrundungen der Kurbelwangen führt man für Handelsschiffe nach Fig. 83 aus. Bei Torpedobootsmaschinen findet man oft die Ausführung nach Fig. 82.

**i) Kurbelzapfen.**

Die Stärke der Kurbelzapfen macht man gleich dem Wellendurchmesser. Die Länge des Kurbelzapfens ist abhängig von dem zulässigen spezifischen Flächendruck (siehe unter Pleuelstangen). Um nicht zu lange Kurbelzapfen zu erhalten, macht man oft deren Durchmesser größer als den Wellendurchmesser. Es muß aber dann berücksichtigt werden, daß mit zunehmendem Zapfendurchmesser auch die Gleitgeschwindigkeit linear wächst. Man macht gewöhnlich

$$\text{die Gleitgeschwindigkeit } \frac{d \pi n}{60} = v$$

- $v \leq 2,6$  m/sek. bei Handelsschiffen,  
 $v \leq 3,2$  „ „ großen Kriegsschiffen,  
 $v \leq 4$  „ „ Torpedobootsmaschinen.

Es ist zu beachten, daß das Produkt: spezifischer Flächendruck  $\times$  Gleitgeschwindigkeit für die einzelnen Maschinengattungen konstant bleibt, gegebenenfalls ist der Flächendruck zu verringern.

Die Verbindung der einzelnen Wellenstücke erfolgt durch Flanschen, deren Stärke man etwa 0,25 bis 0,3 des Wellendurchmessers ausführt. Die Verbindungsbolzen sind meist konisch. Die Stärke und Anzahl der Verbindungsbolzen bestimmt sich aus dem maximalen Drehmoment. Es ist:

$$M = 71620 \cdot \frac{N_i}{n} \text{ und, wenn man den Halbmesser bis Mitte Bolzen mit } r \text{ bezeichnet, } P = \frac{M}{r}; \text{ oder der auf Abscheren}$$

$$\text{beanspruchte Querschnitt } F = \frac{M}{r} \cdot \frac{1}{k_s}. \text{ Die Beanspruchung}$$

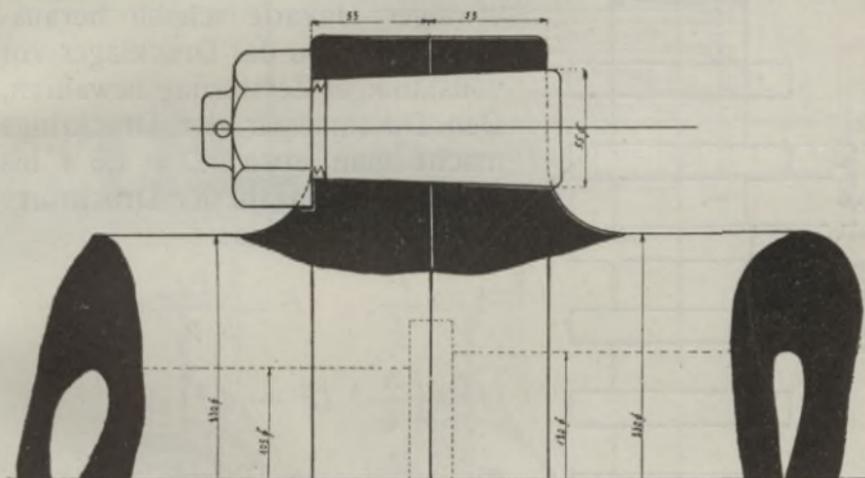
$k_s$  setzt man etwa:

- 250—350 kg/qcm für Handelsschiffsmaschinen,  
 350—450 „ „ Linienschiffsmaschinen,  
 450—500 „ „ Kreuzermaschinen,  
 500—600 „ „ Torpedobootsmaschinen.

Die Anzahl der Bolzen wählt man mindestens  $0,2 d$  ( $d$  in cm). Den Konus macht man 1:15 bis 1:25. Es ist darauf zu achten, daß die Löcher in den beiden Kupplungs-

flanschen sorgfältig aufgerieben werden, um eine sichere Anlage aller Bolzen zu erzielen. Um möglichst kleine Flanschen zu erhalten, setzt man die Bolzen so dicht als möglich nach innen und versieht sie außerdem mit kleineren, dem stark abgesetzten Kerndurchmesser des Gewindes entsprechende Muttern. Es ist besonders darauf zu achten, daß die Kuppelbolzen auch ohne besondere Schwierigkeiten sich wieder aus den Flanschen entfernen lassen. Fig. 84 zeigt eine Flanschenverbindung.

Unmittelbar an die Kurbelwelle schließt sich das Drucklager an. Der Dimensionierung des Drucklagers legt man den



~ Fig. 84.

indizierten Schub zugrunde. Dieser berechnet sich aus der Gleichung:

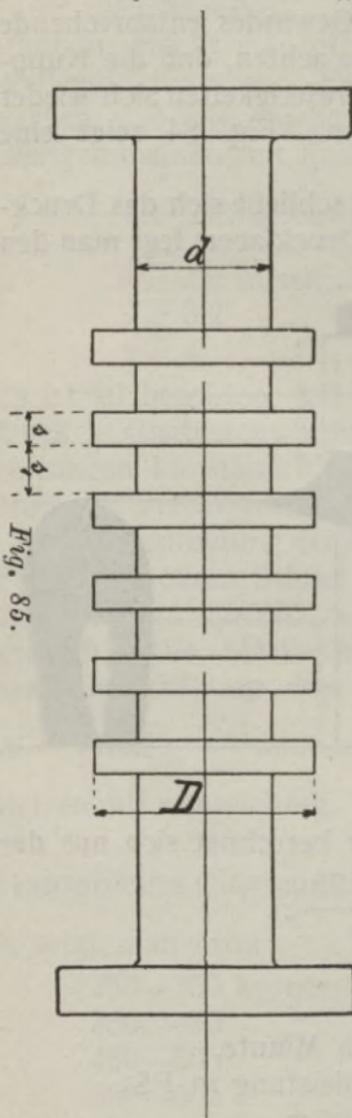
$$P_i = \frac{N_i}{H} \cdot \frac{60 \cdot 75}{n};$$

hierin ist:

- $P_i$  der indizierte Schub,
- $n$  die Umdrehungszahl pro Minute,
- $N_i$  die indizierte Maschinenleistung in PS<sub>i</sub>,
- $H$  die Schraubensteigung in m.

Den Durchmesser der Drucklagerwelle macht man zweckmäßig gleich dem Kurbelwellendurchmesser. Den spezifischen Flächendruck macht man:

$p = 3-4$  kg/qcm für Handelsschiffe,  
 $p = 4-5,5$  „ „ Passagierdampfer,  
 $p = 5-6$  „ „ schwere Kriegsschiffe,  
 $p = 6-7$  „ „ Torpedoboote.



Die Drucklagerbügel für kleine Maschinen bis etwa 150 PS macht man ganz geschlossen, während man bei großen Maschinen die Drucklagerbügel hufeisenförmig ausführt. Bei letzterer Ausführungsart kann man jeden einzelnen Druckring bei etwaiger Havarie schnell herausnehmen und so das Drucklager vor vollständiger Zerstörung bewahren. Den Durchmesser der Druckringe macht man etwa:  $D = 1,6 d$  bis  $1,9 d$ . Die Anzahl der Druckringe bestimmt man aus:

$$z = \frac{F}{f}; \quad F = \frac{P_i}{p} = z \cdot f;$$

$$f = \left( \frac{\pi}{4} \cdot D^2 - d_1^2 \right)$$

für geschlossene Bügel,

$$f = \eta \left( \frac{\pi}{4} \cdot D^2 - d_1^2 \right)$$

für offene Bügel;

$\eta$  setzt man etwa 0,65 bis 0,7;

es bedeutet:

$F$  = Gesamtdruckfläche in qcm;

$f$  = Druckfläche eines Ringes in qcm.

Die Hufeisenringe werden aus Gußeisen oder Stahlguß hergestellt und an beiden Stirnflächen mit Weißmetall garniert. Die Ringe sind innen hohl und an eine Kühl-

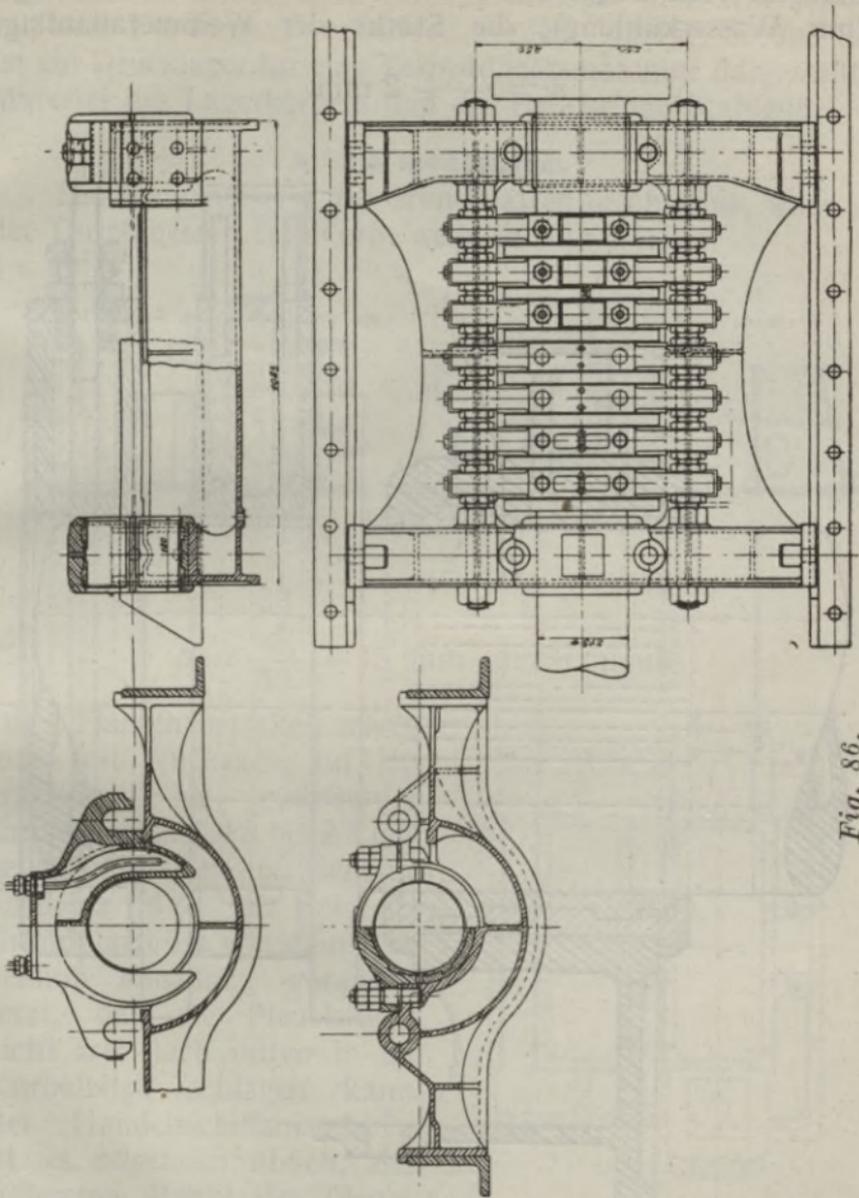


Fig. 86.

leitung angeschlossen. Eine sicher wirkende Schmierung ist vorzusehen.

Die Stärke der Druckringe macht man nach Fig. 85 etwa  $s = 0,15 d$  bis  $0,2 d$ ; die der Druckbügel  $s_1 = 2 s$  bis

2,5  $s$  für volle Bügel und  $s_1 = 2,5 s$  bis  $3 s$  für hohle Bügel (mit Wasserkühlung); die Stärke der Weißmetallaufgabe

$$w = \frac{s}{6} + 2 \text{ mm.}$$

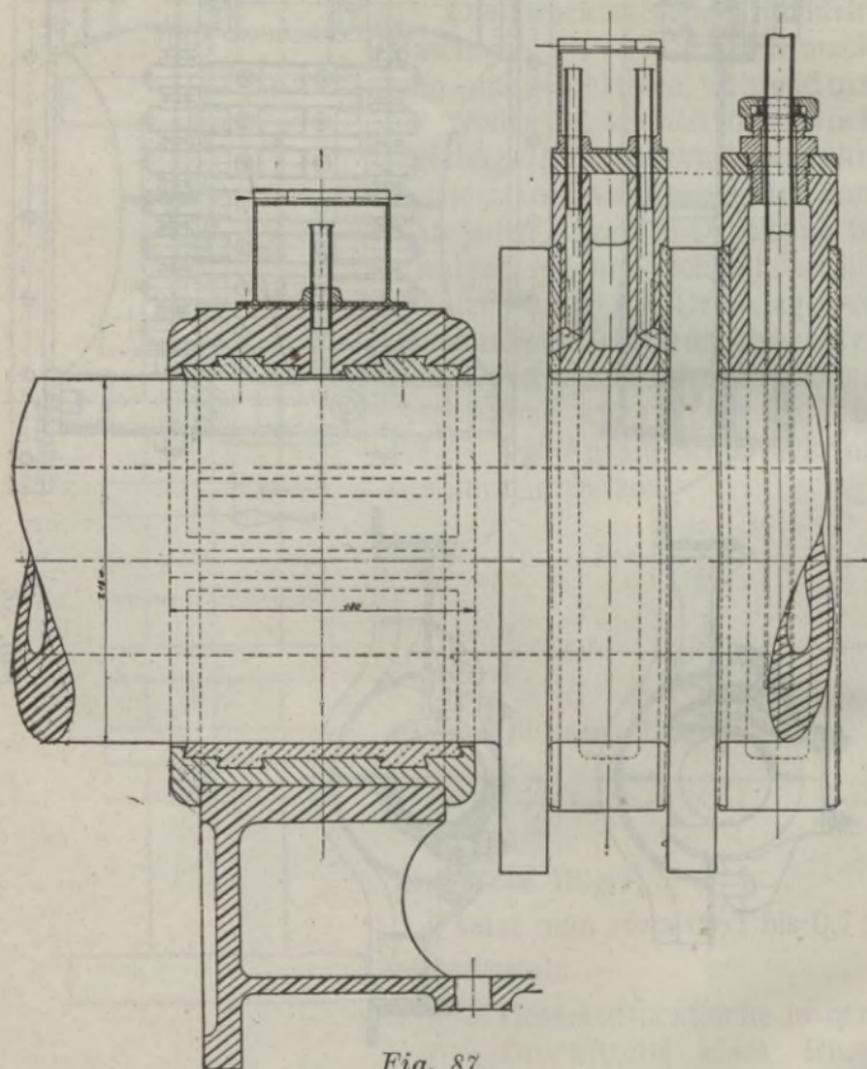


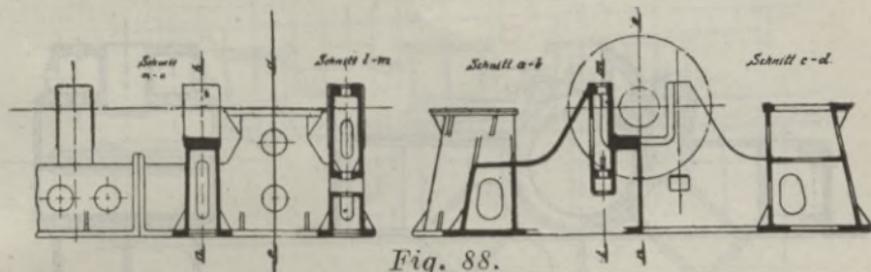
Fig. 87.

Der auf die Druckbügel wirkende Schub wird auf zwei seitliche Druckspindeln durch das Lager auf das Fundament übertragen. Die Zugbeanspruchung der Druckspindel wählt

man 400 bis 600 kg/qcm. Das Drucklager muß sehr solide mit dem Fundament verbunden werden. In Fig. 83 und 84 ist ein Drucklager für eine Torpedobootsmaschine dargestellt. Material des Lagerkörpers und der Druckringe Stahlguß.

### k) Die Grundplatten.

Die Wandstärke  $\delta$  der Grundplatten macht man, wenn  $d$  der Durchmesser der Kurbelwelle in mm ist:



$$\delta = \frac{d}{30} + 12 \text{ mm für Gußeisen,}$$

$$\delta = \frac{d}{50} + 15 \text{ mm für Stahlguß.}$$

Die Flanschenstärke macht man mit Rücksicht auf Bearbeitung bei gußeisernen Grundplatten  $1,9 \delta$  bis  $2 \delta$  und bei Grundplatten aus Stahlguß  $1,5 \delta$  bis  $1,6 \delta$ . Die Höhe der Grundplatte ist von dem Kolbenhub abhängig, vorausgesetzt, daß die Pleuelstange nicht frei nach unten in die Kurbelbilge schlagen kann. Bei Handelsschiffsmaschinen ist es allgemein üblich, den äußersten Punkt der Pleuelstange in der tiefsten Stellung mit Unterkante Grundplatte abschneiden zu lassen.

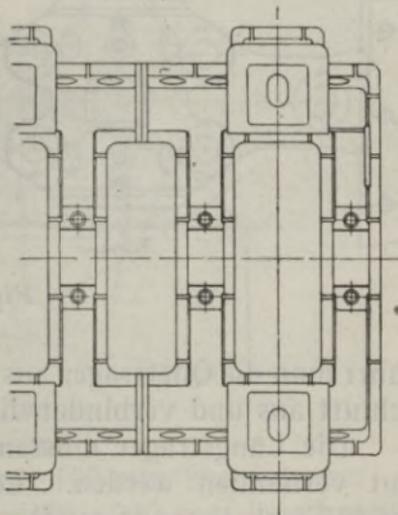


Fig. 89.

Bei kleineren Maschinen für Handelsschiffe bis etwa 1000 PS<sub>i</sub> gießt man die Grundplatte aus einem Stück. Bei

größeren Maschinen setzt man die Grundplatte aus mehreren Teilen zusammen und verbindet die Querträger durch kräftige Schrauben mit den Längsträgern. Diese Längsträger werden bei Handelsschiffsmaschinen aus Gußeisen mit  $\sqcap$ -förmigem Querschnitt, bei schweren Kriegsschiffsmaschinen aus Stahlguß mit  $\sqsubset$ - oder  $\sqcap$ -förmigem Querschnitt hergestellt. Bei leichten Kreuzer- und Torpedobootsmaschinen

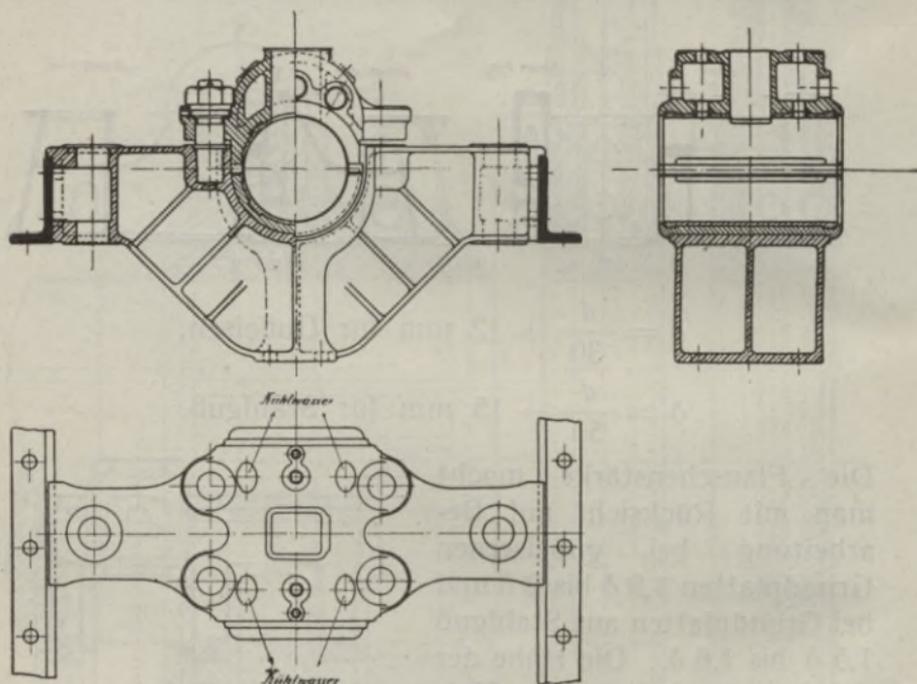


Fig. 90.

führt man die Querträger aus Stahlguß mit  $\sqsubset$ -förmigem Querschnitt aus und verbindet diese durch gewalzte Stahlwinkel.

Die Längsträger müssen mit dem Maschinenfundament gut verbunden werden. Letzteres ist mit Rücksicht auf die in Erscheinung tretenden Drehmomente der Massendrucke so stark auszuführen, daß es, ohne sich zu deformieren, diese Kräfte aufzunehmen vermag. Dies ist ganz besonders bei Torpedobootsmaschinen der Fall, bei denen die Längsträger sehr niedrig und schwach gehalten sind, so daß sie eigentlich

nur als Distanzstücke für genaue Montage gelten können. Die Fundamentschrauben müssen ebenfalls so stark bemessen sein, daß sie die nach oben gerichteten Beschleunigungsdrücke aufzunehmen vermögen. Ferner müssen sie die Grundplatte in horizontaler Richtung so fest halten, daß die durch die

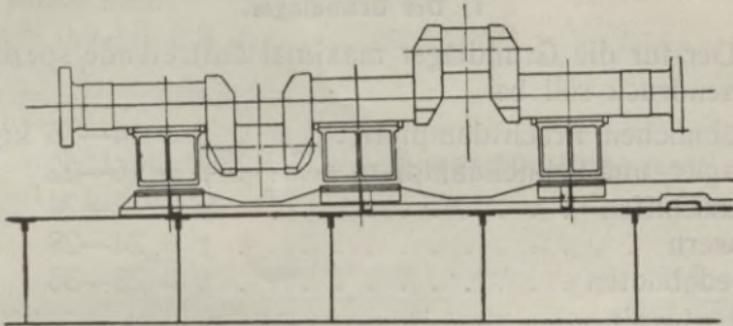


Fig. 91.

rotierenden Massen erzeugten horizontalen Beschleunigungsdrücke die Grundplatte nicht verschieben können. Die Stärke der Fundamentschrauben macht man ungefähr:

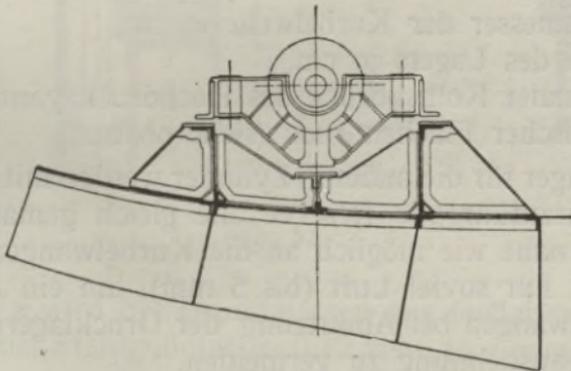


Fig. 92.

$\frac{3}{4}$ "	bis	$\frac{7}{8}$ "	für Wellen unter 100 mm Durchmesser
$\frac{7}{8}$ "	"	1"	" " von 100—200 mm Durchmesser
1"	"	$1\frac{1}{4}$ "	" " 200—400 " "
$1\frac{1}{4}$ "	"	$1\frac{3}{4}$ "	" " 400—600 " "

Die Teilung der Fundamentschrauben macht man gleich zehnmal Bolzendurchmesser.

Fig. 88 u. 89 zeigen die Ausführung einer Grundplatte für eine Handelsschiffsmaschine von etwa 1100 PS<sub>i</sub>, während in Fig. 90 die Grundplatte und in Fig. 91 u. 92 das Fundament für eine Torpedobootsmaschine von etwa 4250 PS<sub>i</sub> dargestellt ist.

### 1) Die Grundlager.

Der für die Grundlager maximal auftretende spezifische Flächendruck soll bei

Gewöhnlichen Frachtdampfern . . . . .	$p = 14—16$ kg/qcm
Passagier- und Schnelldampfern . . . . .	$p = 16—22$ „
Linien Schiffen . . . . .	$p = 18—24$ „
Kreuzern . . . . .	$p = 24—28$ „
Torpedobooten . . . . .	$p = 28—38$ „

nicht überschreiten.

Die Länge der Lager bestimmt sich aus der Gleichung:

$$D \cdot L = \frac{P}{p};$$

hierin ist:

$D$  = Durchmesser der Kurbelwelle in cm,

$L$  = Länge des Lagers in cm,

$P$  = maximaler Kolbendruck des Hochdruckzylinders in kg,

$p$  = spezifischer Flächendruck (siehe oben).

Die Lager für die anderen Zylinder werden mit Rücksicht auf die mitzuführende Reserve alle gleich gemacht. Man legt sie so nahe wie möglich an die Kurbelwangen und läßt dazwischen nur soviel Luft (bis 5 mm), um ein Andrücken der Kurbelwangen bei Abnutzung der Drucklagerringe bzw. bei Wärmeausdehnung zu vermeiden.

Aus Gründen leichter Demontage, z. B. um ein warm gelaufenes Lager nachzusehen, führt man häufig das Unterteil der Lagerschale rund aus. Nachdem das Oberteil der Lagerschale abgenommen ist, läßt sich dann die Unterschale leicht herausdrehen und eventl. nachschaben. Das Oberteil der Lagerschalen macht man zweckmäßig eckig; eine besondere Sicherung der Unterschale gegen Drehen ist dann nicht erforderlich. Die Lagerschalen für Handelsschiffe werden fast

immer aus Gußeisen, seltener aus Stahlguß oder Bronze ausgeführt und mit Weißmetall ausgegossen. Bei großen Maschinen ist immer Wasserkühlung vorzusehen. Die Abmessungen dieser Lager gehen aus Fig. 93 hervor. Ist:

$d$  = Durchmesser des Wellenschaftes in mm,

dann wählt man:

$$a = 0,8 \text{ bis } 0,9 d,$$

$$w = \frac{d}{35} + 5 \text{ mm},$$

$$g = 0,61 \text{ bis } 0,62 d + w + 5 \text{ mm (für Gußeisen),}$$

$$h = g \text{ bis } 1,05 g.$$

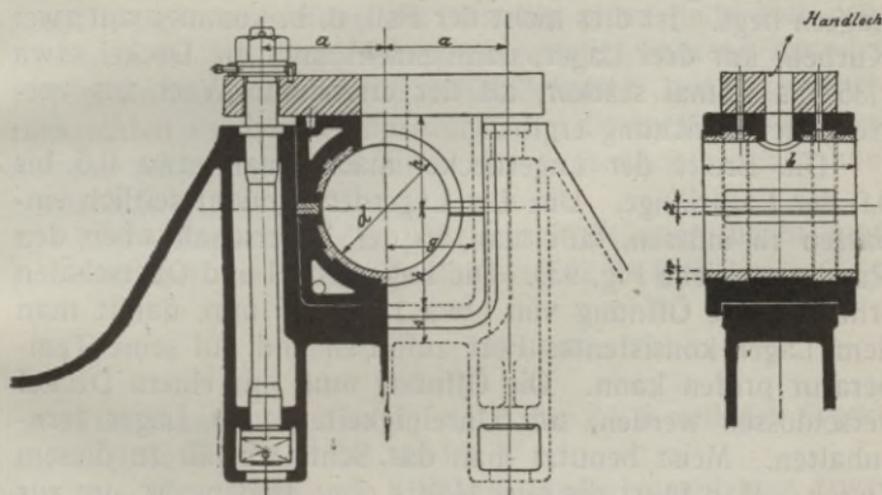


Fig. 93.

Die Stärke  $s$  wird bei Grundplatten aus Gußeisen etwa 0,2 bis 0,25  $d$ , bei Stahlgußplatten 0,12 bis 0,15  $d$  gemacht. Die Stärke der Zwischenlagen  $z$  macht man  $\frac{d}{15} + 5$  mm.

Die Lagerschalen für Kriegsschiffsmaschinen werden aus Bronze oder Stahlguß hergestellt und stets mit Weißmetall ausgegossen. Bei diesen Maschinen ist ebenfalls eine energische Lagerkühlung vorzusehen. Fig. 90 zeigt die Ausführung eines Lagers für eine Torpedobootsmaschine. Das Lageroberteil und der Deckel sind hier vereinigt.

**m) Lagerdeckel.**

Die Lagerdeckel macht man aus S.-M.-Flußeisen. Die zulässige Biegungsbeanspruchung wählt man etwa:

$k_z = 350\text{—}500$  kg/qcm für Handelsschiffsmaschinen,  
 $k_z = 500\text{—}600$  „ „ schwere Kriegsschiffsmaschinen,  
 $k_z = 600\text{—}800$  „ „ Torpedobootsmaschinen.

Das maximale Biegemoment beträgt nach Fig. 77

$$M_b = \frac{P}{2} \cdot \left( \frac{l}{2} \cdot \frac{b}{4} \right);$$

Voraussetzung ist dabei, daß jede Kurbel zwischen zwei Lagern liegt. Ist dies nicht der Fall, d. h. kommen auf zwei Kurbeln nur drei Lager, dann macht man die Deckel etwa 1,35 bis 1,5mal stärker, als der errechnete Wert aus vorstehender Gleichung ergibt.

Die Breite der Lagerdeckel macht man etwa 0,6 bis 0,9 der Lagerlänge. Um den Lagerdeckel nicht seitlich einpassen zu müssen, läßt man an der Lagerschale oben den Rand weg (siehe Fig. 93). Die Lagerdeckel und Oberschalen erhalten eine Öffnung von etwa  $120 \times 75$  mm, damit man dem Lager konsistentes Fett zuführen und auf seine Temperatur prüfen kann. Die Öffnung muß mit einem Deckel verschlossen werden, um Unreinigkeiten vom Lager fernzuhalten. Meist benutzt man das Schmiergefäß zu diesem Zweck. Man führt die eine Hälfte ohne Boden aus, um zur Welle gelangen zu können.

**L a g e r s c h r a u b e n.** Die Beanspruchung der Bolzen wählt man:

$k_z = 250\text{—}300$  kg/qcm bei Handelsschiffsmaschinen,  
 $k_z = 300\text{—}450$  „ „ Kriegsschiffsmaschinen,  
 $k_z = 450\text{—}600$  „ „ Torpedobootsmaschinen.

Bei Handelsschiffsmaschinen kommen fast ausschließlich Schraubenbolzen mit Kopf zur Verwendung, während man bei Kriegsschiffsmaschinen häufig Stiftschrauben findet. Die Länge des eingeschraubten Gewindestückes betrage etwa 1,25 bis 1,5 mal Bolzendurchmesser. Die Muttern der Lagerdeckelschrauben werden häufig oben mit einer Skala ver-

sehen, um eine gleichmäßige Einstellung der Muttern an einem Lager zu ermöglichen.

#### n) Maschinenständer.

Die Maschinenständer werden bei Handelsschiffsmaschinen allgemein aus Gußeisen hergestellt. Große Handelsschiffs- und Schnelldampfermaschinen erhalten für jeden Zylinder zwei einander gegenüberstehende Maschinenständer. Kleinere Handelsschiffsmaschinen und alle großen Kriegsschiffsmaschinen erhalten für jeden Zylinder hinten einen Ständer und vorn zwei Säulen aus Stahl. Bei Handelsschiffsmaschinen werden die Ständer einer Seite mit dem Kondensator aus einem Stück hergestellt, während man bei Kriegsschiffsmaschinen den Kondensator aus Gewichtsrücksichten aus Blechen ausführt. Bei diesen Maschinen verwendet man für die Ständer aus demselben Grunde ausschließlich Stahlguß.

Die Wandstärke der gußeisernen Ständer macht man (bezogen auf den Wellendurchmesser  $d$  in mm.)

$$\delta = \frac{d}{30} + 12 \text{ mm.}$$

Die Flanschenstärke  $\delta_1 = 2 \delta$  bis  $2,2 \delta$  und die Stärke der Gleitbahn  $\delta_2 = 1,5 \delta$  bis  $1,7 \delta$ .

Die Wandstärke der Stahlgußständer macht man etwa:

$$\delta = \frac{d}{40} + 12 \text{ mm bis } \frac{d}{35} + 12 \text{ mm;}$$

$$\delta_1 = 2,2 \delta \text{ bis } 2,8 \delta.$$

Die Gleitbahnen hierfür werden meistens aufgeschraubt. Um die Grundplatten in der Querrichtung zur Wellenachse nicht zu sperrig zu erhalten, führt man die Ständer  $\Lambda$ -förmig aus und läßt die Kurbel zwischen den Beinen des Ständers frei schlagen. Die Maschinenständer werden nicht selten durch Anker gegenseitig abgestützt. Fig. 94 zeigt die Ausführung eines Ständerpaares für ein Handelsschiff. Die Gleitbahnen sind mit Wasserkühlung ausgerüstet.

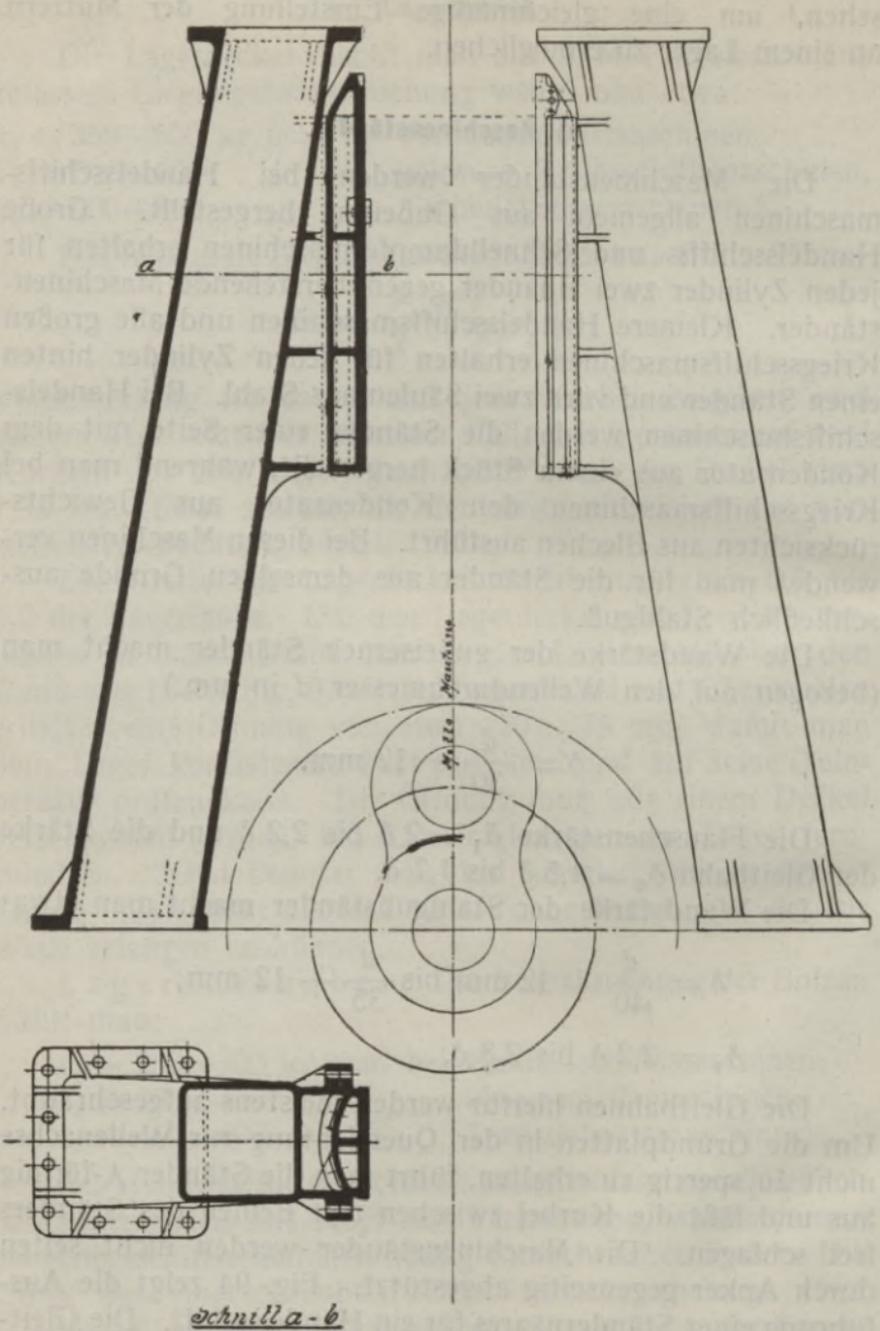


Fig. 94.

Die Verbindung der Ständer mit der Grundplatte und dem Zylinder erfolgt durch Paßschrauben, deren Beanspruchungen auf Zug bei Handelsschiffsmaschinen 250 bis 300 kg/qcm, bei Kriegsschiffsmaschinen 300 bis 400 kg/qcm betragen können. Die Ständer einer Schiffsmaschine werden durch folgende Kräfte beansprucht:

1. Gewicht der Zylinder,
2. Zug oder Druck durch die Maximalbelastung auf die Kolben,
3. Druck auf die Gleitbahn,
4. Lagerdruck der Umsteuerwelle,
5. die beim Überholen des Schiffes auftretenden Kräfte (Kippen).

Die Ermittlung dieser einzelnen Kräfte würde hier jedoch zu weit führen. Man hat gefunden, daß nachstehende Werte für Zugbeanspruchungen, hervorgerufen durch die maximale Kolbenkraft, noch reichlich Sicherheit bieten. Diese Beanspruchung wählt man für den geringsten Querschnitt:

$$k_z = 25—50 \text{ kg/qcm für Gußeisenständer,}$$

$$k_z = 100—130 \text{ „ „ Stahlgußständer.}$$

Bei Maschinen für kleine Kreuzer, Torpedojäger und Torpedoboote stellt man die Zylinder nur auf Säulen aus Stahl. Die Säulen müssen untereinander gut verstrebt sein, um den Maschinen genügende Standsicherheit zu verleihen.

In Fig. 95 ist eine gebräuchliche Säulenverbindung dargestellt. Auf die in dieser Figur gezeigte Längsverstrebung ist besonders zu achten. Die Säulen werden oben und unten mit Bundens und Gewinde und mittels besonders hoher Muttern mit der Grundplatte und den Zylindern verbunden. Die Augen in der Grundplatte bzw. in den Zylindern sollen so hoch wie möglich ausgeführt werden.

Beanspruchung des Gewindekerns für die maximale Kolbenkraft:

$$k_z = 500—750 \text{ kg/qcm für S.-M.-Flußeisen,}$$

$$k_z = 750—1000 \text{ „ „ S.-M.-Spezialstahl.}$$

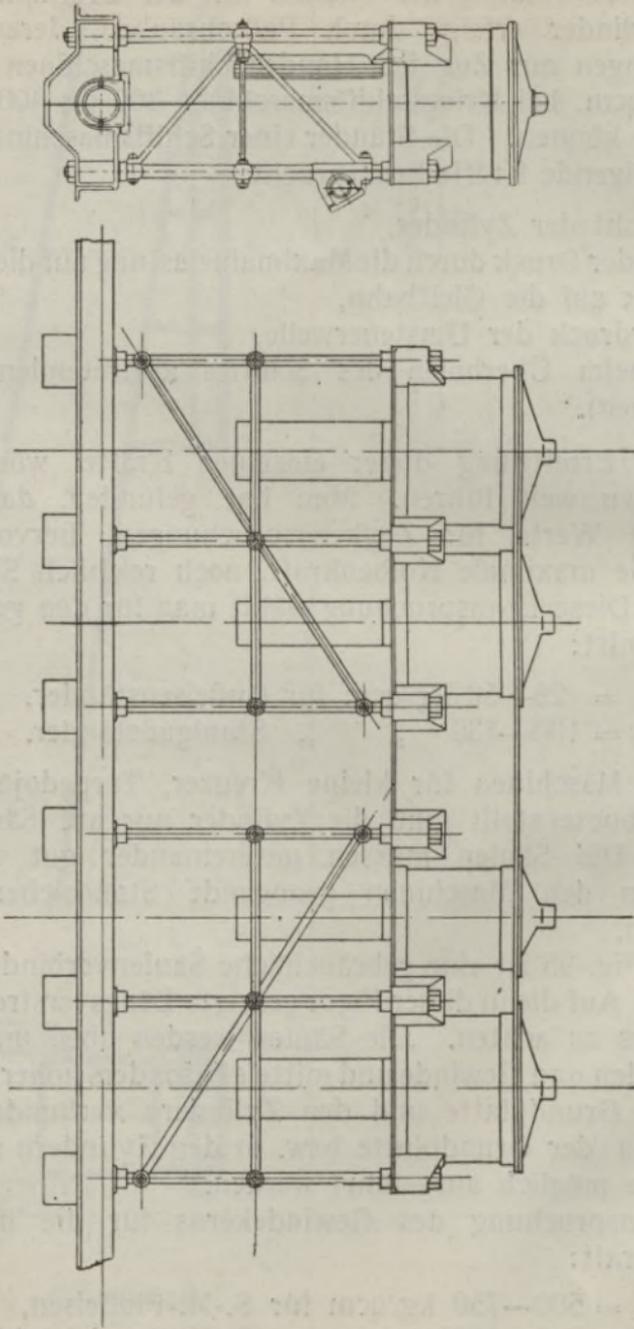


Fig. 95.

Die Beanspruchungen der Verstrebungen lassen sich graphisch mit ziemlicher Genauigkeit ermitteln. Ist  $P$  die maximale Kolbenkraft in kg, dann wird der

auf tretende Normaldruck  $N = P \cdot \frac{r}{L}$ ;

dieser Druck verteilt sich ziemlich gleichmäßig auf die Knotenpunkte 1 und 2 (Fig. 96). Trägt man diese Werte in dem gezeichneten

Seilpolygon auf (Fig. 97), dann findet man ohne weiteres die in den Stäben 2—3, 5—6, 4—5, 2—4 und 2—6 herrschenden Zug- bzw. Druck-

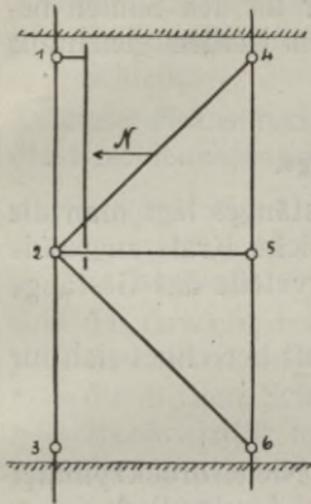


Fig. 96.

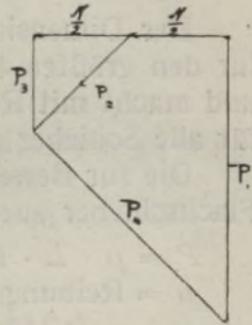


Fig. 97.

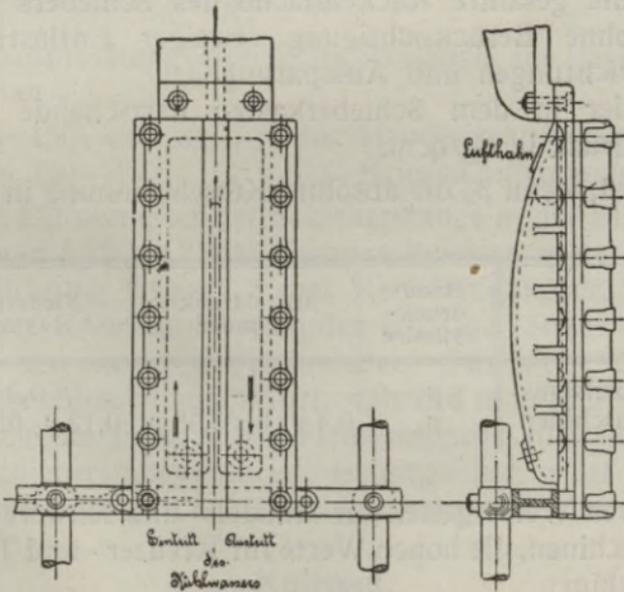


Fig. 98.

spannungen. Es herrscht für den angegebenen Normaldruck für Vorwärtsgang in den Stäben 2—4 und 2—3 Druck, in den Stäben 2—6, 5—6 und 4—5 Zug. Die Stäbe sind auf ihre

Knickfestigkeit nachzurechnen. Für Rückwärtsgang der Maschine ändern sich die Spannungsrichtungen.

Fig. 98 zeigt die Ausführung einer an den Säulen befestigten Gleitbahn. Diese Gleitbahnen werden gleichfalls mit Wasserkühlung versehen.

### o) Das Steuerungsgestänge.

Der Dimensionierung des Steuergestänges legt man die für den größten Flachschieber erforderliche Kraft zugrunde und macht mit Rücksicht auf die Reserveteile das Gestänge für alle Schieber gleich.

Die zur Bewegung erforderliche Kraft berechnet sich für Flachschieber zu:

$$P = \mu \cdot L \cdot B \cdot p, \text{ hierin ist:}$$

$\mu$  = Reibungskoeffizient = 0,15 für Niederdruckzylinder  
= 0,2 für Mitteldruck- und Hochdruckzylinder;

$B \cdot L$  = die gesamte Rückenfläche des Schiebers in qcm, ohne Berücksichtigung etwaiger Entlastungsvorrichtungen und Aussparungen;

$p$  = der in dem Schieberkasten herrschende Dampfdruck in kg/qcm.

Dieser wird, wenn  $p_0$  die absolute Kesselspannung in kg/qcm ist, für:

	Hochdruckzylinder	Mitteldruckzylinder	Niederdruckzylinder
2 fach } Expansions-	$p_1$	—	$0,3 p_1$
3 „ } maschinen	$p_1$	$0,4 p_1$ bis $0,55 p_1$	$0,12 p_1$ bis $0,25 p_1$

Die niederen Werte gelten für Handels- und schwere Kriegsschiffsmaschinen, die hohen Werte für Kreuzer- und Torpedobootsmaschinen.

Für Maschinen mit Rundschiebern berechnet man die zur Bewegung erforderliche maximale Kraft aus der Gleichung

$$P = D \cdot \pi \cdot (h + h_1) \cdot p \cdot \mu;$$

hierin ist:

$D$  = Schieberdurchmesser in cm;  
 $h$  und  $h_1$  die Höhe der Schieberringe in cm;  
 $p$  = der im Schieberkasten herrschende Dampfdruck in kg/qcm  
 $\mu$  = Reibungskoeffizient = 0,12 für große, 0,16 für kleine Schieber.

Zu dieser Beanspruchung tritt bei schnellaufenden Maschinen die Beschleunigungskraft

$$P' = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{r}$$

Es ist hierin:

$G$  = das Gewicht des Schiebers und der Schieberstange in kg;  
 $g$  = Beschleunigung der Schwere 9,81 m/sek.<sup>2</sup>;  
 $v$  = die mittlere Schiebergeschwindigkeit in m/sek. =  $\frac{2 r n}{60}$ ;  
 $r$  = Exzentrizität in m;  
 $n$  = die minutliche Umdrehungszahl.

Die größte überwindende Kraft ist somit

$$P_1 = P + P'$$

Die Beanspruchung der Schieberstange im Gewindekern wählt man:

$k_g = 150—250$  kg/qcm für Handelsschiffsmaschinen,  
 $k_g = 350—400$  „ „ Kriegsschiffsmaschinen.

Den Durchmesser der Schieberstange in der Stopfbüchse macht man 1,75 bis 2 mal Kerndurchmesser, in der Schieberstangenführung 2 bis 2,2 mal Kerndurchmesser, falls kein besonderer Kreuzkopf vorhanden ist. Der Schieberstangenkopf ist fast immer angeschmiedet. Für kleine Maschinen wird er geschlossen ausgeführt, während man ihm bei großen Maschinen die Form eines Pleuelstangenkopfes gibt. Eine solide Schieberstangenführung ist möglichst in der Nähe des Angriffspunktes der Schieberschubstange anzubringen.

### Kulissen.

Die Kulisse der Stephenson-Steuerung wird allgemein aus zwei Balken gebildet, deren Krümmungshalbmesser gleich der Exzenterstangenlänge ist. Legt man den Aufhänge- bzw. Angriffspunkt der Hängeschiene in die

Mitte der Kulisse, dann erhält man für Vorwärts- und Rückwärtsgang gleiche Dampfverteilung. Diese Ausführung kommt besonders bei Maschinen in Betracht, die ebenso oft vorwärts wie rückwärts arbeiten müssen. Kommt es jedoch selten vor, daß die Maschine rückwärts arbeitet, dann ist es im Interesse guter Dampfverteilung vorteilhaft, den Angriffs-

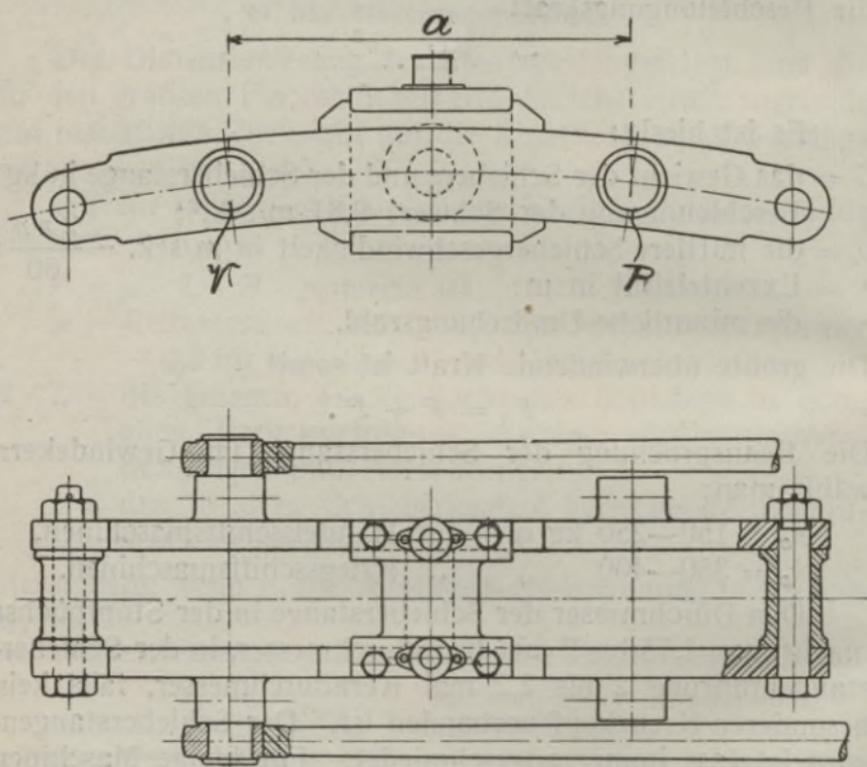


Fig. 99.

punkt der Hängeschiene am Zapfen für Vorwärtsgang angreifen zu lassen.

Die Kulissenbalken erhalten rechteckigen Querschnitt, als Material kommt fast ausschließlich S.-M.-Stahl zur Verwendung. Die Balken werden durch die Schieberschubstangenkraft  $P$  auf Biegung beansprucht. Ist  $a$  (in Fig. 99) die Entfernung der Angriffspunkte von Vorwärts- und Rückwärtsexzenterstange, dann wird das maximale Biegungs-

moment  $M_b = P \cdot \frac{a}{2}$ ; oder für einen Balken  $\frac{P \cdot a}{4}$ ; das Widerstandsmoment für rechteckigen Querschnitt ist  $\frac{b \cdot h^2}{6}$ ; die

Biegungsbeanspruchung wählt man:

$k_b = 300\text{—}600$  kg/qcm für Handelsschiffsmaschinen,  
 $k_b = 400\text{—}700$  „ „ Kriegsschiffsmaschinen,  
 $k_b = 800$  „ „ Torpedobootsmaschinen.

Zapfen und Gleitflächen führt man gewöhnlich aus einem Stück aus. Als Material kommt S.-M.-Stahl zur Verwendung. Die Gleitflächen erhalten Schleifplatten aus Bronze.

Den Flächendruck auf die Gleitflächen wählt man etwa:

$p = 50\text{—}75$  kg/qcm für Handels- und Kriegsschiffe,  
 $p = 75\text{—}90$  „ „ Torpedoboote.

Den Zapfen führt man mit Rücksicht auf die Exzenterstangengabeln so kurz wie möglich aus. Flächendruck:

$p = 20\text{—}25$  kg/qcm bei Handelsschiffen,  
 $p = 25\text{—}50$  „ „ Kriegsschiffen,  
 $p = 50\text{—}65$  „ „ Torpedoboote.

Fig. 28 und ferner zeigen die Ausführungen von Kulissen für die anderen Umsteuerungen.

#### p) Die Exzenterstangen.

Die Gabel der Vorwärtsexzenterstange macht man meist symmetrisch, um eine ungünstige Beanspruchung des Exzenters zu vermeiden, man muß aber dann die Rückwärtstange stark einseitig gabeln. Bei Maschinen, die gleichviel vorwärts und rückwärts arbeiten, kröpft man die Rückwärtstange so, daß auch deren Gabel symmetrisch wird. Die Exzenterscheiben werden bei Handelsschiffen aus Gußeisen oder Stahlguß hergestellt und sind fast immer zweiteilig. Die Verbindung der Exzenterhälften erfolgt durch Bolzen und Keil. Liegen zwei Exzenterscheiben nebeneinander, dann werden sie entweder zusammengelassen oder wie Fig. 100 zeigt, miteinander verbunden. Bei Torpedoboote und leichten Kriegsschiffen werden die Exzenter wohl auch mit

der Kurbelwelle aus einem Stück geschmiedet, doch verteuert diese Ausführung die Kurbelwelle ganz beträchtlich.

Den spezifischen Flächendruck macht man:

$p = 5\text{--}10$  kg/qcm bei Handelsschiffen,

$p = 10\text{--}17$  „ „ Kriegsschiffen und Torpedobooten.

Der spezifische Flächendruck ist von der Gleitgeschwindigkeit abhängig. Das Produkt spezifischer Flächendruck mal Gleitgeschwindigkeit soll den Wert 120 mkg/sek. nicht überschreiten.

Die Länge der Exzenterstange wählt man so groß, als es die Raumverhältnisse gestatten. Bei kleineren Maschinen

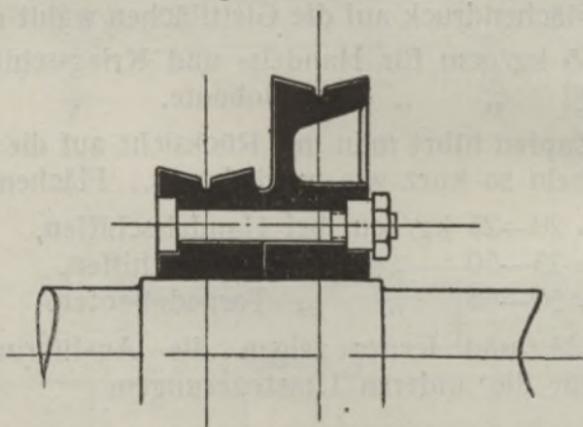


Fig. 100.

führt man die Exzenterstange mit dem Bügeloberteil aus einem Stück aus, während man bei großen Maschinen die Stange mit dem Bügeloberteil durch einen Flansch und zwei oder vier Stiftschrauben miteinander verbindet.

In Fig. 101 ist eine Vorwärts- und Rückwärts-Exzenterstange für eine Handelsschiffsmaschine mit Stephenson'scher Steuerung dargestellt. Die Exzenterbügel werden fast immer mit Weißmetall ausgegossen.

Zur Vermeidung doppelter Reserveteile führt man alle Exzenterbügel und Exzenterstangen gleichmäßig aus. Diese Forderung läßt sich jedoch nicht immer durchführen; denn es kann vorkommen, daß man den einen oder andern Exzenter auf einen Kupplungsflansch setzen muß.

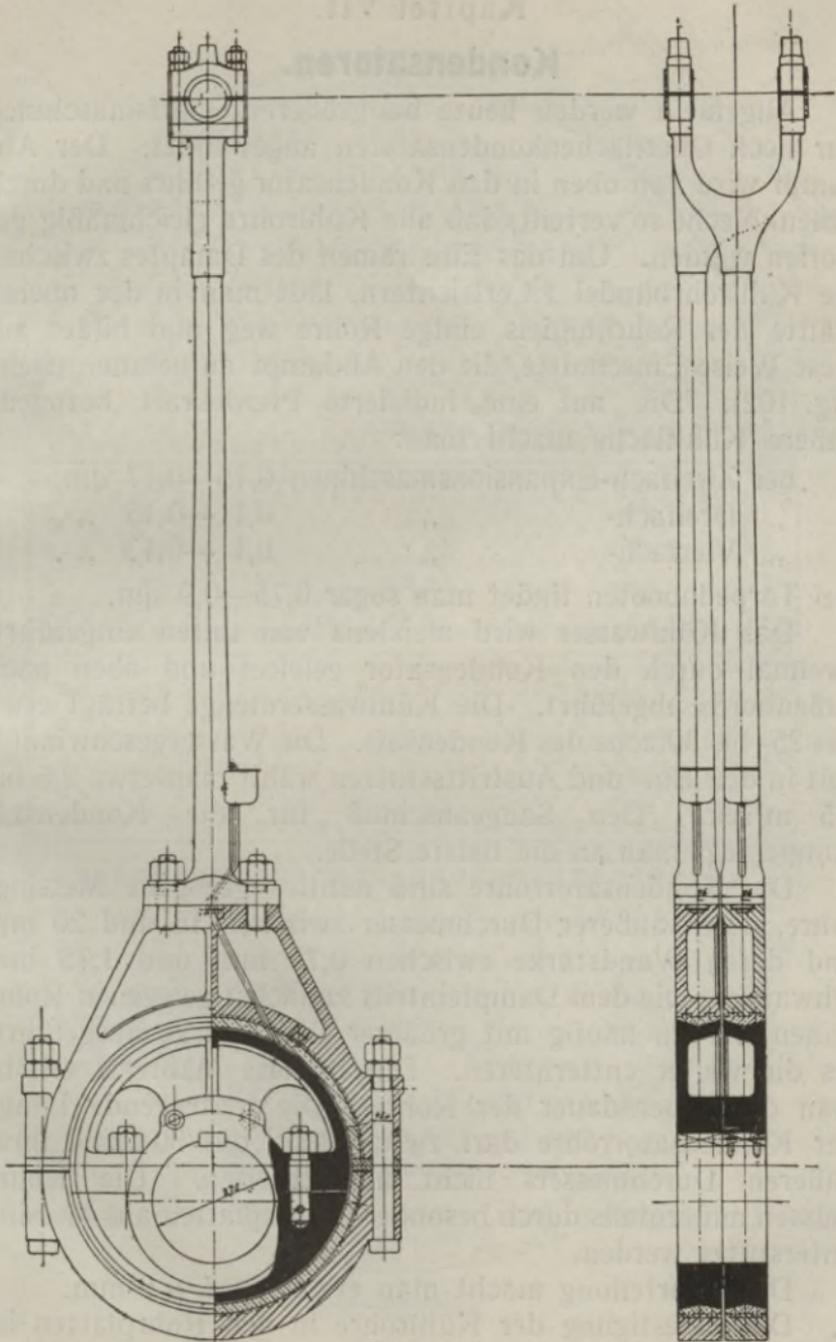


Fig. 101.

## Kapitel VII.

### Kondensatoren.

Allgemein werden heute bei größeren Schiffsmaschinen nur noch Oberflächenkondensatoren angewendet. Der Abdampf wird von oben in den Kondensator geführt und durch Ablenkbleche so verteilt, daß alle Kühlrohre gleichmäßig getroffen werden. Um das Einströmen des Dampfes zwischen die Kühlrohrbündel zu erleichtern, läßt man in der oberen Hälfte des Rohrbündels einige Rohre weg und bildet auf diese Weise Einschnitte, die den Abdampf aufnehmen (siehe Fig. 102). Die auf eine indizierte Pferdekraft bezogene äußere Kühlfläche macht man:

bei Zweifach-Expansionsmaschinen	0,15—0,17	qm,
„ Dreifach-	„ 0,1 —0,15	„ ,
„ Vierfach-	„ 0,1 —0,13	„ .

Bei Torpedobooten findet man sogar 0,75—0,9 qm.

Das Kühlwasser wird meistens von unten eingeführt, zweimal durch den Kondensator geleitet und oben nach außenbords abgeführt. Die Kühlwassermenge beträgt etwa das 25- bis 30fache des Kondensats. Die Wassergeschwindigkeit in den Ein- und Austrittsstutzen wählt man etwa 2,5 bis 3,5 m/sek. Den Sauganschluß für die Kondensatpumpe legt man an die tiefste Stelle.

Die Kondensatorrohre sind nahtlos gezogene Messingrohre, deren äußerer Durchmesser zwischen 16 und 20 mm und deren Wandstärke zwischen 0,75 mm und 1,75 mm schwankt. Die dem Dampfeintritt zunächst gelegenen Rohrreihen werden häufig mit größerer Wandstärke ausgeführt, als die weiter entfernten. Durch diese Maßregel erhöht man die Lebensdauer der Rohre. Die freitragende Länge der Kondensatorrohre darf zweckmäßig das 80 fache ihres äußeren Durchmessers nicht überschreiten. Die Rohre müssen andernfalls durch besondere Stützplatten aus Messing unterstützt werden.

Die Rohrteilung macht man etwa  $t = d + 9$  mm.

Die Befestigung der Kühlrohre in den Rohrplatten ist in Fig. 103 veranschaulicht. Diese Rohrplatten werden aus

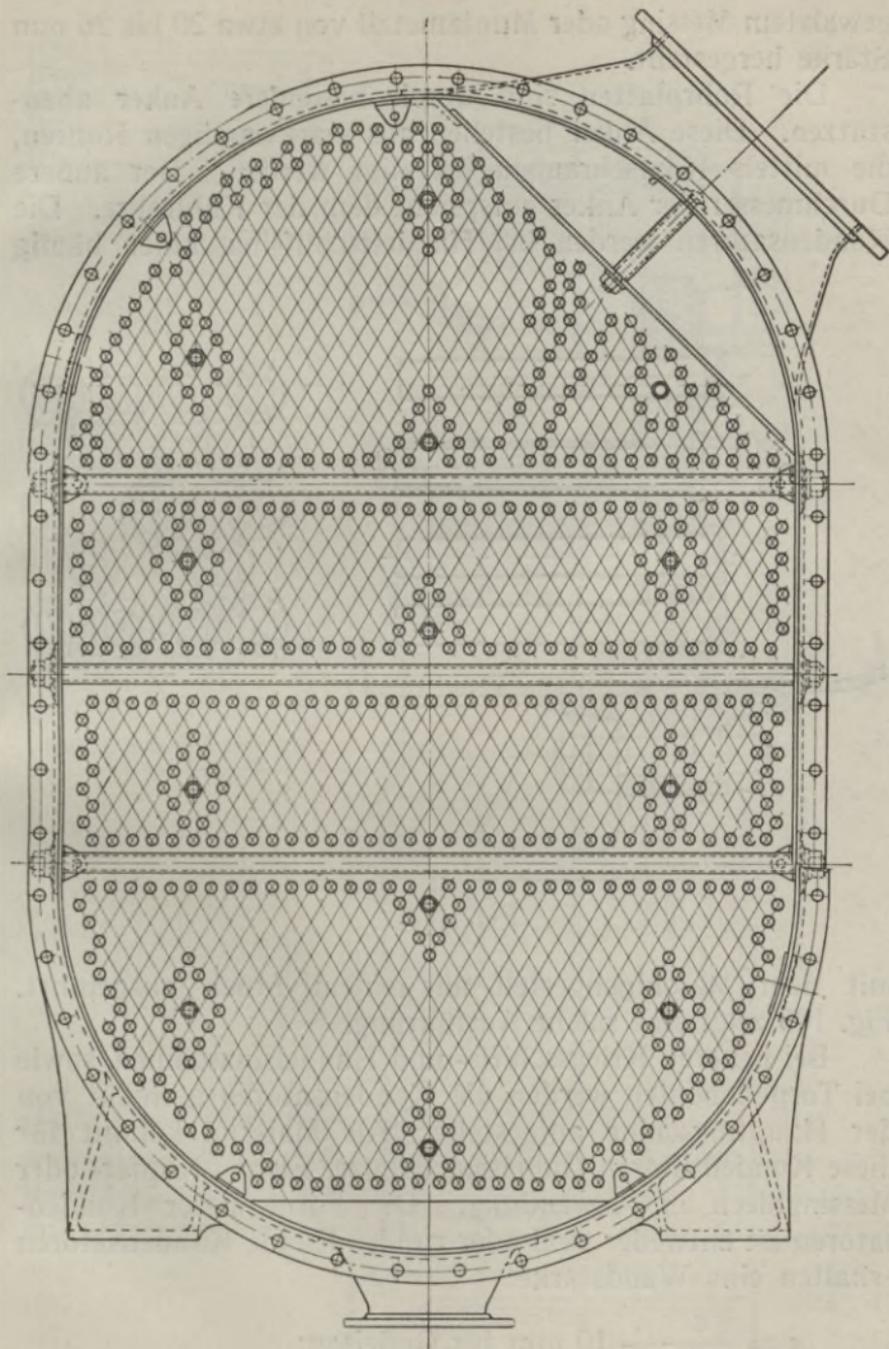


Fig. 102.

gewalztem Messing oder Muntzmetall von etwa 20 bis 26 mm Stärke hergestellt.

Die Rohrplatten sind durch besondere Anker abzustützen. Diese Anker bestehen aus starkwandigen Rohren, die mittels Kopfschrauben befestigt werden. Der äußere Durchmesser der Anker entspricht dem der Kühlrohre. Die Kondensatoren werden bei Handelsschiffsmaschinen häufig

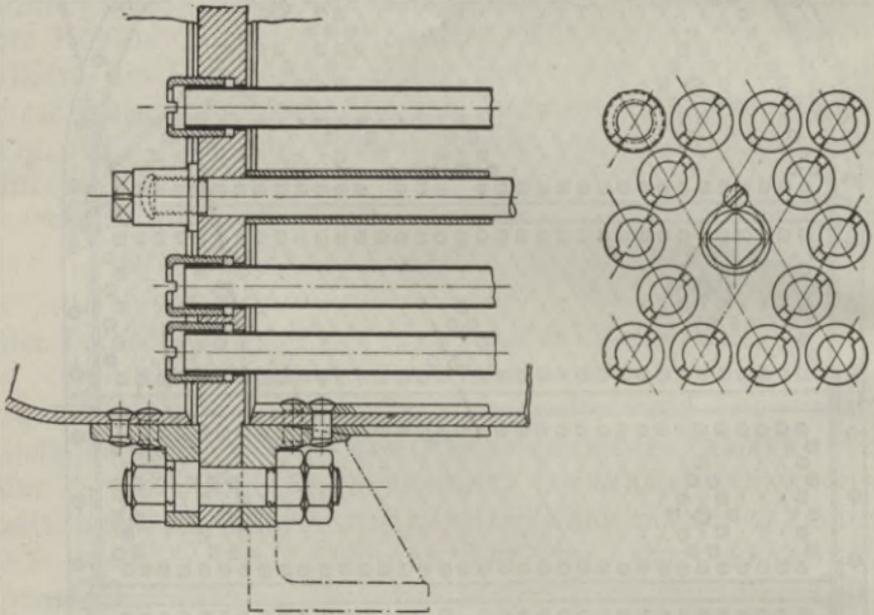


Fig. 103.

mit dem Maschinengestell aus einem Stück ausgeführt. Fig. 103 zeigt eine solche Ausführung.

Bei neueren Kriegsschiffs- und Handelsmaschinen, sowie bei Torpedobooten werden die Kondensatoren getrennt von der Hauptmaschine aufgestellt. Als Material kommt für diese Kondensatoren Gußeisen, Bronze, Eisen-, Kupfer- oder Messingblech in Anwendung. Die Form dieser Kondensatoren ist entweder oval oder rund. Runde Kondensatoren erhalten eine Wandstärke:

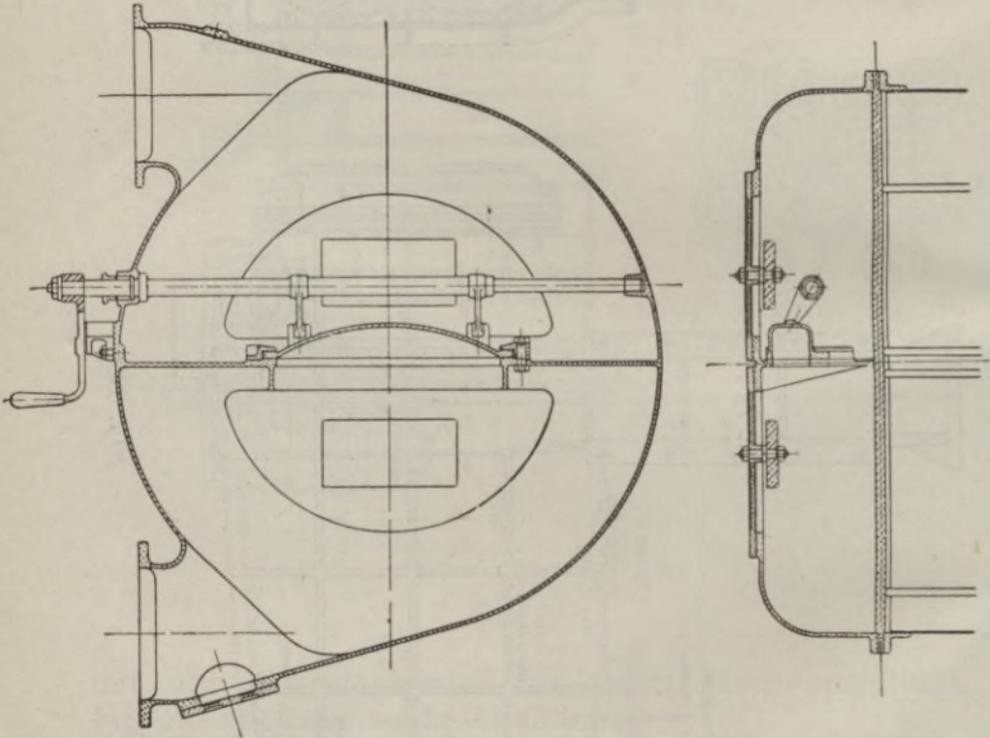
$$s = \frac{d}{180} + 10 \text{ mm für Gußeisen;}$$



$$s = \frac{d}{400} + 5 \text{ mm für Eisenblech;}$$

$$s = \frac{d}{300} + 5 \text{ mm für Bronze;}$$

$$s = \frac{d}{350} + 1 \text{ mm für Kupfer- oder Messingblech.}$$



*Fig. 105.*

Die Kondensatorvorlagen werden aus Bronze, Gußeisen oder Kupferblech ausgeführt. Die Befestigung der Vorlagen erfolgt in der in Fig. 103 angedeuteten Weise, d. h. man muß zum Ziehen der Kondensatorrohre die Vorlage wegnehmen können, ohne daß die Rohrplatten in Mitleidenschaft gezogen werden. Die in dieser Figur gezeichnete Bundschraube verbindet einerseits die Rohrplatte mit dem Mantelflansch,



andererseits die Vorlage mit der Rohrplatte. Kupferblechvorlagen werden immer gewölbt ausgeführt und durch Bronzestege versteift. Mitunter wird die Bedingung gestellt, daß das Lenzwasser durch den Kondensator geleitet werden soll, ohne durch das Rohrsystem zu fließen. Zu diesem Zweck wird die Vorlage mit einer Klappe oder mit einem Schieber versehen, der bei Kühlbetrieb geschlossen, beim Lenzen dagegen geöffnet wird. Dies läßt sich jedoch nur bei Kondensatoren ermöglichen, bei denen das Kühlwasser den Kondensator zweimal durchströmt. Eine Kondensatorvorlage mit Schieber zeigt Fig. 105.

Fig. 105 zeigt die Ausführung eines Kondensators für ein Torpedoboot.

Die Kondensatoren müssen im Kühlwasserraum durch Zinkschutzplatten gegen Korrosion geschützt werden, und zwar nimmt man allgemein auf je 400 qm Kühlfläche etwa 1 qm wirksame Zinkschutzplattenoberfläche.

Die Zinkschutzplatten sind so anzuordnen, daß sie die Wasserzirkulation nicht wesentlich hemmen.

### **Allgemeines für Kondensatoren.**

An den Vorlagen sind oben Entlüftungshähne, unten Entwässerungsventile vorzusehen. Die Mannlöcher in den Vorlagen sind so anzuordnen, daß die untersten bzw. obersten Rohrverschraubungen vom nächstgelegenen Rand höchstens 300 mm entfernt sind (Unterarmlänge). In dem Kondensatorenmantel sind Schau- und Reinigungs Löcher an gut zugänglichen Stellen anzubringen. Die freistehenden Kondensatoren erhalten einen Wärmeschutzmantel aus Filz, der durch einen dünnen Mantel aus Eisenblech verkleidet wird. In dieser Verkleidung und im Filzmantel sind Löcher zum Befühlen des Kondensators anzuordnen. Die Anker, Rohre, Rohrplatten, Deckel und Vorlagen sind an den vom Kühlwasser berührten Flächen gut zu verzinnen. An einer geschützten Stelle ist am Dampfraum ein Vakuummeter anzuschließen.

Kapitel VIII.

**Die Schiffsschraube.**

Die Schiffsschraube besteht aus der Nabe und den Flügeln, die auf der Druckseite ein Stück einer Schraubenfläche darstellen. Es bezeichnet in nachstehendem:

$D$  = äußeren Schraubenkreis in m;

$H$  = Schraubensteigung in m;

$A$  = abgewickelte Fläche eines Schraubenflügels in qm;

$z$  = Anzahl der Flügel;

$N_i$  = die indizierte Maschinenleistung in PS<sub>*i*</sub>;

$n$  = die Umdrehungszahl der Schraubenwelle pro Minute;

$V$  = die Schiffsgeschwindigkeit in Knoten (1 Knoten, = 1 Seemeile = 1852 m/sek.);

$V_1$  = die Schraubengeschwindigkeit in Knoten =  $\frac{n \cdot H \cdot 60}{1852}$ .

Die Schiffsgeschwindigkeit  $V$  wäre gleich der Schraubengeschwindigkeit  $V_1$ , wenn die Masse, in der sich die Schraube bewegt, ein fester Körper wäre. Tatsächlich aber ist die Fortbewegung des Schiffes kleiner. Man drückt gewöhnlich die Differenz zwischen Schraubengeschwindigkeit und Schiffsgeschwindigkeit in Prozenten aus.

Es ist also:  $\frac{V_1 - V}{V_1} \cdot 100 =$  Slip oder Rücklauf der Schraube in Prozenten. Ferner ist zu berücksichtigen, daß dem das Schiff umgebende Wasser während der Fahrt durch die Reibung an der Außenhaut und den Sog des Hinterschiffes in der Fahrtrichtung eine gewisse Beschleunigung erteilt wird. Nennt man diesen Betrag  $U$  den Vorstrom, dann wird im Gegensatz zu dem obigen Wert, der als scheinbarer Slip bezeichnet ist, der tatsächliche Slip =  $\frac{V_1 - (V - U)}{V_1} \cdot 100$ .

Da bei Schiffen mit sehr völligem Heck die Vorstromgeschwindigkeit  $U$  sehr groß wird, so kann leicht der Fall eintreten, daß bei ungünstiger Schraubenkonstruktion mit sehr geringem tatsächlichen Slip der scheinbare Slip gleich Null wird oder negativ ausfällt. Tritt dieser Fall ein, so ist dies ein sicheres Zeichen für den ungünstigen Antrieb des Schiffes,

denn es muß zur Erzeugung des Vorstromes eine größere Energie abgegeben werden, als man durch das mitfließende Wasser zurückerhält; ferner hat der tatsächliche Slip einen

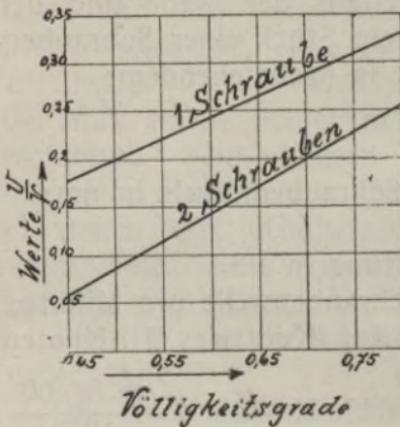


Fig. 107.

Einfluß auf den Nutzeffekt des Propellers. Genaue Werte für den Vorstrom lassen sich kaum geben, man kann jedoch, um einen gewissen Anhalt zu erlangen, dessen ungefähren Wert aus dem Diagramm Fig. 107 entnehmen. (Dieses Diagramm ist der Arbeit von Taylor „Resistance of ships and scerw propulsion“ entnommen.) In diesem Diagramm ist der Völligkeitsgrad der

Quotient: Wasserverdrängung dividiert durch Länge mal Breite mal Höhe des eingetauchten Schiffskörpers, in der Wasserlinie gemessen. Der günstigste tatsächliche Slip liegt zwischen den Grenzen 10% und 20% (s. a. Bauer „Schiffsmaschinen“).

### Der Nutzeffekt des Propellers.

Unter dem Nutzeffekt eines Propellers versteht man das Verhältnis: geleistete Arbeit zur aufgewendeten Arbeit. Es ist also, wenn:

$N_i$  = die indizierte Leistung,

$N_e$  = die effektive Leistung bedeutet,  $\eta = \frac{N_e}{N_i}$ .

Ein Teil der effektiven Leistung geht durch Reibungsarbeit und Kantenwiderstand verloren und nur ein Teil kommt für die nutzbare axiale Schraubenarbeit in Betracht. Der Nutzeffekt schwankt bei gut konstruierten Schrauben zwischen 60% und 70%. Für kleine Schiffe mit kleinen Schrauben, deren Maschinen mit hoher Umlaufzahl arbeiten, werden nur Nutzeffekte von 40% bis 50% erzielt, während bei großen Schiffen mit großen Schrauben und geringer Umlaufzahl Nutzeffekte bis 70% nicht selten sind.

Der Nutzeffekt ist eine abhängige Funktion des Verhältnisses: Steigung  $H$  zu dem Durchmesser  $D$ . In dem Diagramm Fig. 108 (nach Taylor) ist der Nutzeffekt von Flügелеlementen mit verschiedenem Verhältnis  $\frac{d}{H}$  ersichtlich. Es ist nach dieser Figur ohne weiteres klar, daß man danach streben muß, das Verhältnis so zu wählen, daß die wirksame Druckfläche sich möglichst in den Grenzen  $\frac{d}{H} = 0,2$

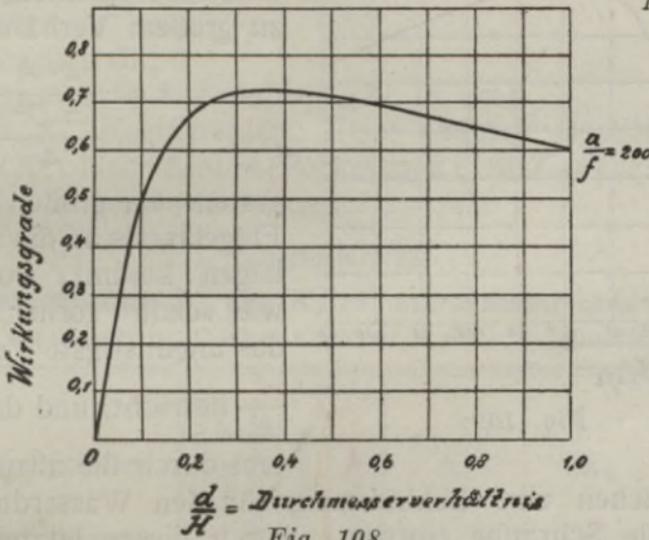


Fig. 108.

bis 0,8 bewegt. Bei ausgeführten Schrauben mit gutem Nutzeffekt findet man das Verhältnis des äußersten Durchmessers zur Steigung etwa:  $\frac{D}{H} = 0,5$  bis 1,2.

Man wird demnach bestrebt sein müssen, den Durchmesser so groß wie möglich zu wählen, um, wie schon erwähnt, den größten Teil der Druckfläche nach außen zu verlegen, da hier in bezug auf das Verhältnis  $\frac{d}{H}$  der günstigste Nutzeffekt liegt. Aus diesen Betrachtungen heraus hat sich denn auch in der Praxis die heute allgemein übliche Flügelform, außen möglichst breit, an der Nabe so schmal, wie es die Festigkeitsverhältnisse gestatten, herausgebildet.

Einen gleichfalls nicht unwesentlichen Einfluß auf den Nutzeffekt des Propellers hat der Slip, wie Fig. 109 zeigt. Diese Figur zeigt deutlich, wie unrichtig es ist, den tatsächlichen Slip einer Schraube kleiner als 10% und größer als 20% zu wählen. Ferner hat das Verhältnis der abgewickelten Schraubenfläche zur Schraubenkreisfläche einen großen Einfluß auf den Nutzeffekt des Propellers. Denn es ist ohne weiteres ersichtlich, daß bei zu großem Verhältnis

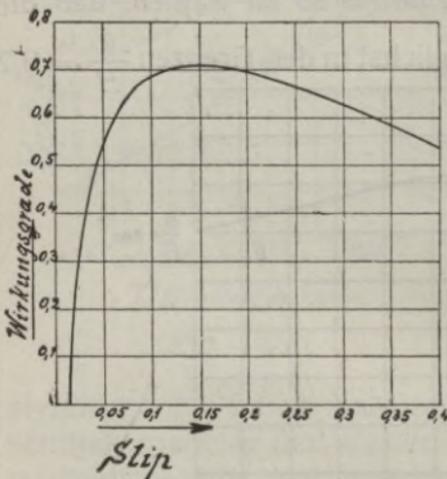


Fig. 109.

$$k = \frac{z \cdot A}{\pi D^2 \cdot 4}$$

erstens ein großer Teil des Flügellareals an die Nabe zu liegen kommt, wo schon, wie schon vorher gesagt, das ungünstigste Verhältnis

$\frac{d}{H}$  herrscht, und daß zwei-

tens durch die allzu großen

Flügelflächen eine Behinderung für den Wasserdurchtritt durch die Schraube eintritt. Durch diesen letzten Übelstand wird eine Wirbelbildung innerhalb der Schraube erzeugt und es kann dann bei Schrauben mit verhältnismäßig hoher Tourenzahl leicht der Fall eintreten, daß sich an der Vorderseite der Schraube Hohlräume bilden, die den Nutzeffekt sehr verschlechtern und die Brauchbarkeit des betreffenden Propellers in Frage stellen. (Kavitationserscheinung siehe Flamm, Jahrbuch der schiffbautechnischen Gesellschaft 1910.)

Man wählt daher das Verhältnis  $k$  etwa:

- 0,3 — 0,33 bei Torpedobooten,
- 0,33 — 0,39 „ Kreuzern,
- 0,32 — 0,38 „ Linienschiffen,
- 0,33 — 0,39 „ Post- und Schnelldampfern,
- 0,3 — 0,45 „ Handelsdampfern und
- 0,4 — 0,8 „ Schleppern und Flußdampfern.

Die Schrauben werden gewöhnlich nach folgenden Formeln bestimmt:

$$D = K_1 \cdot \sqrt{\frac{N_i}{\left(\frac{n \cdot H_i}{100}\right)^3}}$$

und

$$z \cdot A = K_2 \sqrt{\frac{N_i}{n}}$$

hierin ist:

$z$  = Flügellanzahl;

$A$  = abgewickelte Schraubenfläche in qm;

$K_1$  und  $K_2$  Koeffizienten. (Die anderen Bezeichnungen siehe S. 129.) Nach Seaton (Pocketbook of marine engineering) setzt man diese Koeffizienten:

Tabelle Nr. 12.

**Koeffizienten  $K_1$  und  $K_2$  zur Schraubenberechnung**  
nach Seaton, Pocket-book of marine engineering.

Art des Schiffes	Geschwindigkeit $V$ in Knoten	Anzahl der		$K_1$	$K_2$	Material der Flügel
		Schrauben	Flügel			
1. Völlige Frachtdampfer . . . . .	8—10	1	4	0,87—0,90	1,8—1,6	Bronze Gußeisen oder Stahlguß
2. Frachtdampfer mit mäßig völlig. Linien . . . . .	10—13	1	4	0,92—0,97	1,6—1,4	
3. Post- und Passagierdampfer mit feinen Linien . . . . .	13—17	1	4	1,00—1,05	1,4—1,2	
4. do. . . . .	13—17	2	4	1,05—1,10	1,3—1,2	
5. do. mit sehr feinen Linien . . . . .	17—22	1	4	1,08—1,13	1,2—1,0	
6. do. . . . .	17—22	2	3	1,13—1,18	1,0—0,8	
7. Kriegsschiffe mit sehr fein. Linien	16—22	2	4	1,08—1,15	1,1—1,0	
8. do. . . . .	16—22	2	3	1,13—1,21	0,8—0,7	
9. Torpedoboote . . . . .	20—26	1	3	1,23—1,38	0,7—0,5	
10. do. . . . .	25—30	2	3	1,3 —1,45	0,7—0,5	

### Die Berechnung der Schraubenfläche.

Die Größe der abgewickelten Schraubenfläche ist abhängig von dem indizierten Schub und dem zulässigen Flächendruck. Dieser beträgt bei:

Frachtdampfern . . . . .	0,4 —0,5 kg/qcm
Passagierdampfern . . . . .	0,5 —0,6 „
Schnelldampfern und Linienschiffen . . .	0,65—0,75 „
Torpedobooten . . . . .	bis 0,9 „

Allgemein kommen heute nur noch Schrauben mit drei oder vier Flügeln zur Anwendung, und zwar nimmt man für Torpedoboote, Kreuzer, Linienschiffe, und kleine schnelle Handelsschiffe Schrauben mit drei Flügeln, während man bei Schnell- und Passagierdampfern sowie den gewöhnlichen Frachtdampfern usw. die Schraube mit vier Flügeln vorzieht. Vielfach findet man Schrauben deren Erzeugende nach hinten geneigt ist. Man bezweckt dadurch, die nach hinten geworfenen Wassermassen zusammenzuhalten, was besonders bei rasch umlaufenden Propellern vorteilhaft erscheint. Diese Schraubenflügel werden jedoch stärker beansprucht als solche, deren Erzeugende ohne Neigung verläuft, da außer der Zentrifugalkraft noch eine Biegungsbeanspruchung auftritt.

Die Steigung der Schrauben ist entweder konstant oder variabel. Die Schrauben mit konstanter Steigung sind in ihrer Herstellung und Bearbeitung einfacher als solche mit variabler Steigung. Letztere dagegen, deren Steigung mit zunehmendem Durchmesser abnimmt, arbeiten günstiger, ohne daß es bisher gelungen ist, sich über diese Tatsache Klarheit zu verschaffen.

Es ist entschieden vorteilhafter, die Steigung der Schraube eher zu klein als zu groß zu wählen, denn es wird der für den Nutzeffekt der Schraube einflußreiche Quotient  $\frac{D}{H}$  günstiger und ferner wird die Maschine eher imstande sein, den zur Verfügung stehenden Dampf voll auszunützen, da mit abnehmender Steigung die Umdrehungszahl wächst. Während anderseits bei zu großer Steigung die Maschine, die an und

für sich genügend groß wäre, nicht imstande ist, das zur Fortbewegung des Schiffes erforderliche Drehmoment an die Schraubenwelle abzugeben.

### Die Festigkeit der Propellerflügel.

Die Flügel eines Propellers werden durch die Schubkraft und Tangentialkraft auf Biegung und Zug beansprucht. Die größte Beanspruchung tritt naturgemäß an der Flügelwurzel auf.

Die Schubkraft  $P$  ermittelt sich aus:

$$N_e = \frac{P \cdot H \cdot (1 - s_t) \cdot n \cdot z}{60 \cdot 75 \cdot 100 \cdot \eta};$$

hierin ist:

$N_e$  = die effektive Leistung, welche auf die Drehung der Schraube verwendet wird;

$H$ ,  $n$  und  $z$  Steigung in cm, Umdrehungszahl pro Minute und Flügelzahl;

$s_t$  = tatsächlicher Slip;

$\eta$  = Nutzeffekt des Propellers, den man aus Gründen der Sicherheit mit 0,7 bis 0,75 einsetzt.

Nach Taylor ist die an die Schraube abgegebene Arbeit:

$$N_e = 1140 \cdot z \left( \frac{H \cdot n}{1000} \right)^3 \cdot D^2 \cdot (a \cdot s_t \cdot X + f \cdot Z)$$

und die in der Fahrtrichtung geleistete nützliche Schubarbeit:

$$N_n = 1140 \cdot z \left( \frac{H \cdot n}{1000} \right)^3 \cdot D^2 \left( a \cdot s_t \cdot (1 - s_t) \cdot X - f(1 - s_t \cdot Y) \right);$$

hierin ist:

$a$  ein Druckkoeffizient, der einzusetzen ist:

$a = 8,4$  bis  $1 \frac{D}{H}$  für 4 flügelige Schrauben

$a = 9,4$  bis  $1,2 \frac{D}{H}$  für 3 flügelige Schrauben.

$f$  = Reibungs- und Formwiderstandskoeffizient = 0,045;

$s_t$  = tatsächlicher Slip (als Dezimalbruch);

$X, Y$  und  $Z$  Werte für verschiedene Durchmesser verhältnisse  $\frac{D}{H}$   
(siehe Tabelle Nr. 13).

Tabelle Nr. 13.

**Werte von  $X, Y$  und  $Z$**

(siehe Taylor, Resistance of ships and screw propulsion).

Durchmesser- verhältnis } $\frac{D}{H}$	$X$	$Y$	$Z$
0,1	0,077	1,048	0,10
0,2	0,288	1,181	0,47
0,3	0,582	1,374	1,22
0,4	0,912	1,606	2,54
0,5	1,254	1,862	4,60
0,6	1,598	2,134	7,58
0,7	1,939	2,416	11,68
0,8	2,277	2,705	17,09
0,9	2,612	2,999	23,98
1,0	2,944	3,297	32,54

Die Tangentialkraft berechnet sich zu:

$$T = 71620 \cdot \frac{N_e}{n} \cdot \frac{1}{z};$$

also:

$$T = k_2 \cdot \frac{D}{2} = 71620 \cdot \frac{N_e}{n} \cdot \frac{1}{z}.$$

Nimmt man nun an, daß die resultierende Schubkraft an einem bestimmten Punkt angreift, dessen Entfernung von der Welle sich aus der Gleichung

$$k_1 \cdot \frac{D}{2} = \frac{\text{Gesamtschubmoment}}{\text{Gesamtschub}}$$

bestimmt, dann wird das durch  $P$  hervorgerufene Biegemoment im Abstand  $\frac{d}{2}$ :

$$M_P = \left( k_1 \frac{D}{2} - \frac{d}{2} \right) \cdot P.$$

Die Entfernung des Angriffspunktes der Summe aller Tangentialkräfte berechnet sich aus der Gleichung

$$k_2 \frac{D}{2} = \frac{\text{Gesamtmoment der Tangentialkraft}}{\text{Gesamt-Tangentialkraft}}$$

Das durch  $T$  hervorgerufene Biegemoment im Abstand  $\frac{d}{2}$  ist:

$$M_T = \left( k_2 \cdot \frac{D}{2} - \frac{d}{2} \right) \cdot T.$$

Die Konstanten  $k_1$  und  $k_2$  findet man für normale Propellerflügel aus der

Tabelle Nr. 14.

$\frac{D}{H}$	$k_1$	$k_2$	$\frac{D}{H}$	$k_1$	$k_2$
0,4	0,706	0,646	0,8	0,688	0,614
0,5	0,710	0,658	0,9	0,695	0,606
0,6	0,692	0,644	1,0	0,696	0,600
0,7	0,684	0,625			

Aus Fig. 110 ergibt sich nun das Biegemoment um die Achse  $a - a$ :

$$M_1 = (M_P \cdot \cos \alpha + M_T \cdot \sin \alpha) \cdot \frac{d}{2}$$

und um die Achse  $b - b$ :

$$M_2 = (M_P \cdot \sin \alpha - M_T \cdot \cos \alpha) \cdot \frac{d}{2}$$

In diesen Gleichungen ist  $\frac{d}{2}$  der Druckmittelpunkt der projizierten Flügelfläche.

Den Querschnitt an der Wurzel macht man gewöhnlich parabolisch. Die Fläche der Parabel Fig. 110 ist

$$F = \frac{2}{3} \cdot l \cdot h;$$

und deren Schwerpunktsabstand von der Achse  $A - B$  ist

$d = \frac{2}{5} h$ ; das Trägheitsmoment um die Schwerachse  
 $\parallel A - B$  ist:

$$J_a = \frac{8}{175} l \cdot h^3$$

und um die Achse  $C - D$ :

$$J_b = \frac{1}{30} l^3 \cdot h.$$

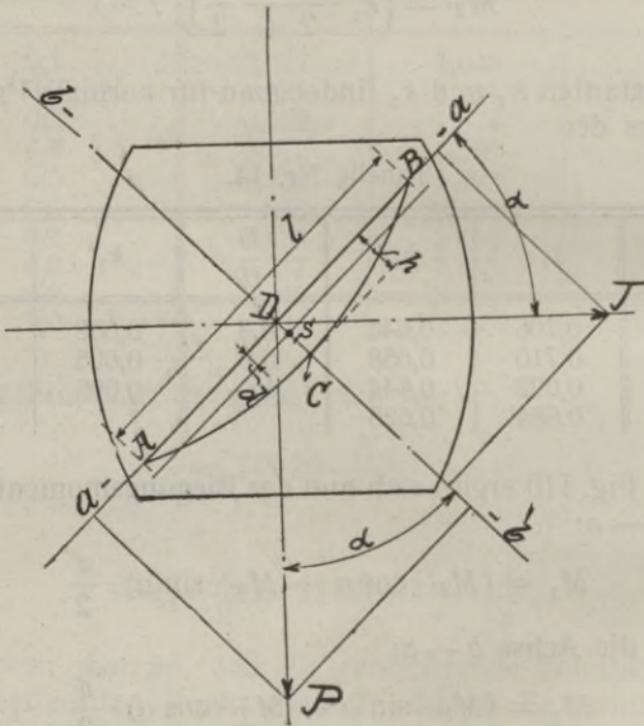


Fig. 110.

Hieraus folgt das Widerstandsmoment parallel zur  
 Achse  $A - B$  für:

$$A - B = W = \frac{4}{35} \cdot l h^2;$$

für  $C$  parallel  $A - B$ :

$$W = \frac{8}{105} \cdot l h^2.$$

Widerstandsmoment für die Achse  $C - D$ :

$$W = \frac{1}{15} l^2 h.$$

Hieraus ergibt sich:

$$\begin{aligned} \text{in } A - B \text{ Zug herrührend von } M_1 &= \frac{35}{4} \cdot \frac{M_1}{l h^2}; \\ \text{,, } C \text{ Druck ,, ,, } M_1 &= \frac{105}{8} \cdot \frac{M_1}{l h^2}; \\ \text{,, } A \text{ Zug ,, ,, } M_2 &= \frac{15 M_2}{l^2 h}; \\ \text{,, } B \text{ Druck ,, ,, } M_2 &= \frac{15 M_2}{l^2 h}. \end{aligned}$$

Es tritt also in  $A$  die größte Zugspannung von der Größe

$$S_z = \frac{35}{4} \cdot \frac{M_1}{l h^2} + \frac{15 M_2}{l^2 h}$$

auf, während in  $D$  die größte Druckspannung von der Größe

$$S_d = \frac{105}{8} \cdot \frac{M_1}{l h^2}$$

auftritt. Die Länge  $l =$  Flügelbreite in cm, bezogen auf den abgewickelten Flügel, wird angenommen, woraus sich dann mit Hilfe obiger Formeln und nachstehender Tabelle die Stärke  $h$  leicht bestimmen läßt.

Tabelle Nr. 15.

**Zulässige Beanspruchung von Propellerflügeln**  
durch Schubmoment und Drehmoment.

Material	Zulässige Beanspruchung in <i>kg/qcm</i>	
	$S_{z_1}$ (Zug)	$S_{d_1}$ (Druck)
Gußeisen . . . . .	140	420
Stahlguß . . . . .	350	700
Bronze . . . . .	210	280
Mangan- oder Phosphor- bronze . . . . .	350 (bis 600)*	420 (bis 850)*

Die mit \* bezeichneten Werte gelten für Torpedoboote und leichte Kriegsschiffsmaschinen, bei denen es besonders darauf ankommt geringe Gewichte zu erzielen.



maximale Zugbeanspruchung im Querschnitt

$$a - a = Z_{\max} = S_z + S_{z_c}$$

wird. Die maximale Druckspannung wird nunmehr

$$d_{\max} = S_{d_1} - S_{z_c}$$

Bei nach hinten geneigter Erzeugenden (Fig. 112) ruft die Zentrifugalkraft ein biegendes Moment im Wurzelquerschnitt von der Größe

$$M_b = \frac{e \cdot C}{\sqrt{2}}$$

hervor; da der Querschnitt an der Flügelwurzel meistens unter einem Winkel von  $45^\circ$  zum Wellenmittel steht, kommt nur ein Teil  $\frac{1}{\sqrt{2}}$  des Momentes für die Achse  $a - a$  in Betracht.

Es ergibt sich dann aus diesem Moment eine Zugspannung im Querschnitt  $a - a$  von

$$S_{z_3} = \frac{M_c}{\frac{4}{35} \cdot l \cdot h^2} = \frac{35 M_c}{4 \cdot l \cdot h^2};$$

und eine Druckspannung in  $C$  von der Größe

$$S_{d_3} = \frac{M_c}{\frac{8}{105} \cdot l \cdot h^2} = \frac{105 M_c}{8 \cdot l \cdot h^2}.$$

Hieraus folgt, daß die größte totale Zugspannung

$$S_z = S_{z_1} + S_{z_2} + S_{z_3}$$

und die größte totale Druckspannung

$$S_d = S_{d_1} - S_{z_2} + S_{d_3}$$

wird.

Bei raschlaufenden Propellern nimmt  $C$  mit dem Quadrat der Geschwindigkeit zu und wird infolgedessen sehr groß.

Die Querschnitte müssen dementsprechend verstärkt werden, es ist dann zulässig, die in Tabelle 15 angeführten Werte für  $S_{z_1}$  und  $S_{d_1}$  um 20 bis 30% zu überschreiten.

Als Material für die Schiffsschrauben kommt für Kriegsschiffe fast ausnahmslos Mangan- oder Phosphorbronze, für größere Handelsschiffe usw. Stahlguß, für kleine Handelsschiffe Gußeisen zur Verwendung. Bei Torpedobooten fand man früher auch Propeller, deren Naben aus Stahlguß hergestellt waren, in welche die geschmiedeten Flügel mittels Keil eingesetzt waren. Jetzt kommen für Torpedoboote nur noch Propeller, aus einem Stück aus Bronze hergestellt, zur Anwendung.

Die Schraubenflügel erhalten an der Spitze eine Stärke von

$h_0 = 8-12$	mm für Durchmesser bis 3 m
$h_0 = 12-18$	„ „ „ von 3-4 m
$h_0 = 18-22$	„ „ „ „ 4-6 „
$h_0 = 22-25$	„ „ „ „ >6 „

Als Material ist hier gute Bronze vorausgesetzt, während man für gußeiserne Propeller das  $1\frac{1}{2}$ fache obiger Werte einsetzt.

Die Druckflächen der Flügel werden häufig auf Spezialmaschinen auf genaue Steigung bearbeitet. Die Flügelkanten müssen gut zugeschärft sein.

Fig. 113 zeigt einen Propeller für einen Torpedokreuzer. Die indizierte Leistung der Maschine beträgt etwa 4250 PS<sub>i</sub> bei 285 Umdrehungen pro Minute. Die an der Meile gemessene Schiffsgeschwindigkeit betrug  $23\frac{1}{2}$  Knoten, bei einer mittleren Steigung der Flügel von 3120 mm. Die Flügel sind mit der Nabe verschraubt, und zwar so, daß

die größte Steigung 3420 mm,  
 „ kleinste „ 2820 „

betragen kann. Zu diesem Zweck sind die Propellerflügel drehbar angeordnet und die Schraubenlöcher oval aus-

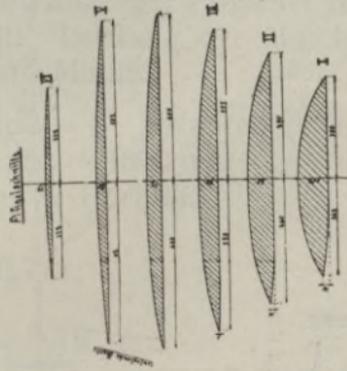
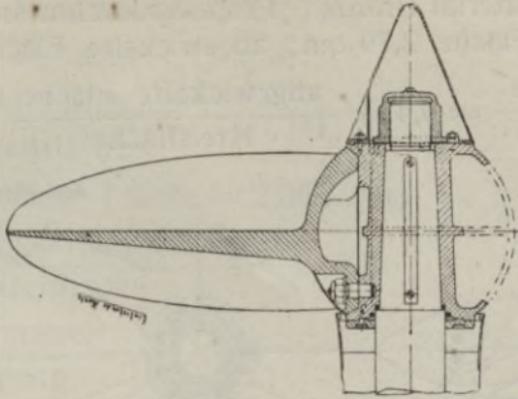
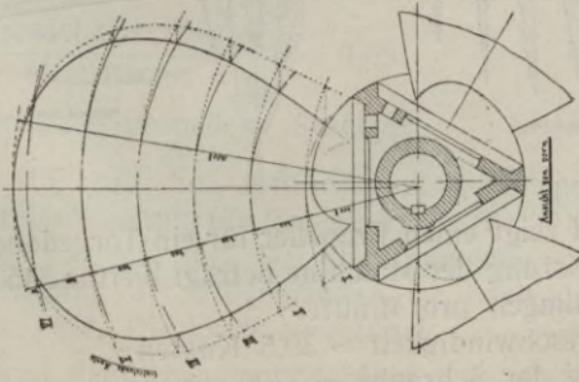


Fig. 113.



geführt. Material Bronze. Propellerdurchmesser 2900 mm; projizierte Fläche 2,79 qm; abgewickelte Fläche 3,20 qm;

$$\frac{\text{proj. Fläche}}{\text{Kreisfläche}} = 0,423; \quad \frac{\text{abgewickelte Fläche}}{\text{Kreisfläche}} = 0,484.$$

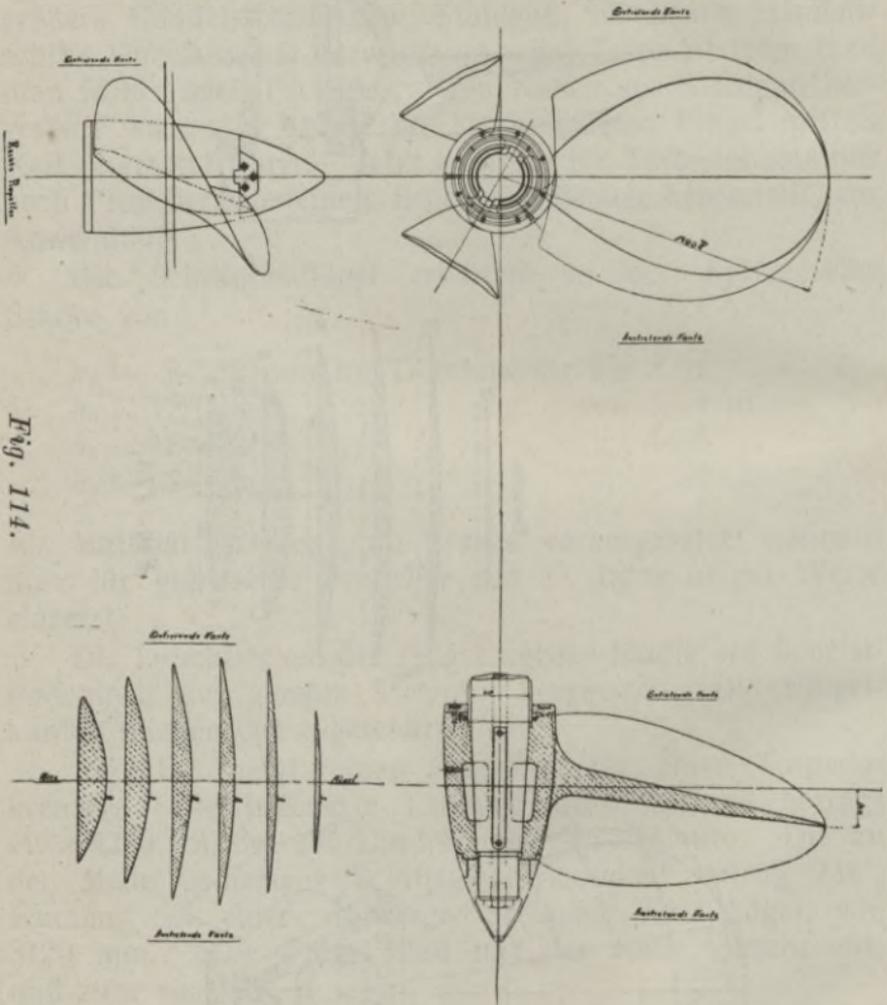


Fig. 114 zeigt einen Propeller für ein Torpedoboot. Die indizierte Leistung der Maschine beträgt hierfür 5450 PS<sub>i</sub> bei 325 Umdrehungen pro Minute.

Schiffsgeschwindigkeit = 30,5 Knoten;

Steigung der Schraube = 3700 mm;

äußerer Durchmesser = 2400 mm;

Projektionsfläche 1,72 qm;

$$\frac{\text{Projektionsfläche}}{\text{Kreisfläche}} = 0,381;$$

Abgewickelte Fläche = 2,365 qm;

$$\frac{\text{Abgewickelte Fläche}}{\text{Kreisfläche}} = 0,524;$$

$$\frac{\text{Durchmesser}}{\text{Steigung}} = \sim 0,65;$$

Material Bronze.

In Fig. 115 ist ein vierflügeliger Propeller für ein kleines Handelsschiff dargestellt. Leistung der Maschine 110 PS, bei 200 Umdrehungen pro Minute.

Schiffsgeschwindigkeit =  $8\frac{1}{2}$  Knoten;

Steigung der Schraube = 1800 mm;

äußerer Durchmesser = 1400 mm.

$$\frac{\text{Durchmesser}}{\text{Steigung}} = 0,778;$$

Projektionsfläche = 0,78 qm;

$$\frac{\text{Projektionsfläche}}{\text{Kreisfläche}} = 0,5;$$

Abgewickelte Fläche = 1,0 qm;

$$\frac{\text{Abgewickelte Fläche}}{\text{Kreisfläche}} = 0,65;$$

Material des Propellers: Stahlguß.

Fig. 116 zeigt die Ausführung einer Schlepperschraube mit variabler Steigung für Ein- und Austritt. Die Maschine leistet ca. 230 PS. bei 170 Umdrehungen pro Minute. Die Abwicklung der Flügelflächen ist nach der Methode des Herrn Prof. Dieckhoff ausgeführt.

Material der Schraube: Stahlguß.

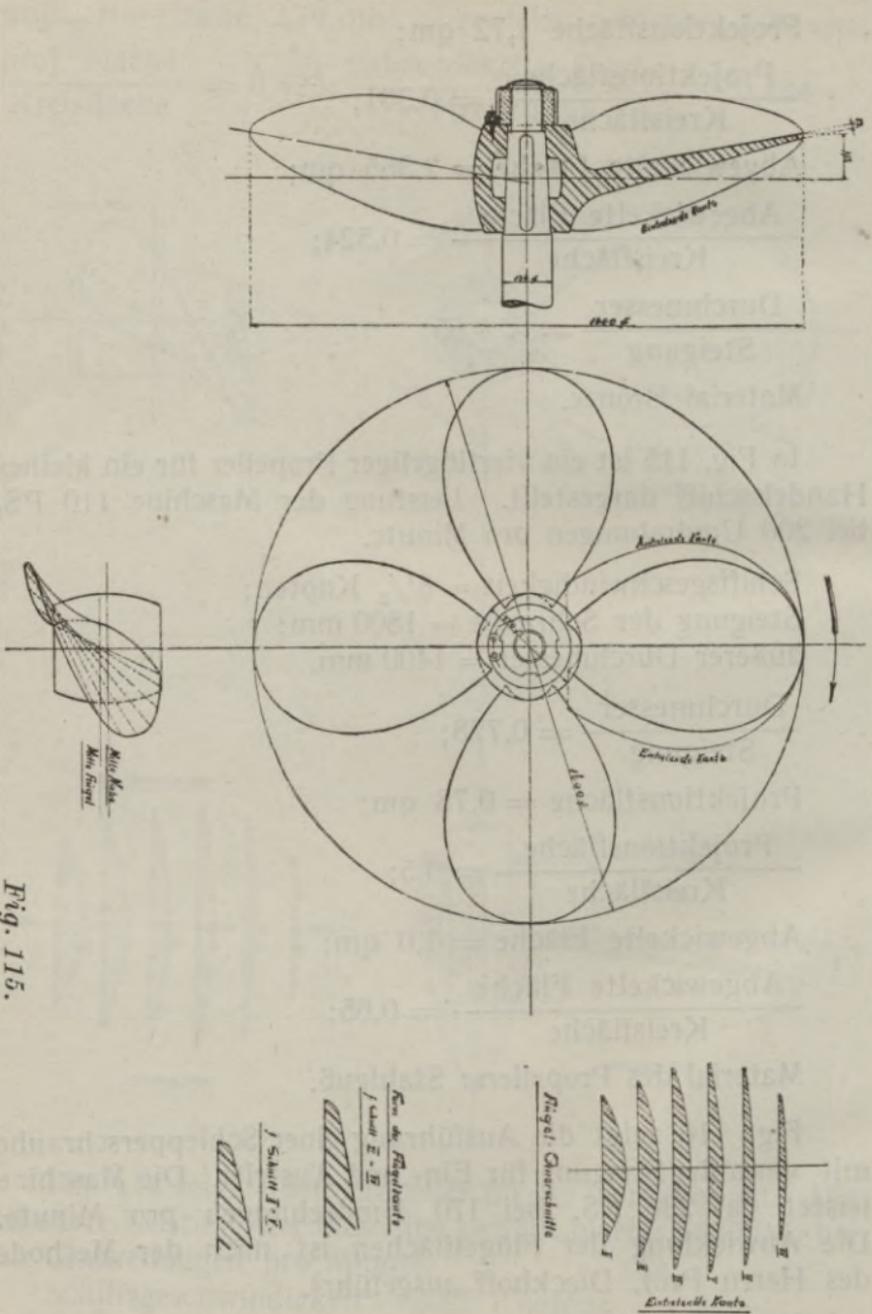
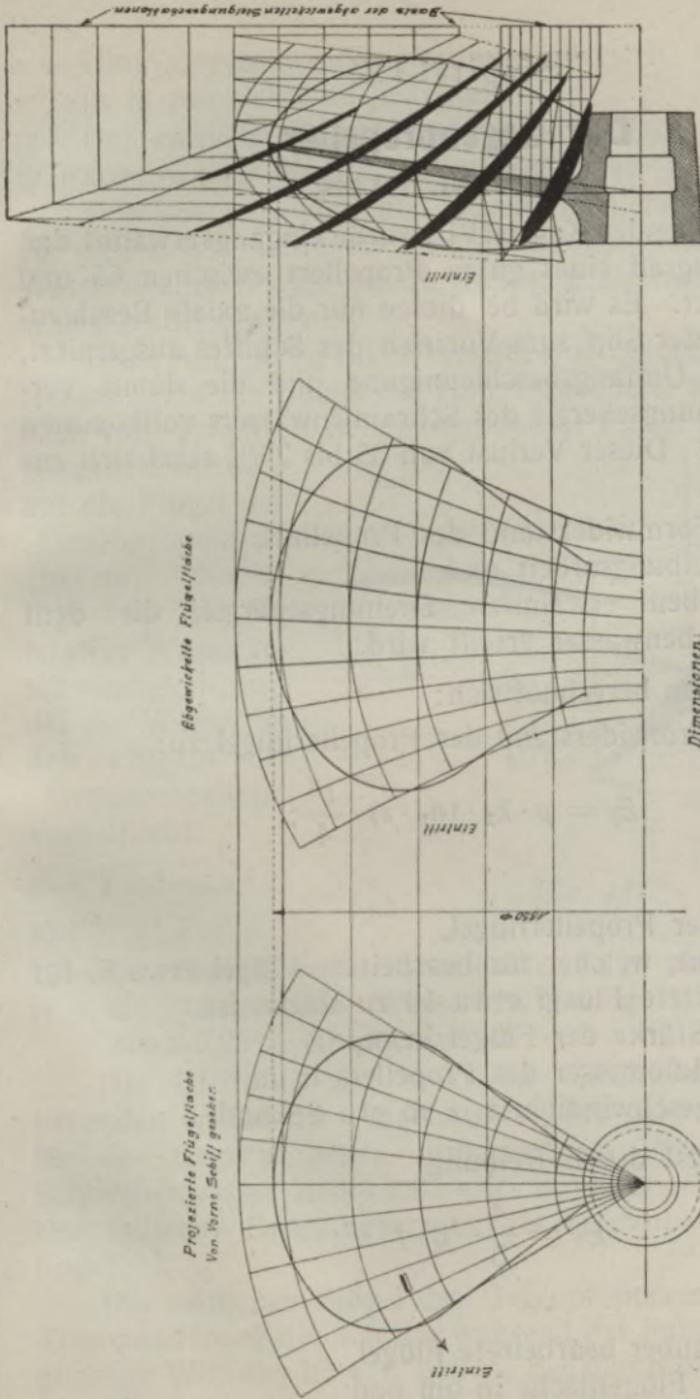


Fig. 115.



Eigenrichtige Flügel/lands

Projizierte Flügel/lands  
Von vorne Sehil/ gesehen

Dimensionen:

- Durchmesser 4650 mm
- Steigung: Eintritt 2000 mm, Austritt 2500 mm, Mittel 2350 mm
- Flügelzahl 4
- Prof. Flügel/lands 4,23 m<sup>2</sup>
- Abgem. Flügel/lands 4,64 m<sup>2</sup>
- Prof. Zugs/lands 0,588
- Abgem. Zugs/lands 0,734
- Durchmesser 0,718
- Abgem. Abzug 0,718

Fig. 116.

## Kapitel IX.

### Der Gegenpropeller.

D. R. P. Nr. 194 224.

Im vorstehenden Kapitel VIII wurde eingangserwähnt, daß der Wirkungsgrad eines guten Propellers zwischen 65 und 75% schwankt. Es wird bei diesen nur die axiale Beschleunigung bzw. der Slip zum Vortrieb des Schiffes ausgenutzt, während die Umfangsbeschleunigung und die damit verbundene Drehungsenergie des Schraubenwassers vollkommen verloren geht. Dieser Verlust von 35 bis 25% setzt sich zusammen aus:

1. dem Formwiderstand des Propellers,
2. der Reibungsarbeit und
3. der oben erwähnten Drehungsenergie, die dem Schraubenwasser erteilt wird.

Nach Riehn berechnet sich:

1. Der Formwiderstand der Propellerflügel zu:

$$E_f = p \cdot k_1 \cdot (\delta_1 \cdot r) \cdot \frac{v^3}{4};$$

hierin ist:

$p$  = Anzahl der Propellerflügel,

$k_1$  = Koeffizient, welcher für bearbeitete Flügel etwa 8, für unbearbeitete Flügel etwa 10 zu setzen ist.

$\delta_1$  = mittlere Stärke der Flügel in m,

$r$  = größter Halbmesser des Propellers in m,

$v$  = Umfangsgeschwindigkeit in m pro Sekunde,

2. Der Verlust durch Reibung

$$E_r = \frac{4}{5} \cdot \varrho \cdot f \cdot v^3;$$

worin

$\varrho$  = 0,15 für sauber bearbeitete Flügel,

$f$  = projizierte Flügelfläche in qm und

$v$  = Umfangsgeschwindigkeit am äußersten Flügelement in m pro Sekunde bedeutet.

Der restliche Teil des Verlustes entfällt auf die dem Schraubenwasser erteilte Drehungsenergie.

Durch Anwendung eines Gegenpropellers (Fig. 117) wird ein Teil dieses Verlustes durch Ablenkung des rotierenden Wasserstrahles in die axiale Richtung als nutzbare Schubarbeit zurückgewonnen.

Diese Ablenkung ruft einerseits eine nutzbare zusätzliche Reaktion auf die Flügel des Hauptpropellers, andererseits eine nach vorn gerichtete Schubkomponente  $P_v$  der Normaldruck-Resultierenden  $P_n$  auf die Flügel des

Gegenpropellers hervor. Nach Fig. 117 ist die relative Wassergeschwindigkeit, mit der das Wasser an den Flügeln des Gegenpropellers vorbeifließt:

$$v = \sqrt{v_a^2 + v_t^2};$$

worin

$v_a$  = der zurückgelegte Propellerweg in m pro Sekunde,  
 $v_t$  = die tangentielle Wasserbeschleunigung, welche mit etwa  $0,25 v_a$  einzusetzen ist.

Die Richtung der relativen Geschwindigkeits-Resultierenden  $v$  gibt die Flügelstellung der eintretenden Kante für den Gegenpropeller. Im weiteren Verlaufe wird das Schraubenwasser in die axiale Richtung abgelenkt, wodurch eine teilweise Druckumsetzung des Schraubenwassers stattfindet.

Die seitlichen Flügel des Gegenpropellers rufen auf die Trimmänderung des Schiffes während der Fahrt dadurch eine günstige Wirkung hervor, daß sie der durch die Saugwirkung des Hauptpropellers nach unten gerichteten Komponente

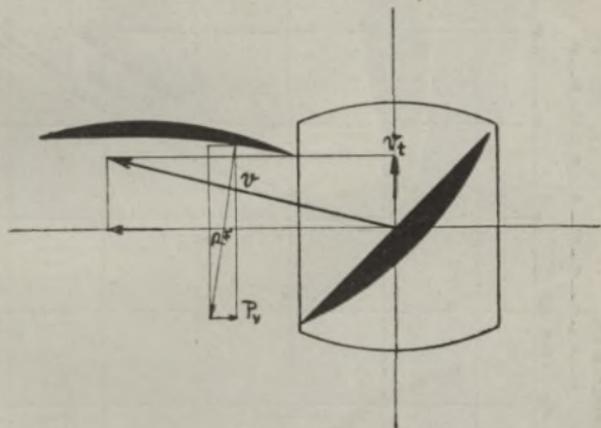


Fig. 117.

einen energischen Widerstand entgegensetzen. In dem Kurvenblatt Fig. 118 ist die Wirkung eines ausgeführten Gegenpropellers dargestellt. Die erzielte Leistungersparnis

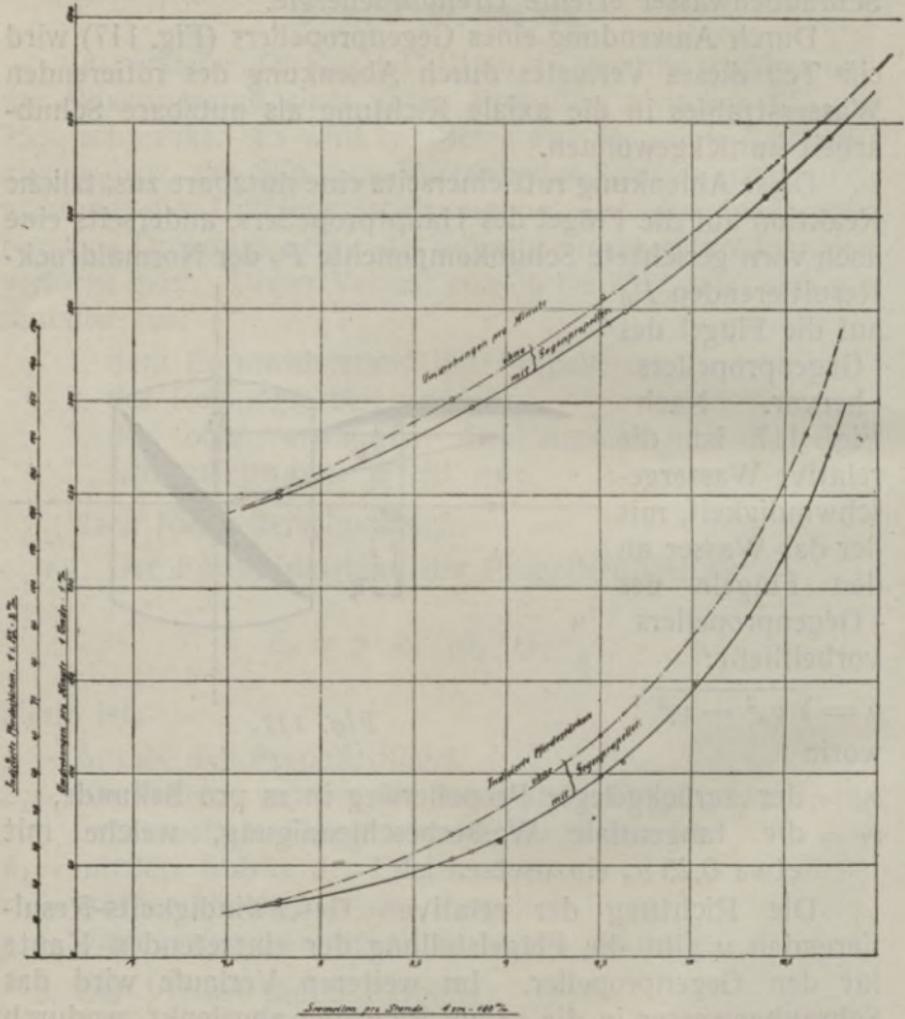
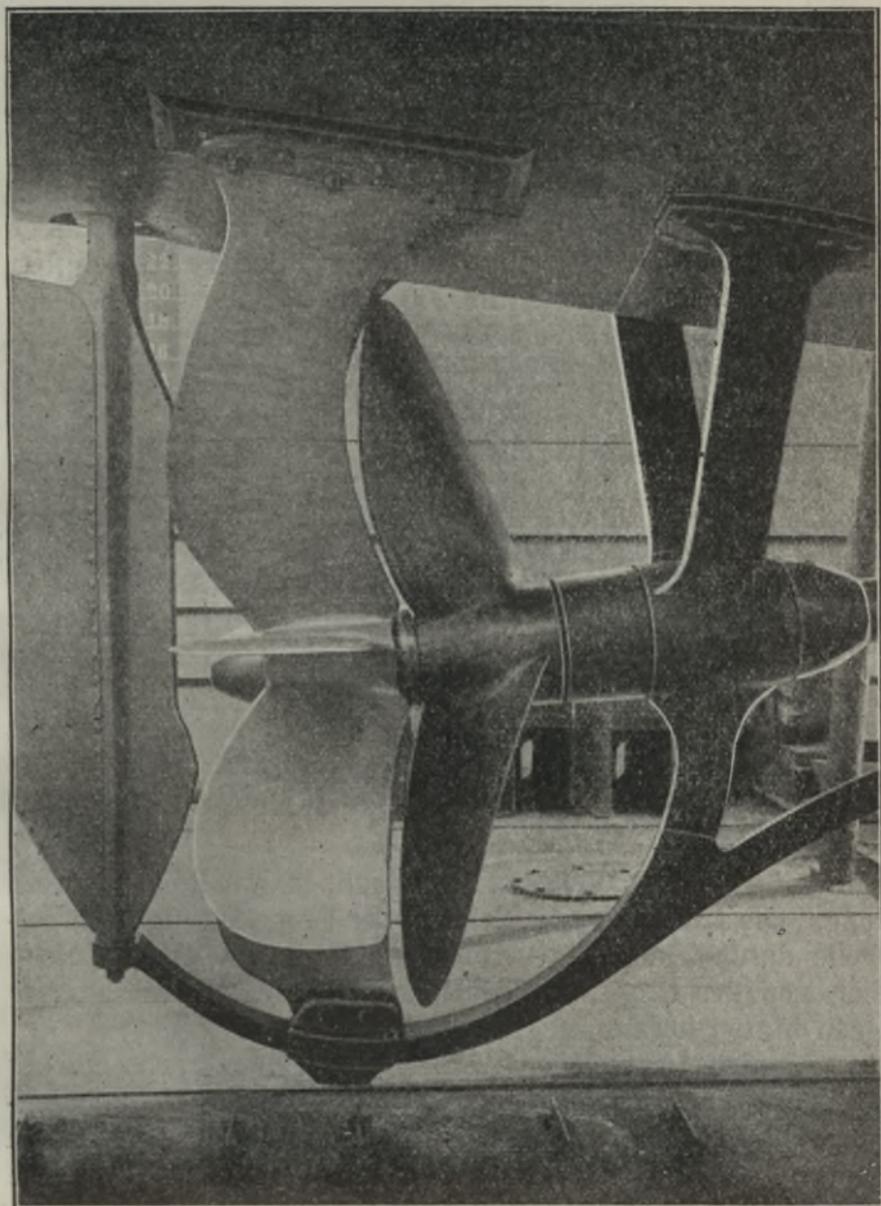


Fig. 118.

bei gleicher Schiffsgeschwindigkeit beträgt durchschnittlich 10 bis 15%. Fig. 119 zeigt die Anordnung dieses Gegenpropellers an einer Dampfbarkasse siehe auch Jahrbuch der Schiffbau tech. Gesellschaft 1911.



*Fig. 119.*

Kapitel X.

**Lauf- und Propellerwellen und Stevenrohre.**

Die zwischen Propeller- und Drucklagerwelle eingeschalteten Laufwellen können schwächer gehalten werden als diese, da die auftretenden Beanspruchungen wesentlich geringer sind. Den Durchmesser der Laufwellen macht man etwa 0,85 bis 0,9 mal Kurbelwellendurchmesser. Die Länge der Laufwellen richtet sich ganz nach der Bauart des Schiffes, man findet bei Schiffen mit 250 mm bis 600 mm Wellendurchmesser, Längen von 5000 mm bis 7500 mm. Die ein-

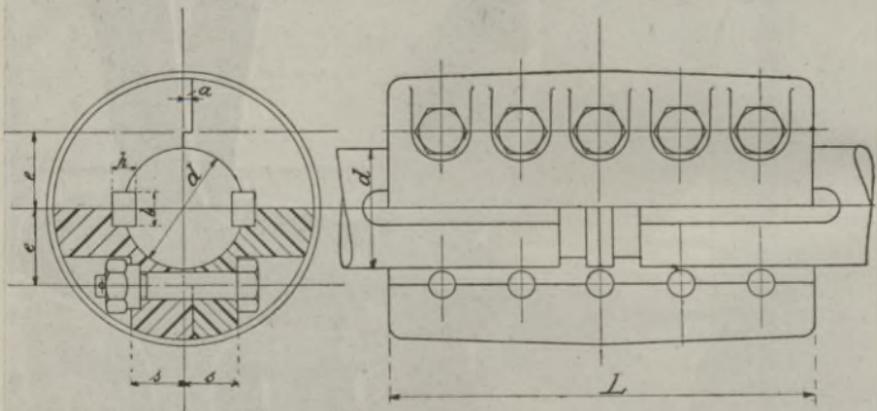


Fig. 120.

zelen Stücke der Wellenleitung macht man möglichst gleich lang. Die Laufwellen werden mit der Propeller- und Kurbelwelle durch Flanschen verbunden, diese Flanschen müssen sich von der Propellerwelle abziehen lassen, damit letztere nach hinten herausgezogen werden kann.

An den Lagerstellen werden die Wellen etwas stärker gemacht. Die Kupplungen werden als Scheiben- oder Schalenkupplungen ausgeführt, die Scheibenkupplungen lassen sich jedoch manchmal sehr schwer von der Welle wieder abziehen und werden, wenn sie häufiger losgenommen werden müssen, nicht wieder fest. Aus diesem Grunde führt man die Kupplungen als Schalenkupplungen aus (Fig. 120). Die Schalen bestehen aus geschmiedetem Stahl oder Stahlguß und werden

durch kräftige Schrauben zusammengehalten. In jeder Schalenhälfte sitzt eine Feder, deren Stärke man etwa:

Breite:  $b = 0,12 d + 12$  mm, die

Höhe:  $h = 0,5 b$  bis  $0,6 b$

ausführt. Die Dimensionen der Schalenkupplungen wählt man etwa:  $L = 3$  bis  $3,8$  mal Wellendurchmesser  $d$ ; die Flanschdicke:  $s = 0,5$  bis  $0,6 \cdot d$ .

Die Schrauben sind so stark zu machen, daß man bei mäßiger Beanspruchung des Gewindekerns, beim Anziehen einen solchen Druck der Schalen auf die Welle ausüben kann, daß die erzeugte Reibung schon genügt, die Welle mitzunehmen. Um die Schalen im Durchmesser möglichst klein zu erhalten, werden die Schrauben so dicht wie möglich an die Welle herangerückt.

### **Traglager für die Laufwellen.**

Die Lager werden so dicht wie möglich an die Wellenverbindungen herangeschoben. Bei großen Ausführungen findet man auf jeder Seite einer solchen Verbindung ein Traglager. Die Länge  $L$  der Traglager macht man etwa  $0,8 d$  bis  $1,2 d$ . Diese Lager werden, da sie keine nach oben gerichteten Kräfte aufzunehmen haben, nur auf der Unterschale als Laufflager ausgebildet, während der Deckel nur zum Schutz ausgeführt wird. Die Lager werden bei Handelsschiffen aus Gußeisen, bei Kriegsschiffen aus Stahlguß ausgeführt. Die Laufflächen werden mit Weißmetall ausgegossen.

Fig. 121 zeigt ein Traglager für ein Torpedoboot.

Die Propellerwelle muß aus Gründen großer Sicherheit stärker dimensioniert werden als die Kurbelwelle, etwa  $1,1 \cdot d$ . Der Germanische Lloyd verlangt, wenn  $D$  den Durchmesser des Propellers und  $d_k$  den der Kurbelwelle bedeutet, daß der Durchmesser der Propellerwelle

$$d = 0,6 d_k + 0,03 D,$$

mindestens jedoch  $1,02 d_k$  ist.

An den mit Pockholz ausgefüllten Lagerstellen wird die Propellerwelle mit einem Bronzeüberzug versehen. Die Stärke dieses Überzuges für Wellen über 250 mm macht man

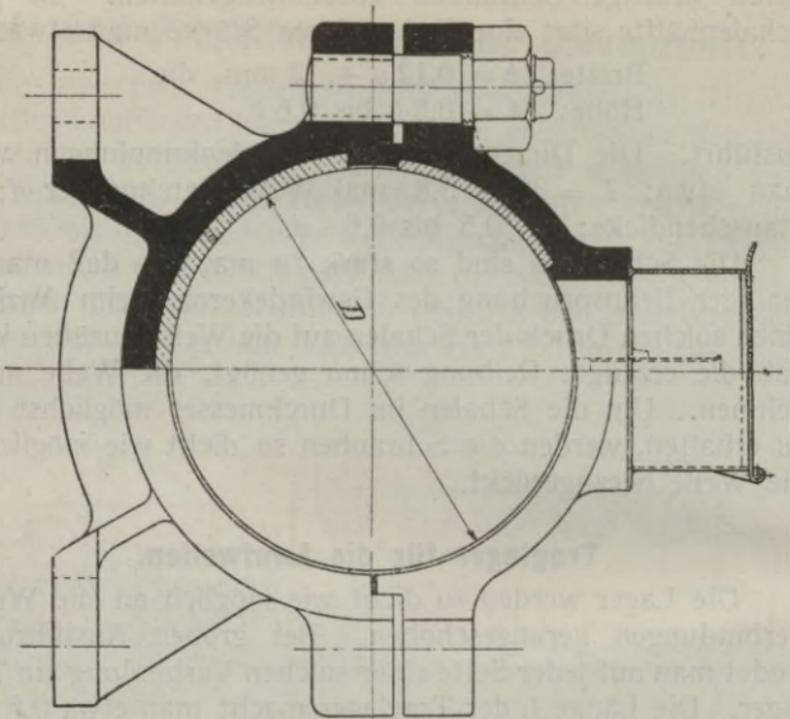
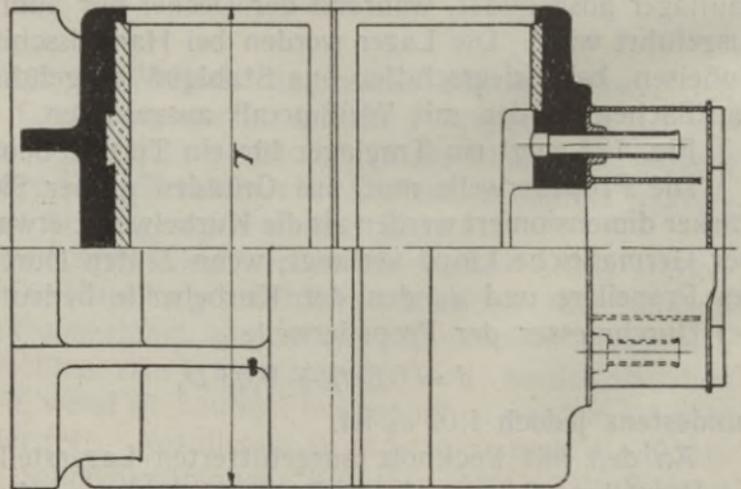


Fig. 121.



etwa  $s = 0,02 d + 15$  mm. Neuerdings werden die Lagerstellen mit Weißmetall ausgegossen, der Überzug aus Bronze ist dann nicht mehr erforderlich. Vielfach findet man bei Kriegsschiffsmaschinen für solche Lager einen Überzug aus Nickelstahl. Bei guten Ausführungen wird die Propellerwelle zwischen den Lagerstellen und an dem frei zwischen Stevenrohr und Propellerbock liegenden Teil mit einem Bronze- oder Gummiüberzug zum Schutze gegen Rostgefahr versehen. Als Material für die Propellerwellen kommt für normale Ausführung Siemens-Martin-Stahl, für Schnelldampfer, große Handelsschiffe und Kriegsschiffe entweder Tiegelstahl oder Nickelstahl zur Verwendung.

### Das Stevenrohr.

Zwischen dem hintersten Tunnelschott und dem Austritt der Schraubenwelle aus der Außenhaut des Schiffes befindet sich das Stevenrohr, das zur Abdichtung gegen eintretendes Seewasser und zur Lagerung der Schraubenwelle dient. In dem Stevenrohr sind lange Lagerbüchsen eingesetzt, in denen die Welle läuft. Die Länge der Lager macht man etwa:

vorn  $l_1 = 3 d$  bis  $4 d$ ,  
hinten  $l_2 = 4 d$  „  $5,5 d$  (Fig. 122).

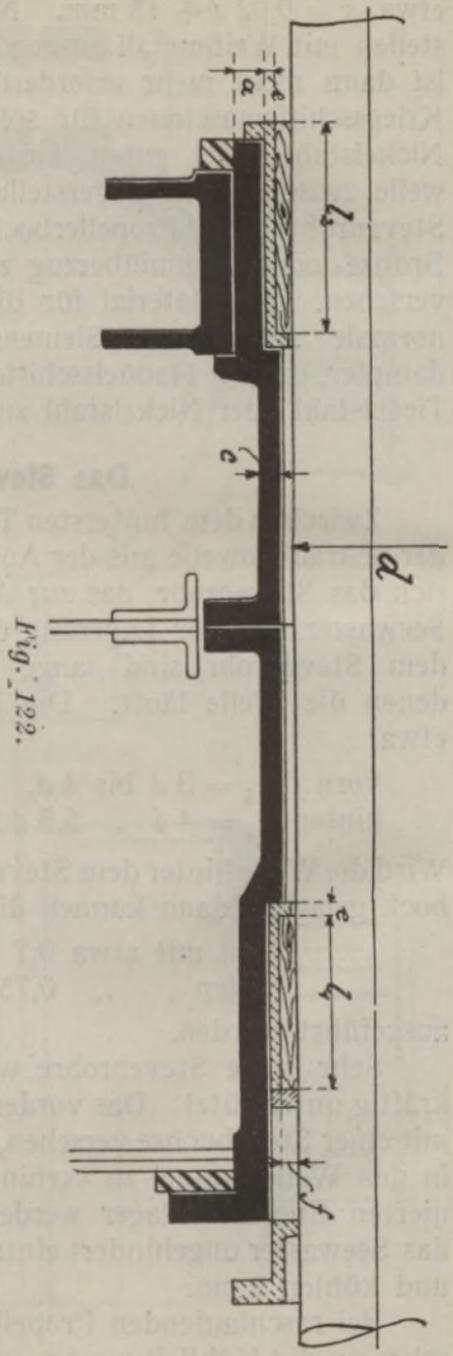
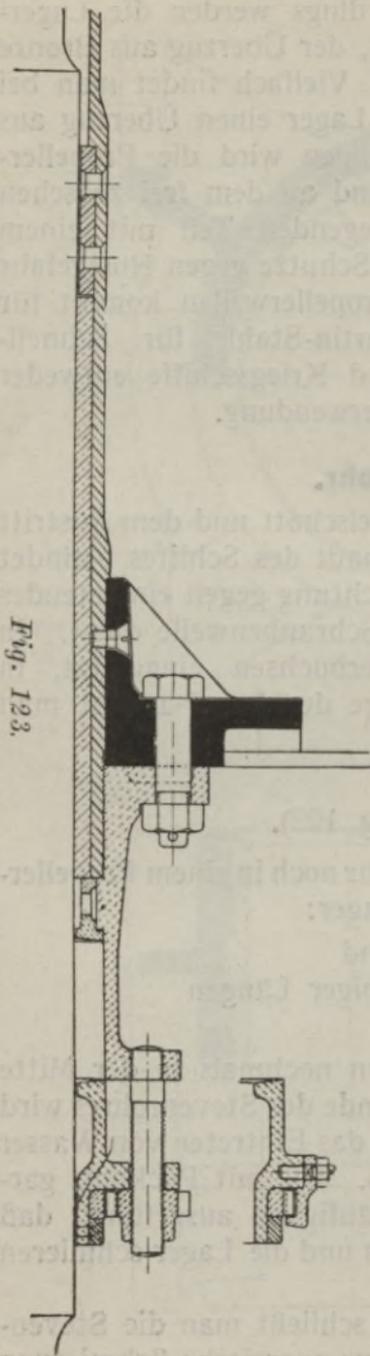
Wird die Welle hinter dem Stevenrohr noch in einem Propellerbock gelagert, dann können die Lager:

vorn mit etwa 0,7 und  
hinten „ „ 0,75 obiger Längen

ausgeführt werden.

Sehr lange Stevenrohre werden nochmals in der Mitte kräftig unterstützt. Das vordere Ende des Stevenrohres wird mit einer Stopfbuchse versehen, um das Eintreten von Wasser in den Wellentunnel zu verhindern. Die mit Pockholz garnierten Stevenrohrlager werden häufig so ausgeführt, daß das Seewasser ungehindert eintreten und die Lager schmieren und kühlen kann.

Bei raschlaufenden Propellern schließt man die Stevenrohre an die Kühlleitung an, um eine energische Schmierung



Das Steventor.

Das Steventor ist ein Vorrichtung zur Vermeidung von Wassereintritt in die Kesselräume der Dampfer. Es besteht aus einem Gehäuse, in dem sich ein Kegelventil befindet, welches durch einen Hebelmechanismus betätigt werden kann. Die Zeichnung zeigt zwei Ansichten: Fig. 122 ist eine Draufsicht, die die äußere Form und die Befestigung des Ventils an der Kesselwand zeigt. Fig. 123 ist eine Querschnittsansicht, die den inneren Aufbau des Ventils und die Abdichtung gegen das Kesselinnere darstellt. Die Beschriftungen  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$ ,  $e$ ,  $f$ ,  $g$ ,  $h$ ,  $i$ ,  $j$ ,  $k$ ,  $l$ ,  $m$ ,  $n$ ,  $o$ ,  $p$ ,  $q$ ,  $r$ ,  $s$ ,  $t$ ,  $u$ ,  $v$ ,  $w$ ,  $x$ ,  $y$ ,  $z$  bezeichnen die verschiedenen Bauteile und Abstände. Die Maße  $L_1$  und  $L_2$  geben die Längen bestimmter Abschnitte an.

und Kühlung zu erzielen. Wird statt des Wassers Öl in das Stevenrohr geleitet, dann muß dieses am hintersten Ende mit einer vom Wellentunnel aus gut zugänglichen Stopfbuchse versehen werden.

Als Material kommt für Handelsschiffe ausschließlich Gußeisen zur Verwendung. Die Pockholzausfütterung ruht

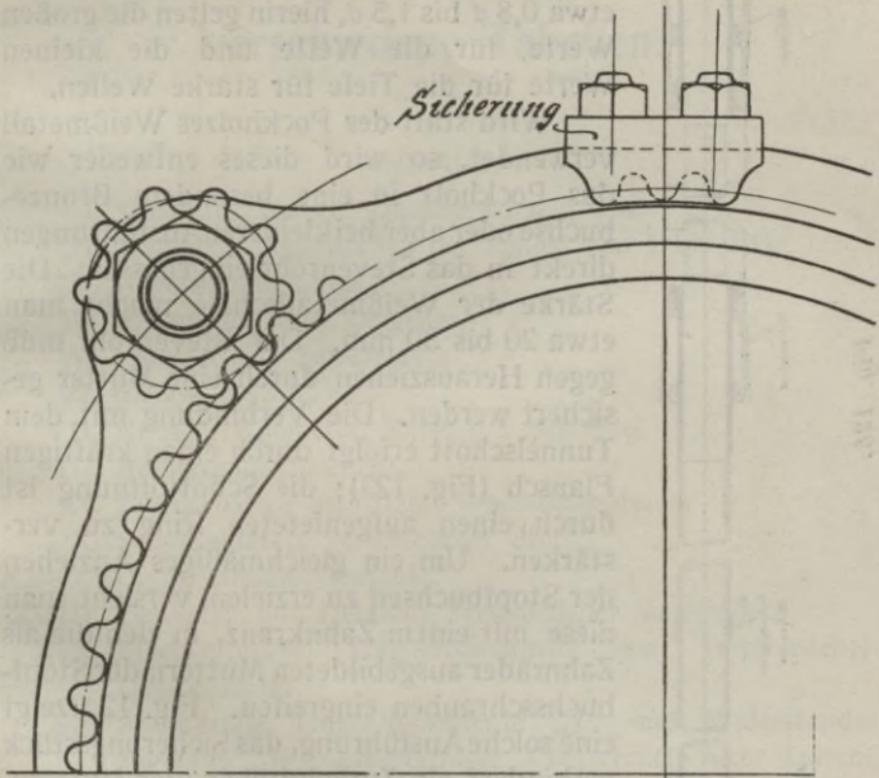


Fig. 124.

in einer in das Stevenrohr eingezogenen Bronzebuchse. Diese Ausführung ist für eine Erneuerung der Pockholzstreifen sehr vorteilhaft, da man die ganze Buchse mit dem Pockholz aus dem Rohr herausziehen und die ausgelaufenen Pockholzstücke erneuern kann.

Pockholz ist wegen seiner absoluten Seewasserbeständigkeit besonders als Lagermaterial geeignet. Die Stärken des Stevenrohres und seiner Einzelteile macht man etwa (Fig. 122)

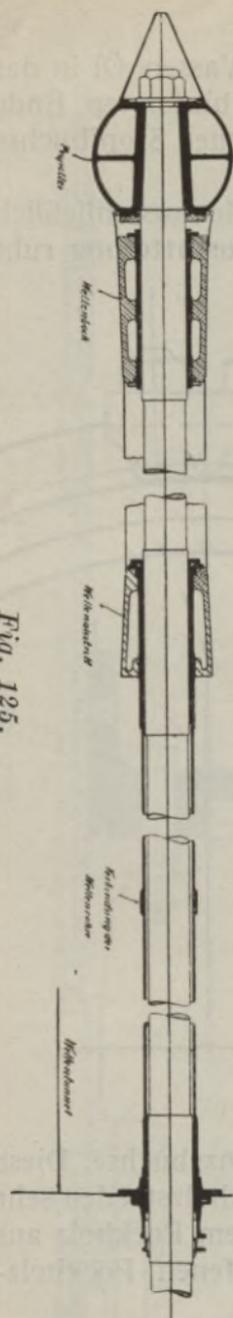


Fig. 125.

$c = 0,05 d + 20$  mm;  $e = 15$  bis  $20$  mm;  
 $a = 1,5 c$  bis  $1,8 c$ ;  $f = 20$  „  $30$  „  
 ( $e$  und  $f$  für Wellen von  $200$  bis  $600$  mm Durchmesser).

Die lichte Weite des Packungsraumes macht man etwa  $20$  bis  $40$  mm; die Tiefe etwa  $0,8 d$  bis  $1,5 d$ , hierin gelten die großen Werte für die Weite und die kleinen Werte für die Tiefe für starke Wellen.

Wird statt des Pockholzes Weißmetall verwendet, so wird dieses entweder wie das Pockholz in eine besondere Bronzebuchse oder aber bei kleineren Ausführungen direkt in das Stevenrohr eingegossen. Die Stärke der Weißmetallschale macht man etwa  $20$  bis  $30$  mm. Das Stevenrohr muß gegen Herausziehen durch eine Mutter gesichert werden. Die Verbindung mit dem Tunnelschott erfolgt durch einen kräftigen Flansch (Fig. 123); die Schottöffnung ist durch einen aufgenieteten Ring zu verstärken. Um ein gleichmäßiges Anziehen der Stopfbuchsen zu erzielen, versieht man diese mit einem Zahnkranz, in den die als Zahnräder ausgebildeten Muttern der Stopfbuchsschrauben eingreifen. Fig. 124 zeigt eine solche Ausführung, das Sicherungsstück verhindert ein Zurückdrehen der Muttern.

Bei Kriegsschiffen führt man das Stevenrohr ganz aus Bronze aus und setzt die Pockholzstreifen direkt in das Rohr ein. Die Bronzeröhre macht man etwa nur  $\frac{1}{2}$  so stark, wie die gußeisernen Stevenrohre.

Fig. 125 zeigt die Ausführung eines Stevenrohres für ein Torpedoboot. Dieses

Rohr ist aus Gewichtsriicksichten aus gewalztem Stahlrohr ausgeführt und mit Weißmetall aus gegossenen Lagern versehen.

Zweiter Teil.

Verschiedene Tabellen.

---

INHALT.

- I. Quadrate, Kuben, Quadratwurzeln usw.
- II. Briggsche Logarithmen der Zahlen von 1 bis 100.
- III. Kosinus und Sinus.
- IV. Kotangente und Tangente.
- V. Verschiedene Zahlenwerte.
- VI.  $\cos \omega + \cos 2 \omega$ .
- VII. Knoten, Kilometer, Meter pro Sekunde.
- VIII. Reibungskoeffizienten.
- IX. Eigenschaften gesättigter Wasserdämpfe.
- X. Schmelzpunkte verschiedener Stoffe.
- XI—XVII. Spezifische Gewichte.
- XVIII. Festigkeit und Dehnung verschiedener Materialien.
- XIX. Flächeninhalte, Trägheitsmomente usw. verschiedener Querschnitte.
- XX. Äquatoriale Trägheitsmomente „*J*“ und Widerstandsmomente „*W*“ kreisförmiger Querschnitte vom Durchmesser „*d*“.

**Tabelle Nr. 1. Quadrate, Kuben, Quadratwurzeln, Kubikwurzeln, Kreisumfänge, Kreisinhalte der Zahlen von 1 bis 1000.**

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$d = \frac{d}{0,1 n}$	$\pi d$	$\frac{1}{4} \pi d^2$
0	0	0	0,0000	0,0000	0,0	0,000	0,0000
1	1	1	1,0000	1,0000	0,1	0,314	0,0079
2	4	8	1,4142	1,2599	0,2	0,628	0,0314
3	9	27	1,7321	1,4422	0,3	0,942	0,0707
4	16	64	2,0000	1,5874	0,4	1,257	0,1257
5	25	125	2,2361	1,7100	0,5	1,571	0,1964
6	36	216	2,4495	1,8171	0,6	1,885	0,2827
7	49	343	2,6458	1,9129	0,7	2,199	0,3848
8	64	512	2,8284	2,0000	0,8	2,513	0,5026
9	81	729	3,0000	2,0801	0,9	2,827	0,6362
<b>10</b>	<b>100</b>	<b>1 000</b>	<b>3,1623</b>	<b>2,1544</b>	<b>1,0</b>	<b>3,142</b>	<b>0,7854</b>
11	121	1 331	3,3166	2,2240	1,1	3,456	0,9503
12	144	1 728	3,4641	2,2894	1,2	3,770	1,1310
13	169	2 197	3,6056	2,3513	1,3	4,084	1,3273
14	196	2 744	3,7417	2,4101	1,4	4,389	1,5394
15	225	3 375	3,8730	2,4662	1,5	4,712	1,7671
16	256	4 096	4,0000	2,5198	1,6	5,027	2,0106
17	289	4 913	4,1231	2,5713	1,7	5,341	2,2698
18	324	5 832	4,2426	2,6207	1,8	5,655	2,5447
19	361	6 859	4,3589	2,6684	1,9	5,969	2,8353
<b>20</b>	<b>400</b>	<b>8000</b>	<b>4,4721</b>	<b>2,7144</b>	<b>2,0</b>	<b>6,283</b>	<b>3,1416</b>
21	441	9 261	4,5826	2,7589	2,1	6,597	3,4636
22	484	10 648	4,6904	2,8020	2,2	6,912	3,8013
23	529	12 167	4,7958	2,8439	2,3	7,226	4,1548
24	576	13 824	4,8990	2,8845	2,4	7,540	4,5239
25	625	15 625	5,0000	2,9240	2,5	7,854	4,9087
26	676	17 576	5,0990	2,9625	2,6	8,168	5,3093
27	729	19 683	5,1962	3,0000	2,7	8,482	5,7256
28	784	21 952	5,2915	3,0366	2,8	8,796	6,1575
29	841	24 389	5,3852	3,0723	2,9	9,111	6,6052
<b>30</b>	<b>900</b>	<b>27 000</b>	<b>5,4772</b>	<b>3,1072</b>	<b>3,0</b>	<b>9,425</b>	<b>7,0686</b>
31	961	29 791	5,5678	3,1414	3,1	9,739	7,5477
32	1 024	32 768	5,6569	3,1748	3,2	10,05	8,0425
33	1 089	35 937	5,7446	3,2075	3,3	10,37	8,5530
34	1 156	39 304	5,8310	3,2396	3,4	10,68	9,0792
35	1 225	42 875	5,9161	3,2711	3,5	11,00	9,6211
36	1 296	46 656	6,0000	3,3019	3,6	11,31	10,1790
37	1 369	50 653	6,0828	3,3322	3,7	11,62	10,752
38	1 444	54 872	6,1644	3,3620	3,8	11,94	11,341
39	1 521	59 319	6,2450	3,3912	3,9	12,25	11,946
<b>40</b>	<b>1 600</b>	<b>64 000</b>	<b>6,3246</b>	<b>3,4200</b>	<b>4,0</b>	<b>12,57</b>	<b>12,566</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$d = \begin{smallmatrix} 0,1 \\ n \end{smallmatrix}$	$\pi d$	$\frac{1}{4} \pi d^2$
41	1 681	68 921	6,4031	3,4482	4,1	12,88	13,203
42	1 764	74 088	6,4807	3,4760	4,2	13,19	13,854
43	1 849	79 507	6,5574	3,5034	4,3	13,51	14,522
44	1 936	85 184	6,6332	3,5303	4,4	13,82	15,205
45	2 025	91 125	6,7082	3,5569	4,5	14,14	15,904
46	2 116	97 336	6,7823	3,5830	4,6	14,45	16,619
47	2 209	103 823	6,8557	3,6088	4,7	14,77	17,349
48	2 304	110 592	6,9282	3,6342	4,8	15,08	18,096
49	2 401	117 649	7,0000	3,6593	4,9	15,39	18,857
<b>50</b>	<b>2 500</b>	<b>125 000</b>	<b>7,0711</b>	<b>3,6840</b>	<b>5,0</b>	<b>15,71</b>	<b>19,635</b>
51	2 601	132 651	7,1414	3,7084	5,1	16,02	20,428
52	2 704	140 608	7,2111	3,7325	5,2	16,34	21,237
53	2 809	148 877	7,2801	3,7563	5,3	16,65	22,062
54	2 916	157 464	7,3485	3,7798	5,4	16,96	22,902
55	3 025	166 375	7,4162	3,8030	5,5	17,28	23,758
56	3 136	175 616	7,4833	3,8259	5,6	17,59	24,630
57	3 249	185 193	7,5498	3,8485	5,7	17,91	25,518
58	3 364	195 112	7,6158	3,8709	5,8	18,22	26,421
59	3 481	205 379	7,6811	3,8930	5,9	18,54	27,340
<b>60</b>	<b>3 600</b>	<b>216 000</b>	<b>7,7460</b>	<b>3,9149</b>	<b>6,0</b>	<b>18,85</b>	<b>28,274</b>
61	3 721	226 981	7,8102	3,9365	6,1	19,16	29,225
62	3 844	238 328	7,8740	3,9579	6,2	19,48	30,191
63	3 969	250 047	7,9373	3,9791	6,3	19,79	31,172
64	4 096	262 144	8,0000	4,0000	6,4	20,11	32,170
65	4 228	274 625	8,0623	4,0207	6,5	20,42	33,183
66	4 356	287 496	8,1240	4,0412	6,6	20,73	34,212
67	4 489	300 763	8,1854	4,0615	6,7	21,05	35,257
68	4 624	314 432	8,2462	4,0817	6,8	21,36	36,317
69	4 761	328 509	8,3066	4,1016	6,9	21,68	37,393
<b>70</b>	<b>4 900</b>	<b>343 000</b>	<b>8,3666</b>	<b>4,1213</b>	<b>7,0</b>	<b>21,99</b>	<b>38,485</b>
71	5 041	357 911	8,4261	4,1408	7,1	22,31	39,592
72	5 184	373 248	8,4853	4,1602	7,2	22,62	40,715
73	5 329	389 017	8,5440	4,1793	7,3	22,93	41,854
74	5 476	405 224	8,6023	4,1983	7,4	23,25	43,008
75	5 625	421 875	8,6603	4,2172	7,5	23,56	44,179
76	5 776	438 976	8,7178	4,2358	7,6	23,88	45,365
77	5 929	456 533	8,7750	4,2543	7,7	24,19	46,566
78	6 084	474 552	8,8318	4,2727	7,8	24,50	47,784
79	6 241	493 039	8,8882	4,2908	7,9	24,82	49,017
<b>80</b>	<b>6 400</b>	<b>512 000</b>	<b>8,9443</b>	<b>4,3089</b>	<b>8,0</b>	<b>25,13</b>	<b>50,265</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$d=$ $0,1 n$	$\pi d$	$\frac{1}{4} \pi d^2$
81	6 561	531 441	9,0000	4,3267	8,1	25,45	51,530
82	6 724	551 368	9,0554	4,3445	8,2	25,76	52,810
83	6 889	571 787	9,1104	4,3621	8,3	26,08	54,106
84	7 056	592 704	9,1652	4,3795	8,4	26,39	55,418
85	7 225	614 125	9,2195	4,3968	8,5	26,70	56,745
86	7 396	636 056	9,2736	4,4140	8,6	27,02	58,088
87	7 569	658 503	9,3274	4,4310	8,7	27,33	59,447
88	7 744	681 472	9,3808	4,4480	8,8	27,65	60,821
89	7 921	704 969	9,4340	4,4647	8,9	27,96	62,211
<b>90</b>	<b>8 100</b>	<b>729 000</b>	<b>9,4868</b>	<b>4,4814</b>	<b>9,0</b>	<b>28,27</b>	<b>63,617</b>
91	8 281	753 571	9,5394	4,4979	9,1	28,59	65,039
92	8 464	778 688	9,5917	4,5144	9,2	28,90	66,476
93	8 649	804 357	9,6437	4,5307	9,3	29,22	67,929
94	8 836	830 584	9,6954	4,5468	9,4	29,53	69,398
95	9 025	857 375	9,7468	4,5629	9,5	29,85	70,882
96	9 216	884 736	9,7980	4,5789	9,6	30,16	72,382
97	9 409	912 673	9,8489	4,5947	9,7	30,47	73,898
98	9 604	941 192	9,8995	4,6104	9,8	30,79	75,430
99	9 801	970 299	9,9499	4,6261	9,9	31,10	76,977
<b>100</b>	<b>10 000</b>	<b>1 000 000</b>	<b>10,0000</b>	<b>4,6416</b>	<b>10,0</b>	<b>31,42</b>	<b>78,540</b>
101	10 201	1 030 301	10,0499	4,6570	10,1	31,73	80,118
102	10 404	1 061 208	10,0995	4,6723	10,2	32,04	81,713
103	10 609	1 092 727	10,1489	4,6875	10,3	32,36	83,323
104	10 816	1 124 864	10,1980	4,7027	10,4	32,67	84,949
105	11 025	1 157 625	10,2470	4,7177	10,5	32,99	86,590
106	11 236	1 191 016	10,2956	4,7326	10,6	33,30	88,247
107	11 449	1 225 043	10,3441	4,7475	10,7	33,62	89,920
108	11 664	1 259 712	10,3923	4,7622	10,8	33,93	91,609
109	11 881	1 295 029	10,4403	4,7769	10,9	34,24	93,313
<b>110</b>	<b>12 100</b>	<b>1 331 000</b>	<b>10,4881</b>	<b>4,7914</b>	<b>11,0</b>	<b>34,56</b>	<b>95,033</b>
111	12 321	1 367 631	10,5357	4,8059	11,1	34,87	96,769
112	12 544	1 404 928	10,5830	4,8203	11,2	35,19	98,520
113	12 769	1 442 897	10,6301	4,8346	11,3	35,50	100,287
114	12 996	1 481 544	10,6771	4,8488	11,4	35,81	102,070
115	13 225	1 520 875	10,7238	4,8629	11,5	36,13	103,869
116	13 456	1 560 896	10,7703	4,8770	11,6	36,44	105,683
117	13 689	1 601 613	10,8167	4,8910	11,7	36,76	107,513
118	13 924	1 643 032	10,8628	4,9049	11,8	37,07	109,359
119	14 161	1 685 159	10,9087	4,9187	11,9	37,38	111,220
<b>120</b>	<b>14 400</b>	<b>1 728 000</b>	<b>10,9545</b>	<b>4,9324</b>	<b>12,0</b>	<b>37,70</b>	<b>113,097</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$d =$ $0,1 n$	$\pi d$	$\frac{1}{4} \pi d^2$
121	14 641	1 771 561	11,0000	4,9461	12,1	38,01	114,990
122	14 884	1 815 848	11,0454	4,9597	12,2	38,33	116,899
123	15 129	1 860 867	11,0905	4,9732	12,3	38,64	118,823
124	15 376	1 906 624	11,1355	4,9866	12,4	38,96	120,763
125	15 625	1 953 125	11,1803	5,0000	12,5	39,27	122,72
126	15 876	2 000 376	11,2250	5,0133	12,6	39,58	124,69
127	16 129	2 048 383	11,2694	5,0265	12,7	39,90	126,68
128	16 384	2 097 152	11,3137	5,0397	12,8	40,21	128,68
129	16 641	2 146 689	11,3578	5,0528	12,9	40,53	130,70
<b>130</b>	16 900	2 197 000	11,4018	5,0658	13,0	40,84	132,73
131	17 161	2 248 091	11,4455	5,0788	13,1	41,15	134,78
132	17 424	2 299 968	11,4891	5,0916	13,2	41,47	136,85
133	17 689	2 352 637	11,5326	5,1045	13,3	41,78	138,93
134	17 956	2 406 104	11,5758	5,1172	13,4	42,10	141,03
135	18 225	2 460 375	11,6190	5,1299	13,5	42,41	143,14
136	18 496	2 515 456	11,6619	5,1426	13,6	42,73	145,27
137	18 769	2 571 353	11,7047	5,1551	13,7	43,04	147,41
138	19 044	2 628 072	11,7473	5,1676	13,8	43,35	149,57
139	19 321	2 685 619	11,7898	5,1801	13,9	43,67	151,75
<b>140</b>	19 600	2 744 000	11,8322	5,1925	14,0	43,98	153,94
141	19 881	2 803 221	11,8743	5,2048	14,1	44,30	156,15
142	20 164	2 863 288	11,9164	5,2171	14,2	44,61	158,37
143	20 449	2 924 207	11,9583	5,2293	14,3	44,92	160,61
144	20 736	2 985 984	12,0000	5,2415	14,4	45,24	162,86
145	21 025	3 048 625	12,0416	5,2536	14,5	45,55	165,13
146	21 316	3 112 136	12,0830	5,2656	14,6	45,87	167,42
147	21 609	3 176 523	12,1244	5,2776	14,7	46,18	169,72
148	21 904	3 241 792	12,1655	5,2896	14,8	46,50	172,03
149	22 201	3 307 949	12,2066	5,3015	14,9	46,81	174,37
<b>150</b>	22 500	3 375 000	12,2474	5,3133	15,0	47,12	176,71
151	22 801	3 442 951	12,2882	5,3251	15,1	47,44	179,08
152	23 104	3 511 808	12,3288	5,3368	15,2	47,75	181,46
153	23 409	3 581 577	12,3693	5,3485	15,3	48,07	183,85
154	23 716	3 652 264	12,4097	5,3601	15,4	48,38	186,27
155	24 025	3 723 875	12,4499	5,3717	15,5	48,69	188,69
156	24 336	3 796 416	12,4900	5,3832	15,6	49,01	191,13
157	24 649	3 869 893	12,5300	5,3947	15,7	49,32	193,59
158	24 964	3 944 312	12,5698	5,4061	15,8	49,64	196,07
159	25 281	4 019 679	12,6095	5,4175	15,9	49,95	198,56
<b>160</b>	25 600	4 096 000	12,6491	5,4288	16,0	50,27	201,06

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\frac{d}{0,1n}$	$\pi d$	$\frac{1}{4}\pi d^2$
161	25 921	4 173 281	12,6886	5,4401	16,1	50,58	203,58
162	26 244	4 251 528	12,7279	5,4515	16,2	50,89	206,12
163	26 569	4 330 747	12,7671	5,4626	16,3	51,21	208,67
164	26 896	4 410 944	12,8062	5,4737	16,4	51,52	211,24
165	27 225	4 492 125	12,8452	5,4848	16,5	51,84	213,82
166	27 556	4 574 296	12,8841	5,4959	16,6	52,15	216,42
167	27 889	4 657 463	12,9228	5,5069	16,7	52,46	219,04
168	28 224	4 741 632	12,9615	5,5178	16,8	52,78	221,67
169	28 561	4 826 809	13,0000	5,5288	16,9	53,09	224,32
<b>170</b>	<b>28 900</b>	<b>4 913 000</b>	<b>13,0384</b>	<b>5,5397</b>	<b>17,0</b>	<b>53,41</b>	<b>226,98</b>
171	29 241	5 000 211	13,0767	5,5505	17,1	53,72	229,66
172	29 584	5 088 448	13,1149	5,5613	17,2	54,04	232,35
173	29 929	5 177 717	13,1529	5,5721	17,3	54,35	235,06
174	30 276	5 268 024	13,1909	5,5828	17,4	54,66	237,79
175	30 625	5 359 375	13,2288	5,5934	17,5	54,98	240,53
176	30 976	5 451 776	13,2665	5,6041	17,6	55,29	243,28
177	31 329	5 545 233	13,3041	5,6147	17,7	55,61	246,06
178	31 684	5 639 752	13,3417	5,6252	17,8	55,92	248,85
179	32 041	5 735 339	13,3791	5,6357	17,9	56,23	251,65
<b>180</b>	<b>32 400</b>	<b>5 832 000</b>	<b>13,4164</b>	<b>5,6462</b>	<b>18,0</b>	<b>56,55</b>	<b>254,47</b>
181	32 761	5 929 741	13,4536	5,6567	18,1	56,86	257,30
182	33 124	6 028 568	13,4907	5,6671	18,2	57,18	260,16
183	33 489	6 128 487	13,5277	5,6774	18,3	57,49	263,02
184	33 856	6 229 504	13,5647	5,6877	18,4	57,81	265,90
185	34 225	6 331 625	13,6015	5,6980	18,5	58,12	268,80
186	34 596	6 434 856	13,6382	5,7083	18,6	58,43	271,72
187	34 969	6 539 203	13,6748	5,7185	18,7	58,75	274,65
188	35 344	6 644 672	13,7113	5,7287	18,8	59,06	277,59
189	35 721	6 751 269	13,7477	5,7388	18,9	59,38	280,55
<b>190</b>	<b>36 100</b>	<b>6 859 000</b>	<b>13,7840</b>	<b>5,7489</b>	<b>19,0</b>	<b>59,69</b>	<b>283,53</b>
191	36 481	6 967 871	13,8203	5,7590	19,1	60,00	286,52
192	36 864	7 077 888	13,8564	5,7690	19,2	60,32	289,53
193	37 249	7 189 057	13,8924	5,7790	19,3	60,63	292,55
194	37 636	7 301 384	13,9284	5,7890	19,4	60,95	295,59
195	38 025	7 414 875	13,9642	5,7989	19,5	61,26	298,65
196	38 416	7 529 536	14,0000	5,8088	19,6	61,58	301,72
197	38 809	7 645 373	14,0357	5,8186	19,7	61,89	304,81
198	39 204	7 762 392	14,0712	5,8285	19,8	62,20	307,91
199	39 601	7 880 599	14,1067	5,8383	19,9	62,52	311,03
<b>200</b>	<b>40 000</b>	<b>8 000 000</b>	<b>14,1421</b>	<b>5,8480</b>	<b>20,0</b>	<b>62,83</b>	<b>311,16</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$d =$ 0,1 $n$	$\pi d$	$\frac{1}{4} \pi d^2$
201	40 401	8 120 601	14,1774	5,8578	20,1	63,15	317,31
202	40 804	8 242 408	14,2127	5,8675	20,2	63,46	320,47
203	41 209	8 365 427	14,2478	5,8771	20,3	63,77	323,65
204	41 616	8 489 664	14,2829	5,8868	20,4	64,09	326,85
205	42 025	8 615 125	14,3178	5,8964	20,5	64,40	330,06
206	42 436	8 741 816	14,3527	5,9059	20,6	64,72	333,29
207	42 849	8 869 743	14,3875	5,9155	20,7	65,03	336,54
208	43 264	8 998 912	14,4222	5,9250	20,8	65,35	339,79
209	43 681	9 129 329	14,4568	5,9345	20,9	65,66	343,07
<b>210</b>	<b>44 100</b>	<b>9 261 000</b>	<b>14,4914</b>	<b>5,9439</b>	<b>21,0</b>	<b>65,97</b>	<b>346,36</b>
211	44 521	9 393 931	14,5258	5,9533	21,1	66,29	349,67
212	44 944	9 528 128	14,5602	5,9627	21,2	66,60	352,99
213	45 369	9 663 597	14,5945	5,9721	21,3	66,92	356,33
214	45 796	9 800 344	14,6287	5,9814	21,4	67,23	359,68
215	46 225	9 938 375	14,6629	5,9907	21,5	67,54	363,05
216	46 656	10 077 696	14,6969	6,0000	21,6	67,86	366,44
217	47 089	10 218 313	14,7309	6,0092	21,7	68,17	369,84
218	47 524	10 360 232	14,7648	6,0185	21,8	68,49	373,25
219	47 961	10 503 459	14,7986	6,0277	21,9	68,80	376,68
<b>220</b>	<b>48 400</b>	<b>10 648 000</b>	<b>14,8324</b>	<b>6,0368</b>	<b>22,0</b>	<b>69,12</b>	<b>380,13</b>
221	48 841	10 793 861	14,8661	6,0459	22,1	69,43	383,60
222	49 284	10 941 048	14,8997	6,0550	22,2	69,74	387,08
223	49 729	11 089 567	14,9332	6,0641	22,3	70,06	390,57
224	50 176	11 239 424	14,9666	6,0732	22,4	70,37	394,08
225	50 625	11 390 625	15,0000	6,0822	22,5	70,69	397,61
226	51 076	11 543 176	15,0333	6,0912	22,6	71,00	401,15
227	51 529	11 697 083	15,0665	6,1002	22,7	71,31	404,71
228	51 984	11 852 352	15,0997	6,1091	22,8	71,63	408,28
229	52 441	12 008 989	15,1327	6,1180	22,9	71,94	411,87
<b>230</b>	<b>52 900</b>	<b>12 167 000</b>	<b>15,1658</b>	<b>6,1268</b>	<b>23,0</b>	<b>72,26</b>	<b>415,48</b>
231	53 361	12 326 391	15,1987	6,1358	23,1	72,57	419,10
232	53 824	12 487 168	15,2315	6,1446	23,2	72,88	422,73
233	54 289	12 649 337	15,2643	6,1534	23,3	73,20	426,38
234	54 756	12 812 904	15,2971	6,1622	23,4	73,51	430,05
235	55 225	12 977 875	15,3297	6,1710	23,5	73,83	433,74
236	55 696	13 144 256	15,3623	6,1797	23,6	74,14	437,44
237	56 169	13 312 053	15,3948	6,1885	23,7	74,46	441,15
238	56 644	13 481 272	15,4272	6,1972	23,8	74,77	444,88
239	57 121	13 651 919	15,4596	6,2058	23,9	75,08	448,63
<b>240</b>	<b>57 600</b>	<b>13 824 000</b>	<b>15,4919</b>	<b>6,2145</b>	<b>24,0</b>	<b>75,40</b>	<b>452,39</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\frac{d}{0,1n}$	$\pi d$	$\frac{1}{4}\pi d^2$
241	58 081	13 997 521	15,5242	6,2231	24,1	75,71	456,17
242	58 564	14 172 488	15,5563	6,2317	24,2	76,03	459,96
243	59 049	14 348 907	15,5885	6,2403	24,3	76,34	463,77
244	59 536	14 526 784	15,6205	6,2488	24,4	76,65	467,59
245	60 025	14 706 125	15,6525	6,2573	24,5	76,97	471,44
246	60 516	14 886 936	15,6844	6,2658	24,6	77,28	475,29
247	61 009	15 069 223	15,7162	6,2743	24,7	77,60	479,16
248	61 504	15 255 992	15,7480	6,2828	24,8	77,91	483,05
249	62 001	15 438 249	15,7797	6,2912	24,9	78,23	486,95
<b>250</b>	<b>62 500</b>	<b>15 625 000</b>	<b>15,8114</b>	<b>6,2996</b>	<b>25,0</b>	<b>78,54</b>	<b>490,87</b>
251	63 001	15 813 251	15,8430	6,3080	25,1	78,85	494,81
252	63 504	16 003 008	15,8745	6,3164	25,2	79,17	498,76
253	64 009	16 194 277	15,9060	6,3247	25,3	79,48	502,73
254	64 516	16 387 064	15,9374	6,3330	25,4	79,80	506,71
255	65 025	16 581 375	15,9687	6,3413	25,5	80,11	510,71
256	65 536	16 777 216	16,0000	6,3496	25,6	80,42	514,72
257	66 049	16 974 593	16,0312	6,3579	25,7	80,74	518,75
258	66 564	17 173 512	16,0624	6,3661	25,8	81,05	522,79
259	67 081	17 373 979	16,0935	6,3743	25,9	81,37	526,85
<b>260</b>	<b>67 600</b>	<b>17 576 000</b>	<b>16,1245</b>	<b>6,3825</b>	<b>26,0</b>	<b>81,68</b>	<b>530,93</b>
261	68 121	17 779 581	16,1555	6,3907	26,1	82,00	535,02
262	68 644	17 984 728	16,1864	6,3988	26,2	82,31	539,13
263	69 169	18 191 447	16,2173	6,4070	26,3	82,62	543,25
264	69 696	18 399 744	16,2481	6,4151	26,4	82,94	547,39
265	70 225	18 609 625	16,2788	6,4232	26,5	83,25	551,55
266	70 756	18 821 096	16,3095	6,4312	26,6	83,57	555,72
267	71 289	19 034 163	16,3401	6,4393	26,7	83,88	559,90
268	71 824	19 248 832	16,3707	6,4473	26,8	84,19	564,10
269	72 361	19 465 109	16,4012	6,4553	26,9	84,51	568,32
<b>270</b>	<b>72 900</b>	<b>19 683 000</b>	<b>16,4317</b>	<b>6,4633</b>	<b>27,0</b>	<b>84,82</b>	<b>572,56</b>
271	73 441	19 902 511	16,4621	6,4713	27,1	85,14	576,80
272	73 984	20 123 648	16,4924	6,4792	27,2	85,45	581,07
273	74 529	20 346 417	16,5227	6,4872	27,3	85,77	585,35
274	75 076	20 570 824	16,5529	6,4951	27,4	86,08	589,65
275	75 625	20 796 875	16,5831	6,5030	27,5	86,39	593,96
276	76 176	21 024 576	16,6132	6,5108	27,6	86,71	598,28
277	76 729	21 253 933	16,6433	6,5187	27,7	87,02	602,63
278	77 284	21 484 952	16,6733	6,5265	27,8	87,34	606,99
279	77 841	21 717 639	16,7033	6,5343	27,9	87,65	611,36
<b>280</b>	<b>78 400</b>	<b>21 952 000</b>	<b>16,7332</b>	<b>6,5421</b>	<b>28,0</b>	<b>87,96</b>	<b>615,75</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$d =$ $0,1 n$	$\pi d$	$\frac{1}{4} \pi d^2$
281	78 961	22 188 041	16,7631	6,5499	28,1	88,28	620,16
282	79 524	22 425 768	16,7929	6,5577	28,2	88,59	624,58
283	80 089	22 665 187	16,8226	6,5654	28,3	88,91	629,02
284	80 656	22 906 304	16,8523	6,5731	28,4	89,22	633,47
285	81 225	23 149 125	16,8819	6,5808	28,5	89,54	637,94
286	81 796	23 393 656	16,9115	6,5885	28,6	89,85	642,42
287	82 369	23 639 903	16,9411	6,5962	28,7	90,16	646,92
288	82 944	23 887 872	16,9706	6,6039	28,8	90,48	651,44
289	83 521	24 137 569	17,0000	6,6115	28,9	90,79	655,97
<b>290</b>	84 100	24 389 000	17,0294	6,6191	29,0	91,11	660,52
291	84 681	24 642 171	17,0587	6,6267	29,1	91,42	665,08
292	85 264	24 897 088	17,0880	6,6343	29,2	91,73	669,66
293	85 849	25 153 757	17,1172	6,6419	29,3	92,05	674,26
294	86 436	25 412 184	17,1464	6,6494	29,4	92,36	678,87
295	87 025	25 672 375	17,1756	6,6569	29,5	92,68	683,49
296	87 616	25 934 336	17,2047	6,6644	29,6	92,99	688,13
297	88 209	26 198 073	17,2337	6,6719	29,7	93,31	692,79
298	88 804	26 463 592	17,2627	6,6794	29,8	93,62	697,46
299	89 401	26 730 899	17,2916	6,6869	29,9	93,93	702,15
<b>300</b>	90 000	27 000 000	17,3205	6,6943	30,0	94,25	706,86
301	90 601	27 270 901	17,3494	6,7018	30,1	94,56	711,58
302	91 204	27 543 608	17,3781	6,7092	30,2	94,88	716,31
303	91 809	27 818 127	17,4069	6,7166	30,3	95,19	721,07
304	92 416	28 094 464	17,4356	6,7240	30,4	95,50	725,83
305	93 025	28 372 625	17,4642	6,7313	30,5	95,82	730,62
306	93 636	28 652 616	17,4929	6,7387	30,6	96,13	735,42
307	94 249	28 934 443	17,5214	6,7460	30,7	96,45	740,23
308	94 864	29 218 112	17,5499	6,7533	30,8	96,76	745,06
309	95 481	29 503 629	17,5784	6,7606	30,9	97,08	749,91
<b>310</b>	96 100	29 791 000	17,6068	6,7679	31,0	97,39	754,77
311	96 721	30 080 231	17,6352	6,7752	31,1	97,70	759,64
312	97 344	30 371 328	17,6635	6,7824	31,2	98,02	764,54
313	97 969	30 664 297	17,6918	6,7897	31,3	98,33	769,44
314	98 596	30 959 144	17,7200	6,7969	31,4	98,65	774,37
315	99 225	31 255 875	17,7482	6,8041	31,5	98,96	779,31
316	99 856	31 554 496	17,7764	6,8113	31,6	99,27	784,27
317	100 489	31 855 013	17,8045	6,8185	31,7	99,59	789,24
318	101 124	32 157 432	17,8326	6,8256	31,8	99,90	794,23
319	101 761	32 461 759	17,8606	6,8328	31,9	100,2	799,23
<b>320</b>	102 400	32 768 000	17,8885	6,8399	32,0	100,5	804,25

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\frac{d}{0,1n}$	$\pi d$	$\frac{1}{4} \pi d^2$
321	103 041	33 076 161	17,9165	6,8470	32,1	100,8	809,28
322	103 684	33 386 248	17,9444	6,8541	32,2	101,2	814,33
323	104 329	33 698 267	17,9722	6,8612	32,3	101,5	819,40
324	104 976	34 012 224	18,0000	6,8683	32,4	101,8	824,48
325	105 625	34 328 125	18,0278	6,8753	32,5	102,1	829,58
326	106 276	34 645 976	18,0555	6,8824	32,6	102,4	834,69
327	106 929	34 965 783	18,0831	6,8894	32,7	102,7	839,82
328	107 584	35 287 552	18,1108	6,8964	32,8	103,0	844,96
329	108 241	35 611 289	18,1384	6,9034	32,9	103,4	850,12
<b>330</b>	108 900	35 937 000	18,1659	6,9104	33,0	103,7	855,30
331	109 561	36 264 691	18,1934	6,9174	33,1	104,0	860,49
332	110 224	36 594 368	18,2209	6,9244	33,2	104,3	865,70
333	110 889	36 926 037	18,2483	6,9313	33,3	104,6	870,92
334	111 556	37 259 704	18,2757	6,9382	33,4	104,9	876,16
335	112 225	37 595 375	18,3030	6,9451	33,5	105,2	881,41
336	112 896	37 933 056	18,3303	6,9521	33,6	105,6	886,68
337	113 569	38 272 753	18,3576	6,9589	33,7	105,9	891,97
338	114 244	38 614 472	18,3848	6,9658	33,8	106,2	897,27
339	114 921	38 958 219	18,4120	6,9727	33,9	106,5	902,59
<b>340</b>	115 600	39 304 000	18,4391	6,9795	34,0	106,8	907,92
341	116 281	39 651 821	18,4662	6,9864	34,1	107,1	913,27
342	116 964	40 001 688	18,4932	6,9932	34,2	107,4	918,63
343	117 649	40 353 607	18,5203	7,0000	34,3	107,8	924,01
344	118 336	40 707 584	18,5472	7,0068	34,4	108,1	929,41
345	119 025	41 063 625	18,5742	7,0136	34,5	108,4	934,82
346	119 716	41 421 736	18,6011	7,0203	34,6	108,7	940,25
347	120 409	41 781 923	18,6279	7,0271	34,7	109,0	945,69
348	121 104	42 144 192	18,6548	7,0338	34,8	109,3	951,15
349	121 801	42 508 549	18,6815	7,0406	34,9	109,6	956,62
<b>350</b>	122 500	42 875 000	18,7083	7,0473	35,0	110,0	962,11
351	123 201	43 243 551	18,7350	7,0540	35,1	110,3	967,62
352	123 904	43 614 208	18,7617	7,0607	35,2	110,6	973,14
353	124 609	43 986 977	18,7883	7,0674	35,3	110,9	978,68
354	125 316	44 361 864	18,8149	7,0740	35,4	111,2	984,23
355	126 025	44 738 875	18,8414	7,0807	35,5	111,5	989,80
356	126 736	45 118 016	18,8680	7,0873	35,6	111,8	995,38
357	127 449	45 499 293	18,8944	7,0940	35,7	112,2	1001,0
358	128 164	45 882 712	18,9209	7,1006	35,8	112,5	1006,6
359	128 881	46 268 279	18,9473	7,1072	35,9	112,8	1012,2
<b>360</b>	129 600	46 656 000	18,9737	7,1138	36,0	113,1	1017,9

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$d =$ $0,1 n$	$\pi d$	$\frac{1}{4} \pi d^2$
361	130 321	47 045 881	19,0000	7,1204	36,1	113,4	1023,5
362	131 044	47 437 928	19,0263	7,1269	36,2	113,7	1029,2
363	131 769	47 832 147	19,0526	7,1335	36,3	114,0	1034,9
364	132 496	48 228 544	19,0788	7,1400	36,4	114,4	1040,6
365	133 225	48 627 125	19,1050	7,1466	36,5	114,7	1046,3
366	133 956	49 027 896	19,1311	7,1531	36,6	115,0	1052,1
367	134 689	49 430 863	19,1572	7,1596	36,7	115,3	1057,8
368	135 424	49 836 032	19,1833	7,1661	36,8	115,6	1063,6
369	136 161	50 243 409	19,2094	7,1726	36,9	115,9	1069,4
<b>370</b>	136 900	50 653 000	19,2354	7,1791	37,0	116,2	1075,2
371	137 641	51 064 811	19,2614	7,1855	37,1	116,6	1081,0
372	138 384	51 478 848	19,2873	7,1920	37,2	116,9	1086,9
373	139 129	51 895 117	19,3132	7,1984	37,3	117,2	1092,7
374	139 876	52 313 624	19,3391	7,2048	37,4	117,5	1098,6
375	140 625	52 734 375	19,3649	7,2112	37,5	117,8	1104,5
376	141 376	53 157 376	19,3907	7,2177	37,6	118,1	1110,4
377	142 129	53 582 633	19,4165	7,2240	37,7	118,4	1116,3
378	142 884	54 010 152	19,4422	7,2304	37,8	118,8	1122,2
379	143 641	54 439 939	19,4679	7,2368	37,9	119,1	1128,2
<b>380</b>	144 400	54 872 000	19,4936	7,2432	38,0	119,4	1134,1
381	145 161	55 306 341	19,5192	7,2495	38,1	119,7	1140,1
382	145 924	55 742 968	19,5448	7,2558	38,2	120,0	1146,1
383	146 689	56 181 887	19,5704	7,2622	38,3	120,3	1152,1
384	147 456	56 623 104	19,5959	7,2685	38,4	120,6	1158,1
385	148 225	57 066 625	19,6214	7,2748	38,5	121,0	1164,2
386	148 996	57 512 456	19,6469	7,2811	38,6	121,3	1170,2
387	149 769	57 960 603	19,6723	7,2874	38,7	121,6	1176,3
388	150 544	58 411 072	19,6977	7,2936	38,8	121,9	1182,4
389	151 321	58 863 869	19,7231	7,2999	38,9	122,2	1188,5
<b>390</b>	152 100	59 319 000	19,7484	7,3061	39,0	122,5	1194,6
391	152 881	59 776 471	19,7737	7,3124	39,1	122,8	1200,7
392	153 664	60 236 288	19,7990	7,3186	39,2	123,2	1206,9
393	154 449	60 698 457	19,8242	7,3248	39,3	123,5	1213,0
394	155 236	61 162 984	19,8494	7,3310	39,4	123,8	1219,2
395	156 025	61 629 875	19,8746	7,3372	39,5	124,1	1225,4
396	156 816	62 099 136	19,8997	7,3434	39,6	124,4	1231,6
397	157 609	62 570 773	19,9249	7,3496	39,7	124,7	1237,9
398	158 404	63 044 792	19 9499	7,3558	39,8	125,0	1244,1
399	159 201	63 521 199	19,9750	7,3619	39,9	125,3	1250,4
<b>400</b>	160 000	64 000 000	20,0000	7,3681	40,0	125,7	1256,6

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\frac{d}{0,1n}$	$\pi d$	$\frac{1}{4} \pi d^2$
401	160 801	64 481 201	20,0250	7,3742	40,1	126,0	1262,9
402	161 604	64 964 808	20,0499	7,3803	40,2	126,3	1269,2
403	162 409	65 450 827	20,0749	7,3864	40,3	126,6	1275,6
404	163 216	65 939 264	20,0998	7,3925	40,4	126,9	1281,9
405	164 025	66 430 125	20,1246	7,3986	40,5	127,2	1288,2
406	164 836	66 923 416	20,1494	7,4047	40,6	127,5	1294,6
407	165 649	67 419 143	20,1742	7,4108	40,7	127,9	1301,0
408	166 464	67 917 312	20,1990	7,4169	40,8	128,2	1307,4
409	167 281	68 417 929	20,2237	7,4229	40,9	128,5	1313,8
<b>410</b>	<b>168 100</b>	<b>68 921 000</b>	<b>20,2485</b>	<b>7,4290</b>	<b>41,0</b>	<b>128,8</b>	<b>1320,3</b>
411	168 921	69 426 531	20,2731	7,4350	41,1	129,1	1326,7
412	169 744	69 934 528	20,2978	7,4410	41,2	129,4	1333,2
413	170 569	70 444 997	20,3224	7,4470	41,3	129,7	1339,6
414	171 396	70 957 944	20,3470	7,4530	41,4	130,1	1346,1
415	172 225	71 473 375	20,3715	7,4590	41,5	130,4	1352,7
416	173 056	71 991 296	20,3961	7,4650	41,6	130,7	1359,2
417	173 889	72 511 713	20,4206	7,4710	41,7	131,0	1365,7
418	174 724	73 034 632	20,4450	7,4770	41,8	131,3	1372,3
419	175 561	73 560 059	20,4695	7,4829	41,9	131,6	1378,9
<b>420</b>	<b>176 400</b>	<b>74 088 000</b>	<b>20,4939</b>	<b>7,4889</b>	<b>42,0</b>	<b>131,9</b>	<b>1385,4</b>
421	177 241	74 618 461	20,5183	7,4948	42,1	132,3	1392,0
422	178 084	75 151 448	20,5426	7,5007	42,2	132,6	1398,7
423	178 929	75 686 967	20,5670	7,5067	42,3	132,9	1405,3
424	179 776	76 225 024	20,5913	7,5126	42,4	133,2	1412,0
425	180 625	76 765 625	20,6155	7,5185	42,5	133,5	1418,6
426	181 476	77 308 776	20,6398	7,5244	42,6	133,8	1425,3
427	182 329	77 854 483	20,6640	7,5302	42,7	134,1	1432,0
428	183 184	78 402 752	20,6882	7,5361	42,8	134,5	1438,7
429	184 041	78 953 589	20,7123	7,5420	42,9	134,8	1445,5
<b>430</b>	<b>184 900</b>	<b>79 507 000</b>	<b>20,7364</b>	<b>7,5478</b>	<b>43,0</b>	<b>135,1</b>	<b>1452,2</b>
431	185 761	80 062 991	20,7605	7,5537	43,1	135,4	1459,0
432	186 624	80 621 568	20,7846	7,5595	43,2	135,7	1465,7
433	187 489	81 182 737	20,8087	7,5654	43,3	136,0	1472,5
434	188 356	81 746 504	20,8327	7,5712	43,4	136,3	1479,3
435	189 225	82 312 875	20,8567	7,5770	43,5	136,7	1486,2
436	190 096	82 881 856	20,8806	7,5828	43,6	137,0	1493,0
437	190 969	83 453 453	20,9045	7,5886	43,7	137,3	1499,9
438	191 844	84 027 672	20,9284	7,5944	43,8	137,6	1506,7
439	192 721	84 604 519	20,9523	7,6001	43,9	137,9	1513,6
<b>440</b>	<b>193 600</b>	<b>85 184 000</b>	<b>20,9726</b>	<b>7,6059</b>	<b>44,0</b>	<b>138,2</b>	<b>1520,5</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$d =$ $0,1 n$	$\pi d$	$\frac{1}{4} \pi d^2$
441	194 481	85 766 121	21,0000	7,6117	44,1	138,5	1527,5
442	195 364	86 350 888	21,0238	7,6174	44,2	138,9	1534,4
443	196,249	86 938 307	21,0476	7,6232	44,3	139,2	1541,3
444	197 136	87 528 384	21,0713	7,6289	44,4	139,5	1548,3
445	198 025	88 121 125	21,0950	7,6346	44,5	139,8	1555,3
446	198 916	88 716 536	21,1187	7,6403	44,6	140,1	1562,3
447	199 809	89 314 623	21,1424	7,6460	44,7	140,4	1569,3
448	200 704	89 915 392	21,1660	7,6517	44,8	140,7	1576,3
449	201 601	90 518 849	21,1896	7,6574	44,9	141,1	1583,4
<b>450</b>	<b>202 500</b>	<b>91 125 000</b>	<b>21,2132</b>	<b>7,6631</b>	<b>45,0</b>	<b>141,4</b>	<b>1590,4</b>
451	203 401	91 733 851	21,2368	7,6688	45,1	141,7	1597,5
452	204 304	92 345 408	21,2603	7,6744	45,2	142,0	1604,6
453	205 209	92 959 677	21,2838	7,6801	45,3	142,3	1611,7
454	206 116	93 576 664	21,3073	7,6857	45,4	142,6	1618,8
455	207 025	94 196 375	21,3307	7,6914	45,5	142,9	1626,0
456	207 936	94 818 816	21,3542	7,6970	45,6	143,3	1633,1
457	208 849	95 443 993	21,3776	7,7026	45,7	143,6	1640,3
458	209 764	96 071 912	21,4009	7,7082	45,8	143,9	1647,5
459	210 681	96 702 579	21,4243	7,7138	45,9	144,2	1654,7
<b>460</b>	<b>211 600</b>	<b>97 336 000</b>	<b>21,4476</b>	<b>7,7194</b>	<b>46,0</b>	<b>144,5</b>	<b>1661,9</b>
461	212 521	97 972 181	21,4709	7,7250	46,1	144,8	1669,1
462	213 444	98 611 128	21,4942	7,7306	46,2	145,1	1676,4
463	214 369	99 252 847	21,5174	7,7362	46,3	145,5	1683,7
464	215 296	99 897 344	21,5407	7,7418	46,4	145,8	1690,9
465	216 225	100 544 625	21,5639	7,7473	46,5	146,1	1698,2
466	217 156	101 194 696	21,5870	7,7529	46,6	146,4	1705,5
467	218 089	101 847 563	21,6102	7,7584	46,7	146,7	1712,9
468	219 024	102 503 232	21,6333	7,7639	46,8	147,0	1720,2
469	219 961	103 161 709	21,6564	7,7695	46,9	147,3	1727,6
<b>470</b>	<b>220 900</b>	<b>103 823 000</b>	<b>21,6795</b>	<b>7,7750</b>	<b>47,0</b>	<b>147,7</b>	<b>1734,9</b>
471	221 841	104 487 111	21,7025	7,7805	47,1	148,0	1742,3
472	222 784	105 154 048	21,7256	7,7860	47,2	148,3	1749,7
473	223729	105 823 817	21,7486	7,7915	47,3	148,6	1757,2
474	224 676	106 496 424	21,7715	7,7970	47,4	148,9	1764,6
475	225 625	107 171 875	21,7945	7,8025	47,5	149,2	1772,1
476	226 576	107 850 176	21,8174	7,8079	47,6	149,5	1779,5
477	227 529	108 531 333	21,8403	7,8134	47,7	149,9	1787,0
478	228 484	109 215 352	21,8632	7,8188	47,8	150,2	1794,5
479	229 441	109 902 239	21,8861	7,8243	47,9	150,5	1802,0
<b>480</b>	<b>230 400</b>	<b>110 592 000</b>	<b>21,9089</b>	<b>7,8297</b>	<b>48,0</b>	<b>150,8</b>	<b>1809,6</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\frac{d}{0,1n}$	$\pi d$	$\frac{1}{4} \pi d^2$
481	231 361	111 284 641	21,9317	7,8352	48,1	151,1	1817,1
482	232 324	111 980 168	21,9545	7,8406	48,2	151,4	1824,7
483	233 289	112 678 587	21,9773	7,8460	48,3	151,7	1832,2
484	234 256	113 379 904	22,0000	7,8514	48,4	152,1	1839,8
485	235 225	114 084 125	22,0227	7,8568	48,5	152,4	1847,5
486	236 196	114 791 256	22,0454	7,8622	48,6	152,7	1855,1
487	237 169	115 501 303	22,0681	7,8676	48,7	153,0	1862,7
488	238 144	116 214 272	22,0907	7,8730	48,8	153,3	1870,4
489	239 121	116 930 139	22,1133	7,8784	48,9	153,6	1878,1
<b>490</b>	<b>240 100</b>	<b>117 649 000</b>	<b>22,1359</b>	<b>7,8837</b>	<b>49,0</b>	<b>153,9</b>	<b>1885,7</b>
491	241 081	118 370 771	22,1585	7,8891	49,1	154,3	1893,4
492	242 064	119 095 488	22,1811	7,8944	49,2	154,6	1901,2
493	243 049	119 823 157	22,2036	7,8998	49,3	154,9	1908,9
494	244 036	120 553 784	22,2261	7,9051	49,4	155,2	1916,7
495	245 025	121 287 375	22,2486	7,9105	49,5	155,5	1924,4
496	246 016	122 023 936	22,2711	7,9158	49,6	155,8	1932,2
497	247 009	122 763 473	22,2935	7,9211	49,7	156,1	1940,0
498	248 004	123 505 992	22,3159	7,9264	49,8	156,5	1947,8
499	249 001	124 251 499	22,3383	7,9317	49,9	156,8	1955,6
<b>500</b>	<b>250 000</b>	<b>125 000 000</b>	<b>22,3607</b>	<b>7,9370</b>	<b>50,0</b>	<b>157,1</b>	<b>1963,5</b>
501	251 001	125 751 501	22,3830	7,9423	50,1	157,4	1971,4
502	252 004	126 506 008	22,4054	7,9476	50,2	157,7	1979,2
503	253 009	127 263 527	22,4277	7,9528	50,3	158,0	1987,1
504	254 016	128 024 064	22,4499	7,9581	50,4	158,3	1995,0
505	255 025	128 787 625	22,4722	7,9634	50,5	158,7	2003,0
506	256 036	129 554 216	22,4944	7,9686	50,6	159,0	2010,9
507	257 049	130 323 843	22,5167	7,9739	50,7	159,3	2018,9
508	258 064	131 096 512	22,5389	7,9791	50,8	159,6	2026,8
509	259 081	131 872 229	22,5610	7,9843	50,9	159,9	2034,8
<b>510</b>	<b>260 100</b>	<b>132 651 000</b>	<b>22,5832</b>	<b>7,9896</b>	<b>51,0</b>	<b>160,2</b>	<b>2042,8</b>
511	261 121	133 432 831	22,6053	7,9948	51,1	160,5	2050,8
512	262 144	134 217 728	22,6274	8,0000	51,2	160,8	2058,9
513	263 169	135 005 697	22,6495	8,0052	51,3	161,2	2066,9
514	264 196	135 796 744	22,6716	8,0104	51,4	161,5	2075,0
515	265 225	136 590 875	22,6936	8,0156	51,5	161,8	2083,1
516	266 256	137 388 096	22,7156	8,0208	51,6	162,1	2091,2
517	267 289	138 188 413	22,7376	8,0260	51,7	162,4	2099,3
518	268 324	138 991 832	22,7596	8,0311	51,8	162,7	2107,4
519	269 361	139 798 359	22,7816	8,0363	51,9	163,0	2115,6
<b>520</b>	<b>270 400</b>	<b>140 608 000</b>	<b>22,8035</b>	<b>8,0415</b>	<b>52,0</b>	<b>163,4</b>	<b>2123,7</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$d =$ $0,1 n$	$\pi d$	$\frac{1}{4} \pi d^2$
521	271 441	141 420 761	22,8254	8,0466	52,1	163,7	2131,9
522	272 484	142 236 648	22,8473	8,0517	52,2	164,0	2140,1
523	273 529	143 055 667	22,8692	8,0569	52,3	164,3	2148,3
524	274 576	143 877 824	22,8910	8,0620	52,4	164,6	2156,5
525	275 625	144 703 125	22,9129	8,0671	52,5	164,9	2164,8
526	276 676	145 531 576	22,9347	8,0723	52,6	165,2	2173,0
527	277 729	146 363 183	22,9565	8,0774	52,7	165,6	2181,3
528	278 784	147 197 952	22,9783	8,0825	52,8	165,9	2189,6
529	279 841	148 035 889	23,0000	8,0876	52,9	166,2	2197,9
<b>530</b>	<b>280 900</b>	<b>148 877 000</b>	<b>23,0217</b>	<b>8,0927</b>	<b>53,0</b>	<b>166,5</b>	<b>2206,2</b>
531	281 961	149 721 291	23,0434	8,0978	53,1	166,8	2214,5
532	283 024	150 568 768	23,0651	8,1028	53,2	167,1	2222,9
533	284 089	151 419 437	23,0868	8,1079	53,3	167,4	2231,2
534	285 156	152 273 304	23,1084	8,1130	53,4	167,8	2239,6
535	286 225	153 130 375	23,1301	8,1180	53,5	168,1	2248,0
536	287 296	153 990 656	23,1517	8,1231	53,6	168,4	2256,4
537	288 369	154 854 153	23,1733	8,1281	53,7	168,7	2264,8
538	289 444	155 720 872	23,1948	8,1332	53,8	169,0	2273,3
539	290 521	156 590 819	23,2164	8,1382	53,9	169,3	2281,7
<b>540</b>	<b>291 600</b>	<b>157 464 000</b>	<b>23,2379</b>	<b>8,1433</b>	<b>54,0</b>	<b>169,6</b>	<b>2290,2</b>
541	292 681	158 340 421	23,2594	8,1483	54,1	170,0	2298,7
542	293 764	159 220 088	23,2809	8,1533	54,2	170,3	2307,2
543	294 849	160 103 007	23,3024	8,1583	54,3	170,6	2315,7
544	295 936	160 989 184	23,3238	8,1633	54,4	170,9	2324,3
545	297 025	161 878 625	23,3452	8,1683	54,5	171,2	2332,8
546	298 116	162 771 336	23,3666	8,1733	54,6	171,5	2341,4
547	299 209	163 667 323	23,3880	8,1783	54,7	171,8	2350,0
548	300 304	164 566 592	23,4094	8,1833	54,8	172,2	2358,6
549	301 401	165 469 149	23,4307	8,1882	54,9	172,5	2367,2
<b>550</b>	<b>302 500</b>	<b>166 375 000</b>	<b>23,4521</b>	<b>8,1932</b>	<b>55,0</b>	<b>172,8</b>	<b>2375,8</b>
551	303 601	167 284 151	23,4734	8,1982	55,1	173,1	2384,5
552	304 704	168 196 608	23,4947	8,2031	55,2	173,4	2393,1
553	305 809	169 112 377	23,5160	8,2081	55,3	173,7	2401,8
554	306 916	170 031 464	23,5372	8,2130	55,4	174,0	2410,5
555	308 025	170 953 875	23,5584	8,2180	55,5	174,4	2419,2
556	309 136	171 879 616	23,5797	8,2229	55,6	174,7	2427,9
557	310 249	172 808 693	23,6008	8,2278	55,7	175,0	2436,7
558	311 364	173 741 112	23,6220	8,2327	55,8	175,3	2445,4
559	312 481	174 676 879	23,6432	8,2377	55,9	175,6	2454,2
<b>560</b>	<b>313 600</b>	<b>175 616 000</b>	<b>23,6643</b>	<b>8,2426</b>	<b>56,0</b>	<b>175,9</b>	<b>2463,0</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$d = 0,1 n$	$\pi d$	$\frac{1}{4} \pi d^2$
561	314 721	176 558 481	23,6854	8,2475	56,1	176,2	2471,8
562	315 844	177 504 328	23,7065	8,2524	56,2	176,6	2480,6
563	316 969	178 453 547	23,7276	8,2573	56,3	176,9	2489,5
564	318 096	179 406 144	23,7487	8,2621	56,4	177,2	2498,3
565	319 225	180 362 125	23,7697	8,2670	56,5	177,5	2507,2
566	320 356	181 321 496	23,7908	8,2719	56,6	177,8	2516,1
567	321 489	182 284 263	23,8118	8,2768	56,7	178,1	2525,0
568	322 624	183 250 432	23,8328	8,2816	56,8	178,4	2533,9
569	323 761	184 220 009	23,8537	8,2865	56,9	178,8	2542,8
<b>570</b>	<b>324 900</b>	<b>185 193 000</b>	<b>23,8747</b>	<b>8,2913</b>	<b>57,0</b>	<b>179,1</b>	<b>2551,8</b>
571	326 041	186 169 411	23 8956	8,2962	57,1	179,4	2560,7
572	327 184	187 149 248	23,9165	8,3010	57,2	179,7	2569,7
573	328 329	188 132 517	23,9374	8,3059	57,3	180,0	2578,7
574	329 476	189 119 224	23,9583	8,3107	57,4	180,3	2587,7
575	330 625	190 109 375	23,9792	8,3155	57,5	180,6	2596,7
576	331 776	191 102 976	24,0000	8,3203	57,6	181,0	2605,8
577	332 929	192 100 033	24,0208	8,3251	57,7	181,3	2614,8
578	334 084	193 100 552	24,0416	8,3300	57,8	181,6	2623,9
579	335 241	194 104 539	24,0624	8,3348	57,9	181,9	2633,0
<b>580</b>	<b>336 400</b>	<b>195 112 000</b>	<b>24,0832</b>	<b>8,3396</b>	<b>58,0</b>	<b>182,2</b>	<b>2642,1</b>
581	337 561	196 122 941	24,1039	8,3443	58,1	182,5	2651,2
582	338 724	197 137 368	24,1247	8,3491	58,2	182,8	2660,3
583	339 889	198 155 287	24,1454	8,3539	58,3	183,2	2669,5
584	341 056	199 176 704	24,1661	8,3587	58,4	183,5	2678,6
585	342 225	200 201 625	24,1868	8,3634	58,5	183,8	2687,8
586	343 396	201 230 056	24,2074	8,3682	58,6	184,1	2697,0
587	344 569	202 262 003	24,2281	8,3730	58,7	184,4	2706,2
588	345 744	203 297 472	24,2487	8,3777	58,8	184,7	2715,5
589	346 921	204 336 469	24,2693	8,3825	58,9	185,0	2724,7
<b>590</b>	<b>348 100</b>	<b>205 379 000</b>	<b>24,2899</b>	<b>8,3872</b>	<b>59,0</b>	<b>185,4</b>	<b>2734,0</b>
591	349 281	206 425 071	24,3105	8,3919	59,1	185,7	2743,2
592	350 464	207 474 688	24,3311	8,3967	59,2	186,0	2752,5
593	351 649	208 527 857	24,3516	8,4014	59,3	186,3	2761,8
594	352 836	209 584 584	24,3721	8,4061	59,4	186,6	2771,2
595	354 025	210 644 875	24,3926	8,4108	59,5	186,9	2780,5
596	355 216	211 708 736	24,4131	8,4155	59,6	187,2	2789,9
597	356 409	212 776 173	24,4336	8,4202	59,7	187,6	2799,2
598	357 604	213 847 192	24,4540	8,4249	59,8	187,9	2808,6
599	358 801	214 921 799	24,4745	8,4296	59,9	188,2	2818,0
<b>600</b>	<b>360 000</b>	<b>216 000 000</b>	<b>24,4949</b>	<b>8,4343</b>	<b>60,0</b>	<b>188,5</b>	<b>2827,4</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$d =$ 0,1 $n$	$\pi d$	$\frac{1}{4} \pi d^2$
601	361 201	217 081 801	24,5153	8,4390	60,1	188,8	2836,9
602	362 404	218 167 208	24,5357	8,4437	60,2	189,1	2846,3
603	363 609	219 256 227	24,5561	8,4484	60,3	189,4	2855,8
604	364 816	220 348 864	24,5764	8,4530	60,4	189,8	2865,3
605	366 025	221 445 125	24,5967	8,4577	60,5	190,1	2874,8
606	367 236	222 545 016	24,6171	8,4623	60,6	190,4	2884,3
607	368 449	223 648 543	24,6374	8,4670	60,7	190,7	2893,8
608	369 664	224 755 712	24,6577	8,4716	60,8	191,0	2903,3
609	370 881	225 866 529	24,6779	8,4763	60,9	191,3	2912,9
<b>610</b>	<b>372 100</b>	<b>226 981 000</b>	<b>24,6982</b>	<b>8,4809</b>	<b>61,0</b>	<b>191,6</b>	<b>2922,5</b>
611	373 321	228 099 131	24,7184	8,4856	61,1	192,0	2932,1
612	374 544	229 220 928	24,7386	8,4902	61,2	192,3	2941,7
613	375 769	230 346 397	24,7588	8,4948	61,3	192,6	2951,3
614	376 996	231 475 544	24,7790	8,4994	61,4	192,9	2960,9
615	378 225	232 608 375	24,7992	8,5040	61,5	193,2	2970,6
616	379 456	233 744 896	24,8193	8,5086	61,6	193,5	2980,2
617	380 689	234 885 113	24,8395	8,5132	61,7	193,8	2989,9
618	381 924	236 029 032	24,8596	8,5178	61,8	194,2	2999,6
619	383 161	237 176 659	24,8797	8,5224	61,9	194,5	3009,3
<b>620</b>	<b>384 400</b>	<b>238 328 100</b>	<b>24,8998</b>	<b>8,5270</b>	<b>62,0</b>	<b>194,8</b>	<b>3019,1</b>
621	385 641	239 483 061	24,9199	8,5316	62,1	195,1	3028,8
622	386 884	240 641 848	24,9399	8,5362	62,2	195,4	3038,6
623	388 129	241 804 367	24,9600	8,5408	62,3	195,7	3048,4
624	389 376	242 970 624	24,9800	8,5453	62,4	196,0	3058,2
625	390 625	244 140 625	25,0000	8,5499	62,5	196,3	3068,0
626	391 876	245 314 376	25,0200	8,5544	62,6	196,7	3077,8
627	393 129	246 491 883	25,0400	8,5590	62,7	197,0	3087,6
628	394 384	247 673 152	25,0599	8,5635	62,8	197,3	3097,5
629	395 641	248 858 189	25,0799	8,5681	62,9	197,6	3107,7
<b>630</b>	<b>396 900</b>	<b>250 047 000</b>	<b>25,0998</b>	<b>8,5726</b>	<b>63,0</b>	<b>197,9</b>	<b>3117,2</b>
631	398 161	251 239 591	25,1197	8,5772	63,1	198,2	3127,1
632	399 424	252 435 968	25,1396	8,5817	63,2	198,5	3137,1
633	400 689	253 636 137	25,1595	8,5862	63,3	198,9	3147,0
634	401 956	254 840 104	25,1794	8,5907	63,4	199,2	3157,0
635	403 225	256 047 875	25,1992	8,5952	63,5	199,5	3166,9
636	404 496	257 259 456	25,2190	8,5997	63,6	199,8	3176,9
637	405 769	258 474 853	25,2389	8,6043	63,7	200,1	3186,9
638	407 044	259 694 072	25,2587	8,6088	63,8	200,4	3196,9
639	408 321	260 917 119	25,2784	8,6132	63,9	200,7	3206,9
<b>640</b>	<b>409 600</b>	<b>262 144 000</b>	<b>25,2982</b>	<b>8,6177</b>	<b>64,0</b>	<b>201,1</b>	<b>3217,0</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$d =$ 0,1 $n$	$\pi d$	$\frac{1}{4} \pi d^2$
641	410 881	263 374 721	25,3180	8,6222	64,1	201,4	3227,1
642	412 164	264 609 288	25,3377	8,6267	64,2	201,7	3237,1
643	413 449	265 847 707	25,3574	8,6312	64,3	202,0	3247,2
644	414 736	267 089 984	25,3772	8,6357	64,4	202,3	3257,3
645	416 025	268 336 125	25,3969	8,6401	64,5	202,6	3267,5
646	417 316	269 586 136	25,4165	8,6446	64,6	202,9	3277,6
647	418 609	270 840 023	25,4362	8,6490	64,7	203,3	3287,7
648	419 904	272 097 792	25,4558	8,6535	64,8	203,6	3297,9
649	421 201	273 359 449	25,4755	8,6579	64,9	203,9	3308,1
<b>650</b>	<b>422 500</b>	<b>274 625 000</b>	<b>25,4951</b>	<b>8,6624</b>	<b>65,0</b>	<b>204,2</b>	<b>3318,3</b>
651	423 801	275 894 451	25,5147	8,6668	65,1	204,5	3328,5
652	425 104	277 167 808	25,5343	8,6713	65,2	204,8	3338,8
653	426 409	278 445 077	25,5539	8,6757	65,3	205,1	3349,0
654	427 716	279 726 264	25,5734	8,6801	65,4	205,5	3359,3
655	429 025	281 011 375	25,5930	8,6845	65,5	205,8	3369,9
656	430 336	282 300 416	25,6125	8,6890	65,6	206,1	3379,9
657	431 649	283 593 393	25,6320	8,6934	65,7	206,4	3390,2
658	432 964	284 890 312	25,6515	8,6978	65,8	206,7	3400,5
659	434 281	286 191 179	25,6710	8,7022	65,9	207,0	3410,8
<b>660</b>	<b>435 600</b>	<b>287 496 000</b>	<b>25,6905</b>	<b>8,7066</b>	<b>66,0</b>	<b>207,3</b>	<b>3421,2</b>
661	436 921	288 804 781	25,7099	8,7110	66,1	207,7	3431,6
662	438 244	290 117 528	25,7294	8,7154	66,2	208,0	3442,0
663	439 569	291 434 247	25,7488	8,7198	66,3	208,3	3452,4
664	440 896	292 754 944	25,7682	8,7241	66,4	208,6	3462,8
665	442 225	294 079 625	25,7876	8,7285	66,5	208,9	3473,2
666	443 556	295 408 296	25,8070	8,7329	66,6	209,2	3483,7
667	444 889	296 740 963	25,8263	8,7373	66,7	209,5	3494,2
668	446 224	298 077 632	25,8457	8,7416	66,8	209,9	3504,6
669	447 561	299 418 309	25,8650	8,7460	66,9	210,2	3515,1
<b>670</b>	<b>448 900</b>	<b>300 763 000</b>	<b>25,8844</b>	<b>8,7503</b>	<b>67,0</b>	<b>210,5</b>	<b>3525,7</b>
671	450 241	302 111 711	25,9037	8,7547	67,1	210,8	3536,2
672	451 584	303 464 448	25,9230	8,7590	67,2	211,1	3546,7
673	452 929	304 821 217	25,9422	8,7634	67,3	211,4	3557,3
674	454 276	306 182 024	25,9615	8,7677	67,4	211,7	3567,9
675	455 625	307 546 875	25,9808	8,7721	67,4	212,1	3578,5
676	456 976	308 915 776	26,0000	8,7764	67,6	212,4	3589,1
677	458 329	310 288 733	26,0192	8,7807	67,7	212,7	3599,7
678	459 684	311 665 752	26,0384	8,7850	67,8	213,0	3610,3
679	461 041	313 046 839	26,0576	8,7893	67,9	213,3	3621,0
<b>680</b>	<b>462 400</b>	<b>314 432 000</b>	<b>26,0768</b>	<b>8,7937</b>	<b>68,0</b>	<b>213,6</b>	<b>3631,7</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\frac{d}{0,1 n}$	$\pi d$	$\frac{1}{4} \pi d^2$
681	463 761	315 821 241	26,0960	8,7980	68,1	213,9	3642,4
682	465 124	317 214 568	26,1151	8,8023	68,2	214,3	3653,1
683	466 489	318 611 987	26,1343	8,8066	68,3	214,6	3663,8
684	467 856	320 013 504	26,1534	8,8109	68,4	214,9	3674,5
685	469 225	321 419 125	26,1725	8,8152	68,5	215,2	3685,3
686	470 596	322 828 856	26,1916	8,8194	68,6	215,5	3696,1
687	471 969	324 242 703	26,2107	8,8237	68,7	215,8	3706,8
688	473 344	325 660 672	26,2298	8,8280	68,8	216,1	3717,6
689	474 721	327 082 769	26,2488	8,8323	68,9	216,5	3728,5
<b>690</b>	<b>476 100</b>	<b>328 509 000</b>	<b>26,2679</b>	<b>8,8366</b>	<b>69,0</b>	<b>216,8</b>	<b>3739,3</b>
691	477 481	329 939 371	26,2869	8,8408	69,1	217,1	3750,1
692	478 864	331 373 888	26,3059	8,8451	69,2	217,4	3761,0
693	480 249	332 812 557	26,3249	8,8493	69,3	217,7	3771,9
694	481 636	334 255 384	26,3439	8,8536	69,4	218,0	3782,8
695	483 025	335 702 375	26,3629	8,8578	69,5	218,3	3793,7
696	484 416	337 153 536	26,3818	8,8621	69,6	218,7	3804,6
697	485 809	338 608 873	26,4008	8,8663	69,7	219,0	3815,5
698	487 204	340 068 392	26,4197	8,8706	69,8	219,3	3826,5
699	488 601	341 532 099	26,4386	8,8748	69,9	219,6	3837,5
<b>700</b>	<b>490 000</b>	<b>343 000 000</b>	<b>26,4575</b>	<b>8,8790</b>	<b>70,0</b>	<b>219,9</b>	<b>3848,5</b>
701	491 401	344 742 101	26,4764	8,8833	70,1	220,2	3859,5
702	492 804	345 948 408	26,4953	8,8875	70,2	220,5	3870,5
703	494 200	347 428 927	26,5141	8,8917	70,3	220,9	3881,5
704	495 616	348 913 664	26,5330	8,8959	70,4	221,2	3892,6
705	497 025	350 402 625	26,5518	8,9001	70,5	221,5	3903,6
706	498 436	351 895 816	26,5707	8,9043	70,6	221,8	3914,7
707	499 849	353 393 243	26,5895	8,9085	70,7	222,1	3925,8
708	501 264	354 894 912	26,6083	8,9127	70,8	222,4	3936,9
709	502 681	356 400 829	26,6271	8,9169	70,9	222,7	3948,0
<b>710</b>	<b>504 100</b>	<b>357 911 000</b>	<b>26,6458</b>	<b>8,9211</b>	<b>71,0</b>	<b>223,1</b>	<b>3959,2</b>
711	505 521	359 425 431	26,6646	8,9253	71,1	223,4	3970,9
712	506 944	360 944 128	26,6833	8,9295	71,2	223,7	3981,5
713	508 369	362 467 097	26,7021	8,9337	71,3	224,0	3992,7
714	509 796	363 994 344	26,7208	8,9378	71,4	224,3	4003,9
715	511 225	365 525 875	26,7395	8,9420	71,5	224,6	4015,2
716	512 656	367 061 696	26,7582	8,9462	71,6	224,9	4026,4
717	514 089	368 601 813	26,7769	8,9503	71,7	225,3	4037,6
718	515 524	370 146 232	26,7955	8,9545	71,8	225,6	4048,9
719	516 961	371 694 959	26,8142	8,9587	71,9	225,9	4060,2
<b>720</b>	<b>518 400</b>	<b>373 248 000</b>	<b>26,8328</b>	<b>8,9628</b>	<b>72,0</b>	<b>226,2</b>	<b>4071,5</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\frac{d}{0,1n}$	$\pi d$	$\frac{1}{4} \pi d^2$
721	519 841	374 805 361	26,8514	8,9670	72,1	226,5	4082,8
722	521 284	376 367 048	26,8701	8,9711	72,2	226,8	4094,2
723	522 729	377 933 067	26,8887	8,9752	72,3	227,1	4105,5
724	524 176	379 503 424	26,9072	8,9794	72,4	227,5	1416,9
725	525 625	381 078 125	26,9258	8,9835	72,5	227,8	4128,2
726	527 076	382 657 176	26,9444	8,9876	72,6	228,1	4139,6
727	528 529	384 240 583	26,9629	8,9918	72,7	228,4	4151,1
728	529 984	385 828 352	26,9815	8,9959	72,8	228,7	4162,5
729	531 441	387 420 489	27,0000	9,0000	72,9	229,0	4173,9
<b>730</b>	<b>532 900</b>	<b>389 017 000</b>	<b>27,0185</b>	<b>9,0041</b>	<b>73,0</b>	<b>229,3</b>	<b>4185,4</b>
731	534 361	390 617 891	27,0370	9,0082	73,1	229,7	4196,9
732	535 824	392 223 168	27,0555	9,0123	73,2	230,0	4208,4
733	537 289	393 832 837	27,0740	9,0164	73,3	230,3	4219,9
734	538 756	395 446 904	27,0924	9,0205	73,4	230,6	4231,4
735	540 225	397 065 375	27,1109	9,0246	73,5	230,9	4242,9
736	541 696	398 688 256	27,1293	9,0287	73,6	231,2	4254,5
737	543 169	400 315 553	27,1477	9,0328	73,7	231,5	4266,0
738	544 644	401 947 272	27,1662	9,0369	73,8	231,8	4277,6
739	546 121	403 583 419	27,1846	9,0410	73,9	232,2	4289,2
<b>740</b>	<b>547 600</b>	<b>405 224 000</b>	<b>27,2029</b>	<b>9,0450</b>	<b>74,0</b>	<b>232,5</b>	<b>4300,3</b>
741	549 081	406 869 021	27,2213	9,0491	74,1	232,8	4312,5
742	550 564	408 518 488	27,2397	9,0532	74,2	233,1	4324,1
743	552 049	410 172 407	27,2580	9,0572	74,3	233,4	4335,8
744	553 536	411 830 784	27,2764	9,0613	74,4	233,7	4347,5
745	555 025	413 493 625	27,2947	9,0654	74,5	234,0	4359,9
746	556 516	415 160 936	27,3130	9,0694	74,6	234,4	4370,2
747	558 009	416 832 723	27,3313	9,0735	74,7	234,7	4382,6
748	559 504	418 508 992	27,3496	9,0775	74,8	235,0	4394,3
749	561 001	420 189 749	27,3679	9,0816	74,9	235,3	4406,1
<b>750</b>	<b>562 500</b>	<b>421 875 000</b>	<b>27,3861</b>	<b>9,0856</b>	<b>75,0</b>	<b>235,6</b>	<b>4417,6</b>
751	564 001	423 564 751	27,4044	9,0896	75,1	235,9	4429,7
752	565 504	425 259 008	27,4226	9,0937	75,2	236,2	4441,5
753	567 009	426 957 777	27,4408	9,0977	75,3	236,6	4453,3
754	568 516	428 661 064	27,4591	9,1017	75,4	236,9	4465,1
755	570 025	430 368 875	27,4773	9,1057	75,5	237,2	4477,0
756	571 536	432 081 216	27,4955	9,1098	75,6	237,5	4488,8
757	573 049	433 798 093	27,5136	9,1138	75,7	237,8	4500,7
758	574 564	435 519 512	27,5318	9,1178	75,8	238,1	4512,6
759	576 081	437 245 479	27,5500	9,1218	75,9	238,4	4524,5
<b>760</b>	<b>577 600</b>	<b>438 976 000</b>	<b>27,5681</b>	<b>9,1258</b>	<b>76,0</b>	<b>238,8</b>	<b>4536,5</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\frac{d}{0,1 n}$	$\pi d$	$\frac{1}{4} \pi d^2$
761	579 121	440 711 081	27,5862	9,1298	76,1	239,1	4548,4
762	580 644	442 450 728	27,6043	9,1338	76,2	239,4	4560,4
763	582 169	444 194 947	27,6225	9,1378	76,3	239,7	4572,3
764	583 696	445 943 744	27,6405	9,1418	76,4	240,0	4584,3
765	585 225	447 697 125	27,6586	9,1458	76,5	240,3	4596,3
766	586 756	449 455 096	27,6767	9,1498	76,6	240,6	4608,4
767	588 289	451 217 663	27,6948	9,1537	76,7	241,0	4620,4
768	589 824	452 984 832	27,7128	9,1577	76,8	241,3	4632,5
769	591 361	454 756 609	27,7308	9,1617	76,9	241,6	4644,5
<b>770</b>	<b>592 900</b>	<b>456 533 000</b>	<b>27,7489</b>	<b>9,1657</b>	<b>77,0</b>	<b>241,9</b>	<b>4656,6</b>
771	594 441	458 314 011	27,7669	9,1696	77,1	242,2	4668,7
772	595 984	460 099 648	27,7849	9,1736	77,2	242,5	4680,8
773	597 529	461 889 917	27,8029	9,1775	77,3	242,8	4693,0
774	599 076	463 684 824	27,8209	9,1815	77,4	243,2	4705,1
775	600 625	465 484 375	27,8388	9,1855	77,5	243,5	4717,3
776	602 176	467 288 576	27,8568	9,1894	77,6	243,8	4729,5
777	603 729	469 097 433	27,8747	9,1933	77,7	244,1	4741,7
778	605 284	470 910 952	27,8927	9,1973	77,8	244,4	4753,9
779	606 841	472 729 139	27,9106	9,2012	77,9	244,7	4766,1
<b>780</b>	<b>608 400</b>	<b>474 552 000</b>	<b>27,9285</b>	<b>9,2052</b>	<b>78,0</b>	<b>245,0</b>	<b>4778,4</b>
781	609 961	476 379 541	27,9464	9,2091	78,1	245,4	4790,6
782	611 524	478 211 768	27,9643	9,2130	78,2	245,7	4802,9
783	613 089	480 048 687	27,9821	9,2170	78,3	246,0	4815,2
784	614 656	481 890 304	28,0000	9,2209	78,4	246,3	4827,5
785	616 225	483 736 625	28,0179	9,2248	78,5	246,6	4839,8
786	617 796	485 587 656	28,0357	9,2287	78,6	246,9	4852,2
787	619 369	487 443 403	28,0535	9,2326	78,7	247,2	4864,5
788	620 944	489 303 872	28,0713	9,2365	78,8	247,6	4876,9
789	622 521	491 169 069	28,0891	9,2404	78,9	247,9	4889,3
<b>790</b>	<b>624 100</b>	<b>493 039 000</b>	<b>28,1069</b>	<b>9,2443</b>	<b>79,0</b>	<b>248,2</b>	<b>4901,7</b>
791	625 681	494 913 671	28,1247	9,2482	79,1	248,5	4914,1
792	627 264	496 793 088	28,1425	9,2521	79,2	248,8	4926,5
793	628 849	498 677 257	28,1603	9,2560	79,3	249,1	4939,0
794	630 436	500 566 184	28,1780	9,2599	79,4	249,4	4951,4
795	632 025	502 459 875	28,1957	9,2638	79,5	249,8	4963,9
796	633 616	504 358 336	28,2135	9,2677	79,6	250,1	4976,4
797	635 209	506 261 573	28,2312	9,2716	79,7	250,4	4988,9
798	636 804	508 169 592	28,2489	9,2754	79,8	250,7	5001,4
799	638 401	510 082 399	28,2666	9,2793	79,9	251,0	5014,0
<b>800</b>	<b>640 000</b>	<b>512 000 000</b>	<b>28,2843</b>	<b>9,2832</b>	<b>80,0</b>	<b>251,3</b>	<b>5026,5</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$d =$ 0,1 $n$	$\pi d$	$\frac{1}{4} \pi d^2$
801	641 601	513 922 401	28,3019	9,2870	80,1	251,6	5039,1
802	643 204	515 849 608	28,3196	9,2909	80,2	252,0	5051,7
803	644 809	517 781 627	28,3373	9,2948	80,3	252,3	5064,3
804	646 416	519 718 464	28,3549	9,2986	80,4	252,6	5076,9
805	648 025	521 660 125	28,3725	9,3025	80,5	252,9	5089,6
806	649 636	523 606 616	28,3901	9,3063	80,6	253,2	5102,2
807	651 249	525 557 943	28,4077	9,3102	80,7	253,5	5114,9
808	652 864	527 514 112	28,4253	9,3140	80,8	253,8	5127,6
809	654 481	529 475 129	28,4429	9,3176	80,9	254,2	5140,3
<b>810</b>	656 100	531 441 000	28,4605	9,3217	81,0	254,5	5153,0
811	657 721	533 411 731	28,4781	9,3255	81,1	254,8	5165,7
812	659 344	535 387 328	28,4956	9,3294	81,2	255,1	5178,5
813	660 969	537 367 797	28,5132	9,3332	81,3	255,4	5191,2
814	662 596	539 353 144	28,5307	9,3370	81,4	255,7	5204,0
815	664 225	541 343 375	28,5482	9,3408	81,5	256,0	5216,8
816	665 856	543 338 496	28,5657	9,3447	81,6	256,4	5229,6
817	667 489	545 338 513	28,5832	9,3485	81,7	256,7	5242,4
818	669 124	547 343 432	28,6007	9,3523	81,8	257,0	5255,3
819	670 761	549 353 259	28,6182	9,3561	81,9	257,3	5268,1
<b>820</b>	672 400	551 368 000	28,6356	9,3599	82,0	257,6	5281,0
821	674 041	553 387 661	28,6531	9,3637	82,1	257,9	5293,9
822	675 684	555 412 248	28,6705	9,3675	82,2	258,2	5306,8
823	677 329	557 441 767	28,6880	9,3713	82,3	258,6	5319,7
824	678 976	559 476 224	28,7054	9,3751	82,4	258,9	5332,7
825	680 625	561 515 625	28,7228	9,3789	82,5	259,2	5345,6
826	682 276	563 559 976	28,7402	9,3827	82,6	259,5	5358,6
827	683 929	565 609 283	28,7576	9,3865	82,7	259,8	5371,6
828	685 584	567 663 552	28,7750	9,3902	82,8	260,1	5384,6
829	687 241	569 722 789	28,7924	9,3940	82,9	260,4	5397,6
<b>830</b>	688 900	571 787 000	28,8097	9,3978	83,0	260,8	5410,6
831	690 561	573 856 191	28,8271	9,4016	83,1	261,1	5423,7
832	692 224	575 930 368	28,8444	9,4053	83,2	261,4	5436,7
833	693 889	578 009 537	28,8617	9,4091	83,3	261,7	5449,8
834	695 556	580 093 704	28,8791	9,4129	83,4	262,0	5462,9
835	697 225	582 182 875	28,8964	9,4166	83,5	262,3	5476,0
836	698 896	584 277 056	28,9137	9,4204	83,6	262,6	5489,1
837	700 569	586 376 253	28,9310	9,4241	83,7	263,0	5502,3
838	702 244	588 480 472	28,9482	9,4279	83,8	263,3	5515,4
839	703 921	590 589 719	28,9655	9,4316	83,9	263,6	5528,6
<b>840</b>	705 600	592 704 000	28,9828	9,4354	84,0	263,9	5541,8

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt[n]{n}$	$\sqrt[n]{n^3}$	$d = 0,1 n$	$\pi d$	$\frac{1}{4} \pi d^2$
841	707 281	594 823 321	29,0000	9,4391	84,1	264,2	5555,0
842	708 964	596 947 688	29,0172	9,4429	84,2	264,5	5568,2
843	710 649	599 077 107	29,0345	9,4466	84,3	264,8	5581,4
844	712 336	601 211 584	29,0517	9,4503	84,4	265,2	5594,7
845	714 025	603 351 125	29,0689	9,4541	84,5	265,5	5607,9
846	715 716	605 495 736	29,0861	9,4578	84,6	265,8	5621,2
847	717 409	607 645 423	29,1033	9,4615	84,7	266,1	5634,5
848	719 104	609 800 192	29,1204	9,4652	84,8	266,4	5647,8
849	720 801	611 960 049	29,1367	9,4690	84,9	266,7	5661,2
<b>850</b>	<b>722 500</b>	<b>614 125 000</b>	<b>29,1548</b>	<b>9,4727</b>	<b>85,0</b>	<b>267,0</b>	<b>5674,5</b>
851	724 201	616 295 051	29,1719	9,4764	81,1	267,3	5687,9
852	725 904	618 470 208	29,1890	9,4801	85,2	267,7	5701,2
853	727 609	620 650 477	29,2062	9,4838	85,3	268,0	5714,6
854	729 316	622 835 864	29,2233	9,4875	85,4	268,3	5728,0
855	731 025	625 026 375	29,2404	9,4912	85,5	268,6	5741,5
856	732 736	627 222 016	29,2575	9,4949	85,6	268,9	5754,9
857	734 449	629 422 793	29,2746	9,4986	85,7	269,2	5768,3
858	736 164	631 628 712	29,2916	9,5023	85,8	269,5	5781,8
859	737 881	633 839 779	29,3087	9,5060	85,9	269,9	5795,3
<b>860</b>	<b>739 600</b>	<b>636 056 000</b>	<b>29,3258</b>	<b>9,5097</b>	<b>86,0</b>	<b>270,2</b>	<b>5808,8</b>
861	741 321	638 277 381	29,3428	9,5134	86,1	270,5	5822,3
862	743 044	640 503 928	29,3598	9,5171	86,2	270,8	5835,9
863	744 769	642 735 647	29,3769	9,5207	86,3	271,1	5849,4
864	746 496	644 972 544	29,3939	9,5244	86,4	271,4	5863,0
865	748 225	647 214 625	29,4109	9,5281	86,5	271,7	5876,5
866	749 956	649 461 896	29,4279	9,5317	86,6	272,1	5890,1
867	751 689	651 714 363	29,4449	9,5354	86,7	272,4	5903,8
868	753 424	653 972 032	29,4618	9,5391	86,8	272,7	5917,4
869	755 161	656 234 909	29,4788	9,5427	86,9	273,0	5931,0
<b>870</b>	<b>756 900</b>	<b>658 503 000</b>	<b>29,4958</b>	<b>9,5464</b>	<b>87,0</b>	<b>273,3</b>	<b>5944,7</b>
871	758 641	660 776 311	29,5127	9,5501	87,1	273,6	5958,4
872	760 384	663 054 848	29,5296	9,5537	87,2	273,9	5972,0
873	762 129	665 338 617	29,5466	9,5574	87,3	274,3	5985,7
874	763 876	667 627 624	29,5635	9,5610	87,4	274,6	5999,5
875	765 625	669 921 875	29,5804	9,5647	87,5	274,9	6013,2
876	767 376	672 221 376	29,5973	9,5683	87,6	275,2	6027,0
877	769 129	674 526 133	29,6142	9,5719	87,7	275,5	6040,7
878	770 884	676 836 152	29,6311	9,5756	87,8	275,8	6054,5
879	772 641	679 151 439	29,6479	9,5792	87,9	276,1	6068,3
<b>880</b>	<b>774 400</b>	<b>681 742 000</b>	<b>29,6648</b>	<b>9,5828</b>	<b>88,0</b>	<b>276,5</b>	<b>6082,1</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\mathcal{V}_n^-$	$\mathcal{V}_n^3$	$d = \begin{matrix} 0,1 \\ n \end{matrix}$	$\pi d$	$\frac{1}{4} \pi d^2$
881	776 161	683 797 841	29,6816	9,5865	88,1	276,8	6096,0
882	777 924	686 128 968	29,6985	9,5901	88,2	277,1	6109,8
883	779 689	688 465 387	29,7153	9,5937	88,3	277,4	6123,7
884	781 456	690 807 104	29,7321	9,5973	88,4	277,7	6137,5
885	783 225	693 154 125	29,7489	9,6010	88,5	278,0	6151,4
886	784 996	695 506 456	29,7658	9,6046	88,6	278,3	6165,3
887	786 769	697 864 103	29,7825	9,6082	88,7	278,7	6179,3
888	788 544	700 227 072	29,7993	9,6118	88,8	279,0	6193,2
889	790 321	702 595 369	29,8161	9,6154	88,9	279,3	6207,2
<b>890</b>	<b>792 100</b>	<b>704 969 000</b>	<b>29,8329</b>	<b>9,6190</b>	<b>89,0</b>	<b>279,6</b>	<b>6221,1</b>
891	793 881	707 347 971	29,8496	9,6226	89,1	279,9	6235,1
892	795 664	709 732 288	29,8664	9,6262	89,2	280,2	6249,1
893	797 449	712 121 957	29,8831	9,6298	89,3	280,5	6263,1
894	799 236	714 516 984	29,8998	9,6334	89,4	280,9	6277,2
895	801 025	716 917 375	29,9166	9,6370	89,5	281,2	6291,2
896	802 816	719 323 136	29,9333	9,6406	89,6	281,5	6305,3
897	804 609	721 734 273	29,9500	9,6442	89,7	281,8	6319,4
898	806 404	724 150 792	29,9666	9,6477	89,8	282,1	6333,5
899	808 201	726 572 699	29,9833	9,6513	89,9	282,4	6347,6
<b>900</b>	<b>810 000</b>	<b>729 000 000</b>	<b>30,0000</b>	<b>9,6549</b>	<b>90,0</b>	<b>282,7</b>	<b>6361,7</b>
901	811 801	731 432 701	30,0167	9,6585	90,1	283,1	6375,9
902	813 604	733 870 808	30,0333	9,6620	90,2	283,4	6390,0
903	815 409	736 314 327	30,0500	9,6656	90,3	283,7	6404,2
904	817 216	738 763 264	30,0666	9,6692	90,4	284,0	6418,4
905	819 025	741 217 625	30,0832	9,6727	90,5	284,3	6432,6
906	820 836	743 677 416	30,0998	9,6763	90,6	284,6	6446,8
907	822 649	746 142 643	30,1164	9,6799	90,7	284,9	6461,1
908	824 464	748 613 312	30,1330	9,6834	90,8	285,3	6475,3
909	826 281	751 089 429	30,1496	9,6870	90,9	285,6	6489,6
<b>910</b>	<b>828 100</b>	<b>753 571 000</b>	<b>30,1662</b>	<b>9,9605</b>	<b>91,0</b>	<b>285,9</b>	<b>6503,9</b>
911	829 921	756 058 031	30,1828	9,6941	91,1	286,2	6518,2
912	831 744	758 550 528	30,1993	9,6976	91,2	286,5	6532,5
913	833 569	761 048 497	30,2159	9,7012	91,3	286,8	6546,8
914	835 396	763 551 944	30,2324	9,7047	91,4	287,1	6561,2
915	837 225	766 060 875	30,2490	9,7082	91,5	287,5	6575,5
916	839 056	768 575 296	30,2655	9,7118	91,6	287,8	6589,8
917	840 889	771 095 213	30,2820	9,7153	91,7	288,1	6604,3
918	842 724	773 620 632	30,2985	9,7188	91,8	288,4	6618,7
919	844 561	776 151 559	30,3150	9,7224	91,9	288,7	6633,2
<b>920</b>	<b>846 400</b>	<b>778 668 000</b>	<b>30,3315</b>	<b>9,7259</b>	<b>92,0</b>	<b>289,0</b>	<b>6647,6</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\frac{d}{0,1 n}$	$\pi d$	$\frac{1}{4} \pi d^2$
921	848 241	781 229 961	30,3480	9,7294	92,1	289,3	6662,1
922	850 084	783 777 448	30,3645	9,7329	92,2	289,7	6676,5
923	851 929	786 330 467	30,3809	9,7364	92,3	290,0	6691,0
924	853 776	788 889 024	30,3974	9,7400	92,4	290,3	6705,5
925	855 625	791 453 125	30,4138	9,7435	92,5	290,6	6720,1
926	857 476	794 022 776	30,4302	9,7470	92,6	290,9	6734,6
927	859 329	796 597 983	30,4467	9,7505	92,7	291,2	6749,2
928	861 184	799 178 752	30,4631	9,7540	92,8	291,5	6763,7
929	863 041	801 765 089	30,4795	9,7575	92,9	291,9	6778,3
<b>930</b>	<b>864 900</b>	<b>804 357 000</b>	<b>30,4959</b>	<b>9,7610</b>	<b>93,0</b>	<b>292,2</b>	<b>6792,9</b>
931	866 761	806 954 491	30,5123	9,7645	93,1	292,5	6807,5
932	868 624	809 557 568	30,5287	9,7680	93,2	292,8	6822,2
933	870 489	812 166 237	30,5450	9,7715	93,3	293,1	6836,8
934	872 356	814 780 504	30,5614	9,7750	93,4	293,4	6851,5
935	874 225	817 400 375	30,5778	9,7785	93,5	293,7	6866,1
936	876 096	820 025 856	30,5941	9,7819	93,6	294,1	6880,8
937	877 969	822 656 953	30,6105	9,7854	93,7	294,4	6895,6
938	879 844	825 293 672	30,6268	9,7889	93,8	294,7	6910,3
939	881 721	827 936 019	30,6431	9,7924	93,9	295,0	6925,0
<b>940</b>	<b>883 600</b>	<b>830 584 000</b>	<b>30,6594</b>	<b>9,7959</b>	<b>94,0</b>	<b>295,3</b>	<b>6939,8</b>
941	885 481	833 237 621	30,6757	9,7993	94,1	295,6	6954,6
942	887 364	835 896 888	30,6920	9,8028	94,2	295,9	6969,3
943	889 249	838 561 807	30,7083	9,8063	94,3	296,3	6984,1
944	891 136	841 232 384	30,7246	9,8097	94,4	296,6	6999,0
945	893 025	843 908 625	30,7409	9,8132	94,5	296,9	7013,8
946	894 916	846 590 536	30,7571	9,8167	94,6	297,2	7028,7
947	896 809	849 278 123	30,7734	9,8201	94,7	297,5	7043,5
948	898 704	851 971 392	30,7896	9,8236	94,8	297,8	7058,4
949	900 601	854 670 349	30,8058	9,8270	94,9	298,1	7073,3
<b>950</b>	<b>902 500</b>	<b>857 375 000</b>	<b>30,8221</b>	<b>9,8305</b>	<b>95,0</b>	<b>298,5</b>	<b>7088,2</b>
951	904 401	860 085 351	30,8383	9,8339	95,1	298,8	7103,1
952	906 304	862 801 408	30,8545	9,8374	95,2	299,1	7118,1
953	908 209	865 523 177	30,8707	9,8408	95,3	299,4	7133,1
954	910 116	868 250 664	30,8869	9,8443	95,4	299,7	7148,0
955	912 025	870 983 875	30,9031	9,8477	95,5	300,0	7163,0
956	913 936	873 722 816	30,9192	9,8511	96,6	300,3	7178,0
957	915 849	876 467 493	30,9354	9,8546	95,7	300,7	7193,1
958	917 764	879 217 912	30,9516	9,8580	95,8	301,0	7208,1
959	919 681	881 974 079	30,9677	9,8614	95,9	301,3	7223,2
<b>960</b>	<b>921 600</b>	<b>884 736 000</b>	<b>30,9839</b>	<b>9,8648</b>	<b>96,0</b>	<b>301,6</b>	<b>7238,2</b>

$n$	$n^2$	$n^3$	$\sqrt{n}$	$\sqrt[3]{n}$	$\frac{n}{0,1 d}$	$\pi d$	$\frac{1}{4} \pi d^2$
961	923 521	887 503 681	31,0000	9,8683	96,1	301,9	7253,3
962	925 444	890 277 128	31,0161	9,8717	96,2	302,2	7268,4
963	927 369	893 056 347	31,0322	9,8751	96,3	302,5	7283,5
964	929 296	895 841 344	31,0483	9,8785	96,4	302,8	7298,7
965	931 225	898 632 125	31,0644	9,8819	96,5	303,2	7313,8
966	933 156	901 428 696	31,0805	9,8854	96,6	303,5	7329,0
967	935 089	904 231 063	31,0966	9,8888	96,7	303,8	7344,2
968	937 024	907 039 232	31,1127	9,8922	96,8	304,1	7359,4
969	938 961	909 853 209	31,1288	9,8956	96,9	304,4	7374,6
<b>970</b>	<b>940 900</b>	<b>912 673 000</b>	<b>31,1448</b>	<b>9,8990</b>	<b>97,0</b>	<b>304,7</b>	<b>7389,8</b>
971	942 841	915 498 611	31,1609	9,9024	97,1	305,0	7405,1
972	944 784	918 330 048	31,1769	9,9058	97,2	305,4	7420,3
973	946 729	921 167 317	31,1929	9,9092	97,3	305,7	7435,6
974	948 676	924 010 424	31,2090	9,9126	97,4	306,0	7450,9
975	950 625	926 859 375	31,2250	9,9160	97,5	306,3	7466,2
976	952 576	929 714 176	31,2410	9,9194	97,6	306,6	7481,5
977	954 529	932 574 833	31,2570	9,9227	97,7	306,9	7496,9
978	956 484	935 441 352	31,2730	9,9261	97,8	307,2	7512,2
979	958 441	938 313 739	31,2890	9,9295	97,9	307,6	7527,6
<b>980</b>	<b>960 400</b>	<b>941 192 000</b>	<b>31,3050</b>	<b>9,9329</b>	<b>98,0</b>	<b>307,9</b>	<b>7543,0</b>
981	962 361	944 076 141	31,3209	9,9363	98,1	308,2	7558,4
982	964 324	946 966 168	31,3369	9,9396	98,2	308,5	7573,8
983	966 289	949 862 087	31,3528	9,9430	98,3	308,8	7589,2
984	968 256	952 763 904	31,3688	9,9464	98,4	309,1	7604,7
985	970 225	955 671 625	31,3847	9,9497	98,5	309,4	7620,1
986	972 196	958 585 256	31,4006	9,9531	98,6	309,8	7635,6
987	974 169	961 504 803	31,4166	9,9565	98,7	310,1	7651,1
988	976 144	964 430 272	31,4325	9,9598	98,8	310,4	7666,6
989	978 121	967 361 669	31,4484	9,9632	98,9	310,7	7682,1
<b>990</b>	<b>980 100</b>	<b>970 299 000</b>	<b>31,4643</b>	<b>9,9666</b>	<b>99,0</b>	<b>311,0</b>	<b>7697,7</b>
991	982 081	973 242 271	31,4802	9,9699	99,1	311,3	7713,2
992	984 064	976 191 488	31,4960	9,9733	99,2	311,6	7728,8
993	986 049	979 146 657	31,5119	9,9766	99,3	312,0	7744,4
994	988 036	982 107 784	31,5278	9,9800	99,4	312,3	7760,0
995	990 025	985 047 875	31,5436	9,9833	99,5	312,6	7775,6
996	992 016	988 047 936	31,5595	9,9866	99,6	312,9	7791,3
997	994 009	991 026 973	31,5753	9,9900	99,7	313,2	7806,9
998	996 004	994 011 992	31,5911	9,9933	99,8	313,5	7822,6
999	998 001	997 002 999	31,6070	9,9967	99,9	313,8	7838,3
<b>1000</b>	<b>1 000 000</b>	<b>1 000 000 000</b>	<b>31,6228</b>	<b>10,0000</b>	<b>100,0</b>	<b>314,2</b>	<b>7854,0</b>

Tabelle Nr. II.

**Briggsche Logarithmen der Zahlen von 1 bis 100.**

Nr.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	Diffe- renz
10	0000	0043	0086	0128	0170	0212	0253	0294	0334	0374	43—40
11	0414	0453	0492	0531	0569	0607	0645	0682	0719	0755	39—36
12	0792	0828	0864	0899	0934	0969	1004	1038	1072	1106	36—34
13	1139	1173	1206	1239	1271	1303	1335	1367	1399	1430	34—31
14	1461	1492	1523	1553	1584	1614	1644	1673	1703	1732	31—29
15	1761	1790	1818	1847	1875	1903	1931	1959	1987	2014	29—27
16	2041	2068	2095	2122	2148	2175	2201	2227	2253	2279	27—26
17	2304	2330	2355	2380	2405	2430	2455	2480	2504	2529	26—25
18	2553	2577	2601	2625	2648	2672	2695	2718	2742	2765	24—23
19	2788	2810	2833	2856	2878	2900	2923	2945	2967	2989	23—22
20	3010	3032	3054	3075	3096	3118	3139	3160	3181	3201	22—20
21	3222	3243	3263	3284	3304	3324	3345	3365	3385	3404	21—19
22	3424	3444	3464	3483	3502	3522	3541	3560	3579	3598	20—19
23	3617	3636	3655	3674	3692	3711	3729	3747	3766	3784	19—18
24	3802	3820	3838	3856	3874	3892	3909	3927	3945	3962	18—17
25	3979	3997	4014	4031	4048	4065	4082	4099	4116	4133	18—17
26	4150	4166	4183	4200	4216	4232	4249	4265	4281	4298	17—16
27	4314	4330	4346	4362	4378	4393	4409	4425	4440	4456	16—15
28	4472	4487	4502	4518	4533	4548	4564	4579	4594	4609	16—15
29	4624	4639	4654	4669	4683	4698	4713	4728	4742	4757	15—14
30	4771	4786	4800	4814	4829	4843	4857	4871	4886	4900	15—14
31	4914	4928	4942	4955	4969	4983	4997	5011	5024	5038	14—13
32	5051	5065	5079	5092	5105	5119	5132	5145	5159	5172	14—13
33	5185	5198	5211	5224	5237	5250	5263	5276	5289	5302	13
34	5315	5328	5340	5353	5366	5378	5391	5403	5416	5428	13—12
35	5441	5453	5465	5478	5490	5502	5514	5527	5539	5551	13—12
36	5563	5575	5587	5599	5611	5623	5635	5647	5658	5670	12—11
37	5682	5694	5705	5717	5729	5740	5752	5763	5775	5786	12—11
38	5798	5809	5821	5832	5843	5855	5866	5877	5888	5899	12—11
39	5911	5922	5933	5944	5955	5966	5977	5988	5999	6010	12—11

Fortsetzung zu Tabelle Nr. II.

Briggsche Logarithmen der Zahlen von 1 bis 100.

Nr.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	Diffe- renz
40	6021	6031	6042	6053	6064	6075	6085	6096	6107	6117	11—10
41	6128	6138	6149	6160	6170	6180	6191	6201	6212	6222	11—10
42	6232	6243	6253	6263	6274	6284	6294	6304	6314	6325	11—10
43	6335	6345	6355	6365	6375	6385	6395	6405	6415	6425	10
44	6435	6444	6454	6464	6474	6484	6493	6503	6513	6522	10—9
45	6532	6542	6551	6561	6571	6580	6590	6599	6609	6618	10—9
46	6628	6637	6646	6656	6665	6675	6684	6693	6702	6712	10—9
47	6721	6730	6739	6749	6758	6767	6776	6785	6794	6803	10—9
48	6812	6821	6830	6839	6848	6857	6866	6875	6884	6893	9
49	6902	6911	6920	6928	6937	6946	6955	6964	6972	6981	9—8
50	6990	6998	7007	7016	7024	7033	7042	7050	7059	7067	9—8
51	7076	7084	7093	7101	7110	7118	7126	7135	7143	7152	9—8
52	7160	7168	7177	7185	7193	7202	7210	7218	7226	7235	9—8
53	7243	7251	7259	7267	7275	7284	7292	7300	7308	7316	9—8
54	7324	7332	7340	7348	7356	7364	7372	7380	7388	7396	8
55	7404	7412	7419	7427	7435	7443	7451	7459	7466	7474	8—7
56	7482	7490	7497	7505	7513	7520	7528	7536	7543	7551	8—7
57	7559	7566	7574	7582	7589	7597	7604	7612	7619	7627	8—7
58	7634	7642	7649	7657	7664	7672	7679	7686	7694	7701	8—7
59	7709	7716	7723	7731	7738	7745	7752	7760	7767	7774	8—7
60	7782	7789	7796	7803	7810	7818	7825	7832	7839	7846	8—7
61	7853	7860	7868	7875	7882	7889	7896	7903	7910	7917	8—7
62	7924	7931	7938	7945	7952	7959	7966	7973	7980	7987	7—6
63	7993	8000	8007	8014	8021	8028	8035	8041	8048	8055	7—6
64	8062	8069	8075	8082	8089	8096	8102	8109	8116	8122	7—6
65	8129	8136	8142	8149	8156	8162	8169	8176	8182	8189	7—6
66	8195	8202	8209	8215	8222	8228	8235	8241	8248	8254	7—6
67	8261	8267	8274	8280	8287	8293	8299	8306	8312	8319	7—6
68	8325	8331	8338	8344	8351	8357	8363	8370	8376	8382	7—6
69	8388	8395	8401	8407	8414	8420	8426	8432	8439	8445	7—6

Fortsetzung zu Tabelle Nr. II.

Briggsche Logarithmen der Zahlen von 1 bis 100.

Nr.	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	Diffe- renz
70	8451	8457	8463	8470	8476	8482	8488	8494	8500	8506	7—6
71	8513	8519	8525	8531	8537	8543	8549	8555	8561	8567	7—6
72	8573	8579	8585	8591	8597	8603	8609	8615	8621	8627	6
73	8633	8639	8645	8651	8657	8663	8669	8675	8681	8686	6—5
74	8692	8698	8704	8710	8716	8722	8727	8733	8739	8745	6—5
75	8751	8756	8762	8768	8774	8779	8785	8791	8797	8802	6—5
76	8808	8814	8820	8825	8831	8837	8842	8848	8854	8859	6—5
77	8865	8871	8876	8882	8887	8893	8899	8904	8910	8915	6—5
78	8921	8927	8932	8938	8943	8949	8954	8960	8965	8971	6—5
79	8976	8982	8987	8993	8998	9004	9009	9015	9020	9025	6—5
80	9031	9036	9042	9047	9053	9058	9063	9069	9074	9079	6—5
81	9085	9090	9096	9101	9106	9112	9117	9122	9128	9133	6—5
82	9138	9143	9149	9154	9159	9165	9170	9175	9180	9186	6—5
83	9191	9196	9201	9206	9212	9217	9222	9227	9232	9238	6—5
84	9243	9248	9253	9258	9263	9269	9274	9279	9284	9289	6—5
85	9294	9299	9304	9309	9315	9320	9325	9330	9335	9340	6—5
86	9345	9350	9355	9360	9365	9370	9375	9380	9385	9390	5
87	9395	9400	9405	9410	9415	9420	9425	9430	9435	9440	5
88	9445	9450	9455	9460	9465	9469	9474	9479	9484	9489	5—4
89	9494	9499	9504	9509	9513	9518	9523	9528	9533	9538	5—4
90	9542	9547	9552	9557	9562	9567	9571	9576	9581	9586	5—4
91	9590	9595	9600	9605	9609	9614	9619	9624	9628	9633	5—4
92	9638	9643	9647	9652	9657	9661	9666	9671	9675	9680	5—4
93	9685	9689	9694	9699	9703	9708	9713	9717	9722	9727	5—4
94	9731	9736	9741	9745	9750	9754	9759	9763	9768	9773	5—4
95	9777	9782	9786	9791	9795	9800	9805	9809	9814	9818	5—4
96	9823	9827	9832	9836	9841	9845	9850	9854	9859	9863	5—4
97	9868	9872	9877	9881	9886	9890	9894	9899	9903	9908	5—4
98	9912	9917	9921	9926	9930	9934	9939	9943	9948	9952	5—4
99	9956	9961	9965	9969	9974	9978	9983	9987	9991	9996	5—4

**Tabelle Nr. III. Kosinus und Sinus.**

Grad	Kosinus							Grad
	0'	10'	20'	30'	40'	50'	60'	
0	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	0,9999	0,9999	0,9999	89
1	0,9999	0,9998	0,9997	0,9997	0,9996	0,9995	0,9994	88
2	0,9994	0,9993	0,9992	0,9991	0,9989	0,9988	0,9986	87
3	0,9986	0,9985	0,9983	0,9981	0,9980	0,9978	0,9976	86
4	0,9976	0,9974	0,9971	0,9969	0,9967	0,9964	0,9962	85
5	0,9962	0,9959	0,9957	0,9954	0,9951	0,9948	0,9945	84
6	0,9945	0,9942	0,9939	0,9936	0,9932	0,9929	0,9926	83
7	0,9926	0,9922	0,9918	0,9914	0,9911	0,9907	0,9903	82
8	0,9903	0,9899	0,9894	0,9890	0,9886	0,9881	0,9877	81
9	0,9877	0,9872	0,9868	0,9863	0,9858	0,9853	0,9848	80
10	0,9848	0,9843	0,9838	0,9833	0,9827	0,9822	0,9816	79
11	0,9816	0,9811	0,9805	0,9799	0,9793	0,9788	0,9782	78
12	0,9782	0,9775	0,9769	0,9763	0,9757	0,9750	0,9744	77
13	0,9744	0,9737	0,9730	0,9724	0,9717	0,9710	0,9703	76
14	0,9703	0,9696	0,9689	0,9682	0,9674	0,9667	0,9659	75
15	0,9659	0,9652	0,9644	0,9633	0,9629	0,9621	0,9613	74
16	0,9613	0,9605	0,9596	0,9588	0,9580	0,9572	0,9563	73
17	0,9563	0,9555	0,9546	0,9537	0,9528	0,9520	0,9511	72
18	0,9511	0,9502	0,9492	0,9483	0,9474	0,9465	0,9455	71
19	0,9455	0,9446	0,9436	0,9426	0,9417	0,9407	0,9397	70
20	0,9397	0,9387	0,9377	0,9367	0,9357	0,9346	0,9336	69
21	0,9336	0,9325	0,9315	0,9304	0,9294	0,9283	0,9272	68
22	0,9272	0,9261	0,9250	0,9239	0,9228	0,9216	0,9205	67
23	0,9205	0,9194	0,9182	0,9171	0,9159	0,9147	0,9136	66
24	0,9136	0,9124	0,9112	0,9100	0,9088	0,9075	0,9063	65
25	0,9063	0,9051	0,9038	0,9026	0,9013	0,9001	0,8988	64
26	0,8988	0,8975	0,8962	0,8949	0,8936	0,8923	0,8910	63
27	0,8910	0,8897	0,8884	0,8870	0,8857	0,8843	0,8830	62
28	0,8830	0,8816	0,8802	0,8788	0,8774	0,8760	0,8746	61
29	0,8746	0,8732	0,8718	0,8704	0,8689	0,8675	0,8660	60
30	0,8660	0,8646	0,8631	0,8616	0,8602	0,8587	0,8572	59
31	0,8572	0,8557	0,8542	0,8526	0,8511	0,8496	0,8481	58
32	0,8481	0,8465	0,8450	0,8434	0,8418	0,8403	0,8387	57
33	0,8387	0,8371	0,8355	0,8339	0,8323	0,8307	0,8290	56
34	0,8290	0,8274	0,8258	0,8241	0,8225	0,8208	0,8192	55
35	0,8193	0,8175	0,8158	0,8141	0,8124	0,8107	0,8090	54
36	0,8090	0,8073	0,8056	0,8039	0,8021	0,8004	0,7986	53
37	0,7986	0,7969	0,7951	0,7934	0,7916	0,7898	0,7880	52
38	0,7880	0,7862	0,7844	0,7826	0,7808	0,7790	0,7772	51
39	0,7772	0,7753	0,7735	0,7716	0,7698	0,7679	0,7660	50
40	0,7660	0,7642	0,7623	0,7604	0,7585	0,7566	0,7547	49
41	0,7547	0,7528	0,7509	0,7490	0,7470	0,7451	0,7431	48
42	0,7431	0,7412	0,7392	0,7373	0,7353	0,7333	0,7314	47
43	0,7314	0,7294	0,7274	0,7254	0,7234	0,7214	0,7193	46
44	0,7193	0,7173	0,7153	0,7133	0,7112	0,7092	0,7071	45
45	0,7071	0,7051	0,7030	0,7009	0,6988	0,6968	0,6947	44
Grad	60'	50'	40'	30'	20'	10'	0'	Grad
Sinus								

**Tabelle Nr. III. Sinus und Kosinus.**

Grad	Sinus							Grad
	0'	10'	20'	30'	40'	50'	60'	
0	0,0000	0,0029	0,0058	0,0087	0,0116	0,0145	0,0175	89
1	0,0175	0,0204	0,0233	0,0262	0,0291	0,0320	0,0349	88
2	0,0349	0,0378	0,0407	0,0436	0,0465	0,0494	0,0523	87
3	0,0523	0,0552	0,0581	0,0611	0,0640	0,0669	0,0698	86
4	0,0698	0,0727	0,0756	0,0785	0,0814	0,0843	0,0872	85
5	0,0872	0,0901	0,0930	0,0959	0,0987	0,1016	0,1045	84
6	0,1045	0,1074	0,1103	0,1132	0,1161	0,1190	0,1219	83
7	0,1219	0,1248	0,1276	0,1305	0,1334	0,1363	0,1392	82
8	0,1392	0,1421	0,1449	0,1478	0,1507	0,1536	0,1564	81
9	0,1564	0,1593	0,1622	0,1651	0,1679	0,1708	0,1737	80
10	0,1737	0,1765	0,1794	0,1822	0,1851	0,1880	0,1908	79
11	0,1908	0,1937	0,1965	0,1994	0,2022	0,2051	0,2079	78
12	0,2079	0,2108	0,2136	0,2164	0,2193	0,2221	0,2250	77
13	0,2250	0,2278	0,2306	0,2335	0,2363	0,2391	0,2419	76
14	0,2419	0,2447	0,2476	0,2504	0,2532	0,2560	0,2588	75
15	0,2588	0,2616	0,2644	0,2672	0,2700	0,2728	0,2756	74
16	0,2756	0,2784	0,2812	0,2840	0,2868	0,2896	0,2924	73
17	0,2924	0,2952	0,2979	0,3007	0,3035	0,3063	0,3090	72
18	0,3090	0,3118	0,3145	0,3173	0,3201	0,3228	0,3256	71
19	0,3256	0,3283	0,3311	0,3338	0,3366	0,3393	0,3420	70
20	0,3420	0,3448	0,3475	0,3502	0,3529	0,3557	0,3584	69
21	0,3584	0,3611	0,3638	0,3665	0,3692	0,3719	0,3746	68
22	0,3746	0,3773	0,3800	0,3827	0,3854	0,3881	0,3907	67
23	0,3907	0,3934	0,3961	0,3988	0,4014	0,4041	0,4067	66
24	0,4067	0,4094	0,4120	0,4147	0,4173	0,4200	0,4226	65
25	0,4226	0,4253	0,4279	0,4305	0,4331	0,4358	0,4384	64
26	0,4384	0,4410	0,4436	0,4462	0,4488	0,4514	0,4540	63
27	0,4540	0,4566	0,4592	0,4618	0,4643	0,4669	0,4695	62
28	0,4695	0,4720	0,4746	0,4772	0,4797	0,4823	0,4848	61
29	0,4848	0,4874	0,4899	0,4924	0,4950	0,4975	0,5000	60
30	0,5000	0,5025	0,5050	0,5075	0,5100	0,5125	0,5150	59
31	0,5150	0,5175	0,5200	0,5225	0,5250	0,5275	0,5299	58
32	0,5299	0,5324	0,5348	0,5373	0,5398	0,5422	0,5446	57
33	0,5446	0,5471	0,5495	0,5519	0,5544	0,5568	0,5592	56
34	0,5592	0,5616	0,5640	0,5664	0,5688	0,5712	0,5736	55
35	0,5736	0,5760	0,5783	0,5807	0,5831	0,5854	0,5878	54
36	0,5878	0,5901	0,5925	0,5948	0,5972	0,5995	0,6018	53
37	0,6018	0,6041	0,6025	0,6088	0,6111	0,6134	0,6157	52
38	0,6157	0,6180	0,6202	0,6225	0,6248	0,6271	0,6293	51
39	0,6293	0,6316	0,6338	0,6361	0,6383	0,6406	0,6428	50
40	0,6428	0,6450	0,6472	0,6495	0,6517	0,6539	0,6561	49
41	0,6561	0,6583	0,6604	0,6626	0,6648	0,6670	0,6691	48
42	0,6691	0,6713	0,6734	0,6756	0,6777	0,6799	0,6820	47
43	0,6820	0,6841	0,6862	0,6884	0,6905	0,6926	0,6947	46
44	0,6947	0,6968	0,6988	0,7009	0,7030	0,7051	0,7071	45
45	0,7071	0,7092	0,7112	0,7133	0,7153	0,7173	0,7193	44
Grad	60'	50'	40'	30'	20'	10'	0'	Grad
<b>Kosinus</b>								

**Tabelle Nr. IV. Kotangente und Tangente.**

Grad	Kotangente							Grad
	0'	10'	20'	30'	40'	50'	60'	
0		343,774	171,885	114,589	85,9398	68,7501	57,2900	89
1	57,2900	49,1039	42,9641	38,1885	34,3678	31,2416	28,6362	88
2	28,6362	26,4316	24,5418	22,9038	21,4704	20,2056	19,0811	87
3	19,0811	18,0750	17,1693	16,3499	15,6048	14,9244	14,3007	86
4	14,3007	13,7267	13,1969	12,7062	12,2505	11,8262	11,4300	85
5	11,4300	11,0594	10,7119	10,3854	10,0780	9,7882	9,5144	84
6	9,5144	9,2553	9,0098	8,7769	8,5556	8,3450	8,1444	83
7	8,1444	7,9530	7,7704	7,5958	7,4287	7,2687	7,1154	82
8	7,1154	6,9682	6,8269	6,6912	6,5606	6,4348	6,3138	81
9	6,3138	6,1970	6,0844	5,9758	5,8708	5,7694	5,6713	80
10	5,6713	5,5764	5,4845	5,3955	5,3093	5,2257	5,1446	79
11	5,1446	5,0658	4,9894	4,9152	4,8430	4,7729	4,7046	78
12	4,7046	4,6383	4,5736	4,5107	4,4494	4,3897	4,3315	77
13	4,3315	4,2747	4,2193	4,1653	4,1126	4,0611	4,0108	76
14	4,0108	3,9617	3,9136	3,8667	3,8208	3,7760	3,7321	75
15	3,7321	3,6891	3,6471	3,6059	3,5656	3,5261	3,4874	74
16	3,4874	3,4495	3,4124	3,3759	3,3402	3,3052	3,2709	73
17	3,2709	3,2371	3,2041	3,1716	3,1397	3,1084	3,0777	72
18	3,0777	3,0475	3,0178	2,9887	2,9600	2,9319	2,9042	71
19	2,9042	2,8770	2,8502	2,8239	2,7980	2,7725	2,7475	70
20	2,7475	2,7228	2,6985	2,6746	2,6511	2,6279	2,6051	69
21	2,6051	2,5826	2,5605	2,5387	2,5172	2,4960	2,4751	68
22	2,4751	2,4545	2,4342	2,4142	2,3945	2,3750	2,3559	67
23	2,3559	2,3369	2,3183	2,2998	2,2817	2,2637	2,2460	66
24	2,2460	2,2286	2,2113	2,1943	2,1775	2,1609	2,1445	65
25	2,1445	2,1283	2,1123	2,0965	2,0809	2,0655	2,0503	64
26	2,0503	2,0353	0,0204	2,0057	1,9912	1,9768	1,9626	63
27	1,9626	0,9486	1,9347	1,9210	1,9074	1,8940	1,8807	62
28	1,8807	1,8676	1,8546	1,8418	1,8291	1,8165	1,8041	61
29	1,8041	1,7917	1,7796	1,7675	1,7556	1,7438	1,7321	60
30	1,7321	1,7205	1,7090	1,6977	1,6864	1,6753	1,6643	59
31	1,6643	1,6534	1,6426	1,6319	1,6213	1,6107	1,6003	58
32	1,6003	1,5900	1,5798	1,5697	1,5597	1,5497	1,5399	57
33	1,5399	1,5301	1,5204	1,5108	1,5013	1,4919	1,4826	56
34	1,4826	1,4733	1,4641	1,4550	1,4460	1,4370	1,4282	55
35	1,4282	1,4193	1,4106	1,4020	1,3934	1,3848	1,3764	54
36	1,3764	1,3680	1,3597	1,3514	1,3432	1,3351	1,3270	53
37	1,3270	1,3190	1,3111	1,3032	1,2954	1,2876	1,2799	52
38	1,2799	1,2723	1,2647	1,2572	1,2497	1,2423	1,2349	51
39	1,2349	1,2276	1,2203	1,2131	1,2059	1,1988	1,1918	50
40	1,1918	1,1847	1,1778	1,1709	1,1640	1,1572	1,1504	49
41	1,1504	1,1436	1,1369	1,1303	1,1237	1,1171	1,1106	48
42	1,1106	1,1041	1,0977	1,0913	1,0850	1,0786	1,0724	47
43	1,0724	1,0661	1,0599	1,0538	1,0477	1,0416	1,0355	46
44	1,0355	1,0295	1,0236	1,0176	1,0117	1,0058	1,0000	45
45	1,0000	0,9942	0,9884	0,9827	0,9770	0,9713	0,9657	44
Grad	60'	50'	40'	30'	20'	10'	0'	Grad
<b>Tangente</b>								

**Tabelle Nr. IV. Tangente und Kotangente.**

Grad	Tangente							Grad
	0'	10'	20'	30'	40'	50'	60'	
0	0,0000	0,0029	0,0058	0,0087	0,0116	0,0146	0,0175	89
1	0,0175	0,0204	0,0233	0,0262	0,0291	0,0320	0,0349	88
2	0,0349	0,0378	0,0408	0,0437	0,0466	0,0495	0,0524	87
3	0,0524	0,0553	0,0582	0,0612	0,0641	0,0670	0,0699	86
4	0,0699	0,0729	0,0758	0,0787	0,0816	0,0846	0,0875	85
5	0,0875	0,0904	0,0934	0,0963	0,0992	0,1022	0,1051	84
6	0,1051	0,1081	0,1110	0,1139	0,1169	0,1198	0,1228	83
7	0,1228	0,1257	0,1287	0,1317	0,1346	0,1376	0,1405	82
8	0,1405	0,1435	0,1465	0,1495	0,1524	0,1554	0,1584	81
9	0,1584	0,1614	0,1644	0,1673	0,1703	0,1733	0,1763	80
10	0,1763	0,1793	0,1823	0,1853	0,1884	0,1914	0,1944	79
11	0,1944	0,1974	0,2004	0,2035	0,2065	0,2095	0,2126	78
12	0,2126	0,2156	0,2186	0,2217	0,2248	0,2278	0,2309	77
13	0,2309	0,2339	0,2370	0,2401	0,2432	0,2462	0,2493	76
14	0,2493	0,2524	0,2555	0,2586	0,2617	0,2648	0,2680	75
15	0,2680	0,2711	0,2742	0,2773	0,2805	0,2836	0,2868	74
16	0,2868	0,2899	0,2931	0,2962	0,2994	0,3026	0,3057	73
17	0,3057	0,3089	0,3121	0,3153	0,3185	0,3217	0,3249	72
18	0,3249	0,3281	0,3314	0,3346	0,3378	0,3411	0,3443	71
19	0,3443	0,3476	0,3509	0,3541	0,3574	0,3607	0,3640	70
20	0,3640	0,3673	0,3706	0,3739	0,3772	0,3805	0,3839	69
21	0,3839	0,3872	0,3906	0,3939	0,3973	0,4007	0,4040	68
22	0,4040	0,4074	0,4108	0,4142	0,4176	0,4211	0,4245	67
23	0,4245	0,4279	0,4314	0,4348	0,4383	0,4418	0,4452	66
24	0,4452	0,4487	0,4522	0,4557	0,4592	0,4628	0,4663	65
25	0,4663	0,4699	0,4734	0,4770	0,4806	0,4841	0,4877	64
26	0,4877	0,4913	0,4950	0,4986	0,5022	0,5059	0,5095	63
27	0,5095	0,5132	0,5169	0,5206	0,5243	0,5280	0,5317	62
28	0,5317	0,5355	0,5392	0,5430	0,5467	0,5505	0,5543	61
29	0,5543	0,5581	0,5619	0,5658	0,5696	0,5735	0,5774	60
30	0,5774	0,5812	0,5851	0,5891	0,5930	0,5969	0,6009	59
31	0,6009	0,6048	0,6088	0,6128	0,6168	0,6208	0,6249	58
32	0,6249	0,6289	0,6330	0,6371	0,6412	0,6453	0,6494	57
33	0,6494	0,6536	0,6577	0,6619	0,6661	0,6703	0,6745	56
34	0,6745	0,6788	0,6830	0,6873	0,6916	0,6959	0,7002	55
35	0,7002	0,7046	0,7089	0,7133	0,7177	0,7221	0,7265	54
36	0,7265	0,7310	0,7355	0,7400	0,7445	0,7490	0,7536	53
37	0,7536	0,7581	0,7627	0,7673	0,7720	0,7766	0,7813	52
38	0,7813	0,7860	0,7907	0,7954	0,8002	0,8050	0,8098	51
39	0,8098	0,8146	0,8195	0,8243	0,8292	0,8342	0,8391	50
40	0,8391	0,8441	0,8491	0,8541	0,8591	0,8642	0,8693	49
41	0,8693	0,8744	0,8796	0,8847	0,8899	0,8952	0,9004	48
42	0,9004	0,9057	0,9110	0,9163	0,9217	0,9271	0,9325	47
43	0,9325	0,9380	0,9435	0,9490	0,9545	0,9601	0,9657	46
44	0,9657	0,9713	0,9770	0,9827	0,9884	0,9942	1,0000	45
45	1,0000	1,0058	1,0117	1,0176	1,0236	1,0295	1,0355	44
Grad	60'	50'	40'	30'	20'	10'	0'	Grad
<b>Kotangente</b>								

Tabelle V. Verschiedene Zahlenwerte.

$\pi = 3,1415926536 \ominus 3,1416$	$\frac{\pi}{4} = 0,785398$	$g = 9,81$	$\sqrt{2g} = 4,429447$
$\log \pi = 0,4971498727 \ominus 0,49715$	$\sqrt{\pi} = 1,772454$	$\log g = 0,9916690$	$e = 2,718282$
$\pi^2 = 9,869604$		$g^2 = 96,2361$	$\log e = 0,434295$

Tabelle VI.  $\cos \omega + \lambda \cos 2 \omega$ .

Kurbelwinkel $\omega$	$\cos \omega$	$\cos 2 \omega$	$\lambda = \frac{R}{L} = \frac{1}{4}$	$\lambda = \frac{R}{L} = \frac{1}{4,5}$	$\lambda = \frac{R}{L} = \frac{1}{5}$	$\lambda = \frac{1}{4}$	$\lambda = \frac{1}{4,5}$	$\lambda = \frac{1}{5}$	Kurbelwinkel $\omega$
			$\lambda \cdot \cos 2 \omega$	$\lambda \cdot \cos 2 \omega$	$\lambda \cdot \cos 2 \omega$	$\cos \omega + \lambda \cos 2 \omega$	$\cos \omega + \lambda \cos 2 \omega$	$\cos \omega + \lambda \cos 2 \omega$	
0°	+ 1,000	+ 1,000	+ 0,250	+ 0,222	+ 0,200	+ 1,250	+ 1,222	+ 1,200	0°
15°	+ 0,966	+ 0,866	+ 0,217	+ 0,192	+ 0,173	+ 1,183	+ 1,158	+ 1,139	15°
30°	+ 0,866	+ 0,500	+ 0,125	+ 0,111	+ 0,100	+ 0,991	+ 0,977	+ 0,966	30°
45°	+ 0,707	+ 0,000	+ 0,000	+ 0,000	+ 0,000	+ 0,707	+ 0,707	+ 0,707	45°
60°	+ 0,500	- 0,500	+ 0,125	- 0,111	- 0,100	+ 0,375	+ 0,389	+ 0,40	60°
75°	+ 0,259	- 0,866	- 0,217	- 0,192	- 0,173	+ 0,042	+ 0,067	+ 0,086	75°
90°	0,000	- 1,000	- 0,250	- 0,222	- 0,200	- 0,250	- 0,222	- 0,200	90°
105°	- 0,259	- 0,866	- 0,217	- 0,192	- 0,173	- 0,476	- 0,451	- 0,432	105°
120°	- 0,500	- 0,500	- 0,125	- 0,111	- 0,100	- 0,625	- 0,611	- 0,600	120°
135°	- 0,707	0,000	0,000	0,000	0,000	- 0,707	- 0,707	- 0,707	135°
150°	- 0,866	+ 0,500	+ 0,125	+ 0,111	+ 0,100	- 0,741	- 0,755	- 0,766	150°
165°	- 0,966	+ 0,866	+ 0,217	+ 0,192	+ 0,173	- 0,749	- 0,774	- 0,793	165°
180°	- 1,00	+ 1,000	+ 0,250	+ 0,222	+ 0,200	- 0,750	- 0,778	- 0,800	180°

Tabelle VII.\*

**Knoten, Kilometer, Meter pro Sekunde.**

Knoten pro Stunde	Kilometer pro Stunde	Meter pro Sekunde	Knoten pro Stunde	Kilometer pro Stunde	Meter pro Sekunde
4	7,413	2,06	13	24,091	6,69
4,25	7,876	2,19	13,25	24,554	6,82
4,5	8,339	2,32	13,5	25,018	6,95
4,75	8,802	2,45	13,75	25,481	7,08
5	9,266	2,57	14	25,944	7,21
5,25	9,729	2,70	14,25	26,408	7,34
5,5	10,192	2,82	14,5	26,871	7,46
5,75	10,656	2,96	14,75	27,334	7,59
6	11,119	3,09	15	27,797	7,72
6,25	11,582	3,22	15,25	28,261	7,85
6,5	12,046	3,35	15,5	28,724	7,98
6,75	12,509	3,47	15,75	29,187	8,11
7	12,972	3,59	16	29,651	8,24
7,25	13,435	3,73	16,25	30,114	8,37
7,5	13,899	3,86	16,5	30,577	8,49
7,75	14,362	3,99	16,75	31,041	8,62
8	14,825	4,12	17	31,504	8,75
8,25	15,289	4,25	17,25	31,967	8,88
8,5	15,752	4,38	17,5	32,430	9,01
8,75	16,215	4,50	17,75	32,894	9,14
9	16,678	4,63	18	33,357	9,27
9,25	17,142	4,76	18,25	33,820	9,39
9,5	17,605	4,89	18,5	34,284	9,52
9,75	18,068	5,02	18,75	34,747	9,65
10	18,532	5,15	19	35,210	9,78
10,25	18,995	5,28	19,25	35,673	9,91
10,5	19,458	5,41	19,5	36,137	10,04
10,75	19,921	5,53	19,75	36,600	10,17
11	20,385	5,66	20	37,063	10,30
11,25	20,848	5,79	20,25	37,526	10,42
11,5	21,311	5,92	20,5	37,990	10,55
11,75	21,775	6,05	20,75	38,453	10,68
12	22,238	6,18	21	38,916	10,81
12,25	22,701	6,31	21,25	39,379	10,94
12,5	23,165	6,43	21,5	39,843	11,07
12,75	23,628	6,56	21,75	40,306	11,20

Tabelle VII.

Knoten, Kilometer, Meter pro Sekunde.

Fortsetzung.

Knoten pro Stunde	Kilometer pro Stunde	Meter pro Sekunde	Knoten pro Stunde	Kilometer pro Stunde	Meter pro Sekunde
22	40,769	11,32	31	57,448	15,96
22,25	41,233	11,45	31,25	57,911	16,09
22,5	41,696	11,58	31,5	58,374	16,22
22,75	42,160	11,71	31,75	58,838	16,34
23	42,623	11,84	32	59,302	16,47
23,25	43,086	11,97	32,25	59,765	16,60
23,5	43,549	12,10	32,5	60,228	16,73
23,75	44,013	12,23	32,75	60,691	16,86
24	44,476	12,35	33	61,154	16,99
24,25	44,939	12,48	33,25	61,618	17,12
24,5	45,403	12,61	33,5	62,082	17,25
24,75	45,866	12,74	33,75	62,545	17,37
25	46,329	12,87	34	63,008	17,50
25,25	46,792	13,00	34,25	63,471	17,63
25,5	47,256	13,13	34,5	63,934	17,76
25,75	47,719	13,25	34,75	64,397	17,89
26	48,182	13,38	35	64,860	18,02
26,25	48,646	13,51	35,25	65,324	18,15
26,5	49,109	16,64	35,5	65,788	18,27
26,75	49,572	13,77	35,75	66,251	18,40
27	50,035	13,90	36	66,714	18,53
27,25	50,499	14,03	36,25	67,177	18,66
27,5	50,962	14,16	36,5	67,640	18,79
27,75	51,425	14,28	36,75	68,104	18,92
28	51,889	14,41	37	68,568	19,05
28,25	52,352	14,54	37,25	69,031	19,18
28,5	52,815	14,67	37,5	69,494	19,30
28,75	53,279	14,80	37,75	39,957	19,43
29	53,742	14,93	38	70,422	19,56
29,25	54,205	15,06	38,25	70,885	19,69
29,5	54,668	15,19	38,5	71,348	19,82
29,75	55,132	15,31	38,75	71,812	19,95
30	55,595	15,44	39	72,275	20,08
30,25	56,058	15,57	39,25	72,738	20,21
30,5	56,522	15,70	39,5	73,201	20,33
30,75	56,985	15,83	39,75	73,665	20,46

Vorstehende Tabelle ist berechnet für „admiralty knots“ oder englische Seemeilen.

1 admiralty knot = 6080' engl. = 1,8532 km.

Die deutsche, österreichische und französische Seemeile ist gleich der mittleren Länge einer Bogenminute des Erdmeridians.

1 deutsche Seemeile = 6076,23' engl. = 1,852 km.

**Tabelle VIII.**

**Reibungskoeffizienten.**

(Bearbeitete Flächen ohne Schmiermaterial.)

Stahl auf Weißmetall . . . . .	0,12
Bronze auf Bronze. . . . .	0,2
Gußeisen auf Gußeisen oder Bronze . .	0,14
Stahl auf Bronze . . . . .	0,14—0,15
Schweißeisen auf Schweißeisen . . . .	0,3
Schweißeisen auf Gußeisen oder Bronze	0,18
Eisen auf Eichenholz . . . . .	0,5

Es ist zu vermeiden, Stahl auf Stahl laufen zu lassen, da hierbei leicht ein Anfressen stattfindet. Aus diesem Grunde macht man auch die Muttern auf Stahlbolzen aus Schweißeisen und nicht aus Stahl. Am besten läuft Stahl auf Weißmetall; ein Anfressen der Stahlfläche kommt dabei fast niemals vor.

**Tabelle IX.**

**Eigenschaften gesättigter Wasserdämpfe.**

(Nach Zeuner, Technische Thermodynamik Bd. II, Tab. 12.)

Druck in kg/qcm absolut	Tempera- tur $t$	Flüssig- keits- wärme $q$	Innere latente Wärme $q$	Äußere latente Wärme $A_{pu}$	$u$	Spezi- fisches Gewicht $\gamma = \frac{1}{v}$
0,1	45,549	45,679	539,347	35,406	15,0121	0,0666
0,2	59,755	59,890	528,134	36,701	7,7806	0,1285
0,3	68,742	68,934	521,025	37,507	5,3009	0,1886
0,4	75,467	75,710	515,706	38,101	4,0387	0,2475
0,5	80,899	81,189	511,409	38,576	3,2712	0,3056
0,6	85,484	85,818	507,782	38,972	2,7540	0,3630
0,7	89,469	89,844	504,630	39,314	2,3813	0,4198
0,8	93,003	93,427	501,835	39,604	2,0990	0,4762
0,9	96,187	96,639	499,316	39,882	1,8789	0,5319
1,0	99,088	99,576	497,021	40,125	1,7013	0,5874
1,1	101,758	102,281	494,909	40,346	1,5552	0,6426

Druck in kg/qem absolut	Tempera- tur $t$	Flüssig- keits- wärme $q$	Innere latente Wärme $q$	Äußere latente Wärme $A_{pu}$	$u$	Spezi- fisches Gewicht $\gamma = \frac{1}{v}$
1,2	104,235	104,792	492,950	40,550	1,4328	0,6974
1,3	106,548	107,138	491,121	40,738	0,3287	0,7520
1,4	108,717	109,339	489,405	40,915	1,2391	0,8064
1,5	110,763	111,416	487,786	41,081	1,1612	0,8604
1,6	112,699	113,382	486,255	41,236	1,0928	0,9142
1,7	114,539	115,252	484,800	41,382	1,0321	0,9679
1,8	116,290	117,032	483,415	41,521	0,9780	1,0214
1,9	117,966	118,737	482,089	41,654	0,9295	1,0747
2,0	119,570	120,369	480,820	41,780	0,8857	1,1278
2,1	121,109	121,935	479,603	41,900	0,8460	1,1806
2,2	122,590	123,443	478,431	42,026	0,8102	1,2327
2,3	124,017	124,897	447,303	42,125	0,7766	1,2860
2,4	125,395	126,301	476,213	42,231	0,7461	1,3385
2,5	126,726	127,658	475,160	42,333	0,7180	1,3908
2,6	128,015	128,972	474,140	42,433	0,6920	1,4430
2,7	129,264	130,246	473,152	42,528	0,6678	1,4952
2,8	130,476	131,483	472,193	42,619	0,6454	1,5452
2,9	131,653	132,684	471,262	42,708	0,6244	1,5989
3,0	132,798	133,853	470,357	42,793	0,6048	1,6507
3,1	133,913	134,992	469,475	42,876	0,5864	1,7024
3,2	134,999	136,102	468,616	42,957	0,5692	1,7537
3,3	136,057	137,183	467,779	43,035	0,5529	0,8053
3,4	137,090	138,239	466,962	43,111	0,5376	1,8566
3,5	138,099	139,271	466,164	43,185	0,5232	1,9076
3,6	139,085	140,279	465,384	43,285	0,5095	1,9588
3,7	140,049	141,265	464,621	43,329	0,4965	2,0100
3,8	140,992	142,230	463,875	43,398	0,4842	2,0609
3,9	141,915	143,175	463,145	43,464	0,4725	2,1118
4,0	142,820	144,102	462,429	43,529	0,4614	2,1625
4,1	143,707	145,010	461,728	43,593	0,4508	2,2132
4,2	144,576	145,901	461,040	43,655	0,4407	2,2639
4,3	145,429	146,775	460,366	43,715	0,4311	2,3141
4,4	146,266	147,633	459,704	43,774	0,4218	1,3650
4,5	147,088	148,475	459,053	43,834	0,4130	2,4153
4,6	147,895	149,303	458,415	43,890	0,4046	2,4653
4,7	148,689	150,117	457,787	43,946	0,3964	2,5162
4,8	149,469	150,918	457,170	44,000	0,3887	2,5659
4,9	150,236	151,705	456,563	44,054	0,3812	2,6163
5,0	150,991	152,480	455,966	44,106	0,3740	2,6665

Druck in kg/qcm absolut	Tempera- tur $t$	Flüssig- keits- wärme $q$	Innere latente Wärme $q$	Äußere latente Wärme $A_{pu}$	$u$	Spezi- fisches Gewicht $\gamma = \frac{1}{v}$
5,1	151,734	153,242	455,378	44,159	0,3671	2,7165
5,2	152,465	153,993	454,800	44,209	0,3605	2,7660
5,3	153,185	154,733	454,231	44,257	0,3541	2,8159
5,4	153,895	155,462	453,669	44,307	0,3479	2,8659
5,5	154,594	156,180	453,116	44,355	0,3419	2,9161
5,6	155,282	156,888	452,572	44,401	0,3362	2,9654
5,7	155,961	157,586	452,035	44,447	0,3306	3,0154
5,8	156,631	158,274	451,505	44,493	0,3253	3,0644
5,9	157,292	158,954	450,982	44,538	0,3201	3,1140
6,0	157,944	159,625	450,466	44,582	0,3150	3,1643
6,1	158,587	160,287	449,958	44,624	0,3102	3,2131
6,2	159,222	160,940	449,455	44,668	0,3055	3,2623
6,3	159,849	161,585	448,959	44,709	0,3009	3,3120
6,4	160,467	162,222	448,471	44,749	0,2965	3,3610
6,5	161,079	162,852	447,987	44,790	0,2922	3,4103
6,6	161,683	163,474	447,509	44,830	0,2880	3,4598
6,7	162,279	164,088	447,037	44,870	0,2840	3,5084
6,8	162,869	164,696	446,571	44,909	0,2800	3,5583
6,9	163,452	165,296	446,109	44,948	0,2762	3,6071
7,0	164,028	165,890	445,654	44,985	0,2725	3,6559
7,1	164,598	166,478	445,203	45,021	0,2689	3,7047
7,2	165,161	167,058	444,758	45,058	0,2653	3,7547
7,3	165,718	167,633	444,317	45,094	0,2619	3,8033
7,4	166,270	168,202	443,880	45,130	0,2586	3,8516
7,5	166,815	168,764	443,449	45,166	0,2553	3,9012
7,6	167,355	169,321	443,022	45,200	0,2522	3,9489
7,7	167,889	169,872	442,600	45,234	0,2491	3,9979
7,8	168,418	170,418	442,181	45,268	0,2461	4,0464
7,9	168,941	170,958	441,768	46,301	0,2431	4,0961
8,0	169,459	171,493	441,358	45,334	0,2403	4,1437
8,1	169,972	172,023	440,952	45,366	0,2375	4,1923
8,2	170,480	172,548	440,550	45,398	0,2347	4,2421
8,3	170,983	173,067	440,152	45,430	0,2321	4,2894
8,4	171,482	173,583	439,758	45,461	0,2295	4,3378
8,5	171,976	174,093	439,367	45,492	0,2269	4,3872
8,6	172,465	174,599	438,980	45,523	0,2244	4,4359
8,7	172,950	175,100	438,597	45,553	0,2220	4,4836
8,8	173,430	175,596	438,217	45,583	0,2196	4,5324
8,9	173,906	176,089	437,840	45,612	0,2173	4,5801

Druck in kg/qem absolut	Tempera- tur $t$	Flüssig- keits- wärme $q$	Innere latente Wärme $q$	Äußere latente Wärme $A_{pu}$	$u$	Spezi- fisches Gewicht $\gamma = \frac{1}{v}$
9,0	174,379	176,578	437,466	45,642	0,2150	4,6289
9,1	174,846	177,061	437,097	45,670	0,2128	4,6765
9,2	175,310	177,541	436,730	45,699	0,2106	4,7251
9,3	175,770	178,017	436,366	45,727	0,2085	4,7725
9,4	176,226	178,489	436,005	45,755	0,2064	4,8208
9,5	176,679	178,958	435,647	45,782	0,2043	4,8701
9,6	177,127	179,422	435,293	45,809	0,2023	4,9180
9,7	177,572	179,882	434,941	45,836	0,2004	4,9644
9,8	178,014	180,340	434,591	45,863	0,1984	5,0141
9,9	178,451	180,793	434,245	45,890	0,1965	5,0624
10,00	178,886	181,243	433,901	45,916	0,1947	5,1089
10,25	179,957	182,353	433,054	45,980	0,1902	5,2291
10,50	181,008	183,442	432,223	46,042	0,1859	5,3494
10,75	182,040	184,513	431,406	46,103	0,1818	5,4694
11,00	183,053	185,563	430,605	46,163	0,1779	5,5885
11,25	184,049	186,597	429,817	46,221	0,1742	5,7065
11,50	185,027	187,612	429,044	46,277	0,1706	5,8262
11,75	185,989	188,611	428,283	46,333	0,1672	5,9439
12,00	186,985	189,594	427,534	46,387	0,1639	6,0629
12,25	187,866	190,561	426,798	46,440	0,1607	6,1828
12,50	188,782	191,513	426,073	46,493	0,1577	6,2996
12,75	189,685	192,452	425,359	46,543	0,1548	6,4168
13,00	190,573	193,376	424,657	46,592	0,1520	6,5342
13,25	191,449	194,287	423,964	46,641	0,1492	6,6560
13,50	192,311	195,184	423,282	46,689	0,1466	6,7732
13,75	193,162	196,070	422,609	46,735	0,1441	6,8898
14,00	194,001	196,944	421,945	46,781	0,1417	7,0057
14,25	194,828	197,806	421,290	46,826	0,1393	7,1255
14,50	195,644	198,656	420,645	46,870	0,1370	7,2442
14,75	196,449	199,495	420,009	46,913	0,1348	7,3615
15,00	197,240	200,324	419,380	46,955	0,1327	7,4771
16,00	200,320	203,533	416,947	47,118	0,1249	7,9428
17,00	203,260	206,665	414,621	47,208	0,1177	8,4175
18,00	206,070	209,544	412,399	47,408	0,1117	8,8652
19,00	208,750	212,350	410,279	47,540	0,1061	9,3284
20,00	211,340	215,065	408,230	47,664	0,1010	9,7943

Dieser Tabelle ist ein Wärmeäquivalent  $A = \frac{1}{424}$  zugrunde gelegt.

**Tabelle X.**  
**Schmelzpunkte verschiedener Stoffe.**

Material	Grad Celsius
Antimon . . . . .	430
Blei . . . . .	330
Bronze . . . . .	900
Gold . . . . .	1200
Gußeisen, weiß . . . . .	1050
do. grau . . . . .	1200
Kupfer . . . . .	1100
Platin . . . . .	2500
Quecksilber . . . . .	— 39
Schmiedeeisen . . . . .	1500—1800
Schwefel . . . . .	110
Silber . . . . .	1000
Stahl . . . . .	1350
Wachs (gelbes) . . . . .	60
Weißmetall . . . . .	210—260
Wismut . . . . .	260
Wismut (8 T.), Zinn (3 T.), Blei (5 T.) . . . . .	100
Zink . . . . .	360
Zinn . . . . .	230

**Tabelle XI.**  
**Spezifische Gewichte von Metallen und Legierungen.**

Material	Gewicht von 1 cdm in kg	Material	Gewicht von 1 cdm in kg
Aluminium . . . . .	2,6—2,7	Eisen:	
Antimon . . . . .	6,7	Roheisen, grau . . . . .	6,8—7,5
Blei . . . . .	11,3—11,4	Roheisen, weiß . . . . .	7,6
Aluminiumbronze . . . . .	7,7	Siemens-Martin-Flußeisen . . . . .	7,85
Bronze:		Siemens-Martin-Stahl . . . . .	7,85
Deltametall . . . . .	8,6	Werkzeugstahl . . . . .	7,86
Glockenmetall . . . . .	8,8	Kupfer . . . . .	8,8—9
Manganbronze . . . . .	8,5	Neusilber . . . . .	8,4—8,7
Messing . . . . .	8,4—8,7	Platin . . . . .	21,5
Muntzmetall . . . . .	8,5	Quecksilber . . . . .	13,6
Phosphorbronze . . . . .	8,8	Silber . . . . .	10,5
Rotguß . . . . .	8,7	Weißmetall . . . . .	7,1
Eisen:		Zinn . . . . .	7,3
chemisch rein . . . . .	7,8	Zink . . . . .	7,1
Gußeisen . . . . .	7,25—7,5		
Stahlguß . . . . .	7,8—8		

**Tabelle XII.**

**Spezifische Gewichte verschiedener Stoffe.**

Material	Gewicht von 1 cdm in kg	Material	Gewicht von 1 cdm in kg
Asbestpappe . . . . .	1,2	Korkstein, schwarz	0,56
Asphalt . . . . .	1,1—1,5	Marmor . . . . .	2,7
Zement, loses Pulver	1,15—1,7	Putzwolle, ziemlich	
„ erhärtet . . . . .	2,7—3	lose . . . . .	0,16
Schamottesteine . . . . .	1,85	Schwefel . . . . .	2,0
Konsistentes Fett . . . . .	0,92—0,94	Talg . . . . .	0,91
Kautschuk, roh . . . . .	0,92—0,96	Ziegelsteine, ge-	
„ vulkanisiert . . . . .	1,45	wöhnlich . . . . .	1,94
Kreide . . . . .	1,8—2,6	„ Klinker . . . . .	1,91
Korkstein, weiß . . . . .	0,25	Leder . . . . .	0,86—1,02

**Tabelle XIII.**

**Spezifische Gewichte von Kohlsorten.**

Material	Gewicht von 1 cdm in kg	Material	Gewicht von 1 cdm in kg
Anthrazit . . . . .	1,4—1,7	Koks, geschüttet . . . . .	0,4
Braunkohle . . . . .	0,8—1,5	Steinkohle . . . . .	1,2—1,5
Koks . . . . .	1,4	„ geschüttet . . . . .	0,75

**Tabelle XIV.**

**Spezifische Gewichte von Hölzern.**

(Vgl. Johow, Hilfsbuch f. d. Schiffbau).

Material	Gewicht von 1 cdm in kg	
	frisch	lufttrocken
Eiche . . . . .	0,89—1,06	0,65—0,92
Esche . . . . .	0,78—0,93	0,54—0,85
Fichte, Rottanne . . . . .	0,79—0,99	0,38—0,48
Kiefer, Föhre . . . . .	0,81—1,00	0,46—0,76
Kork . . . . .	—	0,24
Pitch Pine . . . . .	—	0,66
Pockholz . . . . .	—	1,26—1,34
Tanne, Weißtanne . . . . .	0,89	0,45—0,75
Teak . . . . .	—	0,88—0,98
Nußbaum . . . . .	0,91—0,92	0,6—0,81
Mahagoni . . . . .	—	0,56—1,06

Tabelle XV.

**Spezifische Gewichte von Flüssigkeiten.**

Material	Gewicht von 1 cdm in kg	Material	Gewicht von 1 cdm in kg
Alkohol, absolut . .	0,79	Salpetersäure, konz.	1,53
Kienöl . . . . .	0,85	Salzsäure, konz. . .	1,19
Leinöl. . . . .	0,94	Schwefelsäure, konz.	1,84
Mineralöl . . . . .	0,90—0,92	Seewasser . . . . .	1,025
Rüböl. . . . .	0,91	Wasser, destilliert	
Petroleum . . . . .	0,80—0,90	bei 4° Celsius . .	1,00
Quecksilber . . . . .	13,6		

Tabelle XVI.

**Spezifische Gewichte von Gasen**

bei 760 mm Quecksilbersäule Druck und 0° Celsius.

Gas	Gewicht von 1 cdm in kg	Gas	Gewicht von 1 cdm in kg
Kohlenoxyd . . . . .	1,250	Sauerstoff . . . . .	1,429
Kohlensäure . . . . .	1,978	Stickstoff . . . . .	1,256
Leuchtgas . . . . .	0,690	Wasserdampf (siehe	
Luft . . . . .	1,293	Tabelle Nr. XXII)	—
Methan . . . . .	0,720	Wasserstoff . . . . .	0,0896

Ist  $G$  das spezifische Gewicht eines Gases bei 760 mm Druck und 0° Celsius, so ist dasselbe bei einem Druck von  $p$  mm Quecksilbersäule und der Temperatur  $t$

$$G_1 = G \frac{p}{760} \left( \frac{1}{1 + \alpha t} \right),$$

wobei der Ausdehnungskoeffizient  $\alpha$  für alle Gase ungefähr gleich

und  $= \frac{1}{273} = 0,00366$  ist.

735 mm Quecksilbersäule = 1 at = 1 kg/qcm.

Tabelle XVII.

**Wärme-Ausdehnung von starren Körpern.**

Bei einer Temperaturzunahme von  $100^{\circ}$  dehnt sich ein Stab von 1 mm Länge um  $a$  mm aus.

Material	$a$	Material	$a$
Blei . . . . .	2,9	Schweißeisen . . . .	1,2
Bronze . . . . .	1,8	Stahl . . . . .	1,1—1,2
Eichenholz . . . . .	0,8	Tannenholz . . . . .	0,35
Gußeisen . . . . .	1,1	Zink . . . . .	3
Kupfer i. Mittel . . .	1,6		

Tabelle XVIII.

**Festigkeit und Dehnung verschiedener Materialien.**

Material	Bruchfestigkeit kg/qmm <sup>1)</sup>	Dehnung auf 200 mm Länge %	Elastizitäts- grenze	Elastizitäts- Modul.
Gewöhnlich. graues Gußeisen . . . . .	12—14			
do. Druck	70—75	—	—	750 000
Sehr gutes und festes Gußeisen, Zylinderguß do. Druck	16—21 75—80	—	—	1 050 000
Gutes Schweißeisen, kleine Schmiedestücke	34—38	14—18	20—25	2 000 000
Siemens-Martin-Flußeisen je nach Kohlenstoffgehalt geschmiedet . .	38—42	20—25	20—30	2 150 000
Siemens-Martin-Stahl für Wellen usw.geschmiedet	45—55	20—25	25—35	2 200 000
Tiegelstahl, beste Qualität geschmiedet . . . . .	45—55	20—25	25—35	2 200 000
Nickelstahl, geschmiedet	55—62	20	38	2 200 000
Werkzeugstahl, ungehärtet	75—90	—	40 u.mehr	2 200 000
Stahlgußstücke (Siemens-Martin) . . . . .	40—50	18—20	20—30	2 150 000

<sup>1)</sup> Für die Schub- oder Scherfestigkeit nimmt man meist  $\frac{4}{5}$  der Zugfestigkeit.

Tabelle XVIII.

Festigkeit und Dehnung verschiedener Materialien.  
(Fortsetzung.)

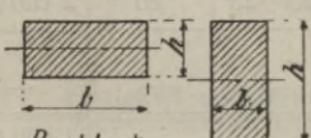
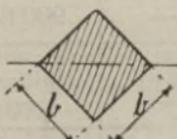
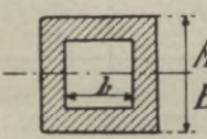
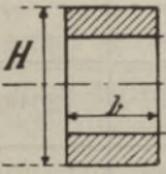
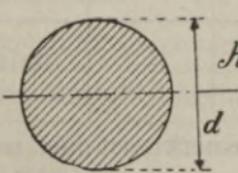
Material	Bruchfestigkeit kg/mm	Dehnung auf 200 mm Länge %	Elastizitäts- grenze	Elastizitäts- Modul.
Kesselbleche aus Flußeisen (weichem Stahl)	38—42	20—25	25	2 150 000
Bester Tiegelgußstahl- draht für Ia Stahltrossen . .	150—180	—	—	—
Messing, gewalzt . . . . .	15	—	—	1 100 000
Bester Rotguß, Flanschen- metall, Bronze f. Ventile	20—30	min- destens 10—20	—	900 000
Muntzmetall, gewalzt oder geschmiedet . . . . .	34	—	—	—
Deltametall, geschmiedet	34—37	—	18	1 000 000
Manganbronze, gegossen (Propellerflügel). . . . .	30—45	15—25	—	—
Manganbronze, gezogen (Schraubenbolzen) . .	40—50	20—40	—	—
Kupferblech . . . . .	20—23	38	14	1 100 000
Kupferdraht . . . . .	bis 28	—	—	—
Eichenholz { in Richtung der Faser }	11 Zug 6,6 Druck	—	—	120 000
Kiefernholz { in Richtung der Faser }	11 Zug 4,5 Druck	—	—	120 000
Eschenholz { in Richtung der Faser }	12 Zug 6,6 Druck	—	—	100 000

B e m e r k u n g. Wo nichts weiteres bemerkt, ist hier unter Bruchfestigkeit Zugfestigkeit verstanden.

Die Ziffer für die D e h n u n g gibt an, um wieviele Prozent ein Probestab von 200 mm Länge sich beim Zerreißen verlängert.

Tabelle XIX.

Flächeninhalte, äquatoriale Trägheitsmomente und Widerstandsmomente verschiedener Querschnitte.

Querschnitt	Fläche $F$	Trägheitsmoment $J$	Widerstandsmoment $W$
 <p>Rechteck</p>	$b \cdot h$	$\frac{b \cdot h^3}{12}$	$\frac{b h^2}{6}$
 <p>Quadrat</p>	$b^2$	$\frac{b^4}{12}$	$\frac{\sqrt{2}}{12} b^3 = 0,118 b^3$
 <p>Hohlquadrat</p>	$B^2 - b^2$	$\frac{B^4 - b^4}{12}$	$\frac{1}{6} \cdot \frac{B^4 - b^4}{B}$
 <p>Gurlungen</p>	$b(H - h)$	$b \cdot \frac{H^3 - h^3}{12}$	$b \cdot \frac{H^3 - h^3}{H \cdot 6}$
 <p>Kreis.</p>	$\frac{d^2 \pi}{4} = 0,7854 d^2$	$\frac{d^4 \pi}{64} = 0,0491 d^4$	$\frac{d^3 \pi}{32} = 0,0982 d^3$

1) Für die horizontale Schwerachse.

Tabelle XIX.

Flächeninhalte, Trägheitsmomente und Widerstandsmomente verschiedener Querschnitte.

(Fortsetzung.)

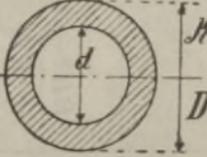
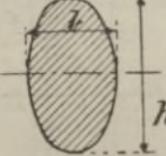
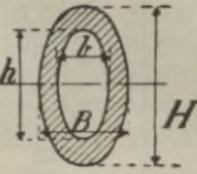
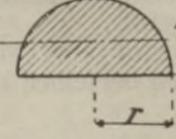
Querschnitt	Fläche $F$	Trägheitsmoment $J$	Widerstandsmoment $W$
 <p><i>Kreisring</i></p>	$(D^2 - d^2) \frac{\pi}{4}$	$(D^4 - d^4) \frac{\pi}{64}$	$\frac{D^4 - d^4}{D} \frac{\pi}{32}$
 <p><i>Ellipse.</i></p>	$b \cdot h \cdot \frac{\pi}{4}$	$b \cdot h^3 \cdot \frac{\pi}{64}$	$b \cdot h^2 \cdot \frac{\pi}{32}$
 <p><i>Elliptischer Ring.</i></p>	$(BH - bh) \frac{\pi}{4}$	$(BH^3 - bh^3) \frac{\pi}{64}$	$\frac{BH^3 - bh^3}{H} \frac{\pi}{32}$
 <p><i>Halbkreis.</i></p>	$\frac{r^2 \pi}{2}$	$0,11 r^4$	für $h_1$ $0,19 r^3$ für $h_2$ $0,26 r^3$ $h_2 =$ $0,424 r$

Tabelle XIX.

Flächeninhalte, Trägheitsmomente und Widerstandsmomente verschiedener Querschnitte.

(Fortsetzung.)

Querschnitt	Fläche $F$	Trägheits- Moment $J$	Wider- stands- Moment $W$
	$BH - bh$	$\frac{BH^3 - bh^3}{12}$	$\frac{BH^3 - bh^3}{6H}$
	$BH + bH$	$\frac{Bh^3 + bH^3}{12}$	$\frac{Bh^3 + bH^3}{6H}$
	$BH - bh$	$\frac{(BH^2 - bh^2)^2 - 4BHbh(H-h)^2}{12(BH - bh)}$	$\frac{(BH^2 - bh^2)^2 - 4BHbh(H-h)^2}{6(BH^2 + bh^2 - 2bHh)}$

Die angegebenen Trägheitsmomente und Widerstandsmomente gelten für Axen, welche durch den Schwerpunkt gehen.

Das Trägheitsmoment einer Fläche, bezogen auf eine zur Schwerpunktsachse parallele Achse im Abstände  $a$  von derselben ist

$$J_1 = J + Fa^2.$$

Die hier angegebenen Trägheitsmomente nennt man äquatoriale Trägheitsmomente.

Tabelle XX.

**Äquatoriale Trägheitsmomente »J« und Widerstandsmomente »W«  
kreisförmiger Querschnitt vom Durchmesser »d«.**

$d$	$J = \frac{d^4 \pi}{64}$	$W = \frac{d^3 \pi}{32}$	$d$	$J = \frac{d^4 \pi}{64}$	$W = \frac{d^3 \pi}{32}$
10	490,9	98,17	30	39 761	2 651
10,5	596,4	113,6	31	45 333	2 925
11	718,7	130,7	32	51 472	3 217
11,5	858,5	149,3	33	58 214	3 528
12	1 018	169,6	34	65 597	3 859
12,5	1 179	188,6	35	73 662	4 209
13	1 402	215,7	36	82 448	4 580
13,5	1 630	241,5	37	91 998	4 973
14	1 886	269,4	38	102 354	5 387
14,5	2 170	299,3	39	113 561	5 824
15	2 485	331,3	40	125 664	6 283
15,5	2 833	365,6	41	138 709	6 766
16	3 217	402,1	42	152 745	7 274
16,5	3 638	441,0	43	167 820	7 806
17	4 100	482,3	44	183 984	8 363
17,5	4 604	526,2	45	201 289	8 946
18	5 153	572,6	46	219 787	9 556
18,5	5 750	621,6	47	239 551	10 193
19	6 397	673,4	48	260 576	10 857
19,5	7 098	728,0	49	282 979	11 550
20	7 854	785,4	50	306 796	12 272
21	9 547	909,2	51	332 086	13 023
22	11 499	1 045	52	358 908	13 804
23	13 737	1 194	53	387 233	14 616
24	16 286	1 357	54	417 393	15 459
25	19 175	1 534	55	449 180	16 334
26	22 432	1 726	56	482 750	17 241
27	26 087	1 932	57	518 166	18 181
28	30 172	2 165	58	555 497	19 155
29	34 719	2 394	59	594 810	20 163

Tabelle XX.

Äquatoriale Trägheitsmomente » $J$ « und Widerstandsmomente » $W$ « kreisförmiger Querschnitte und Durchmesser » $d$ «.

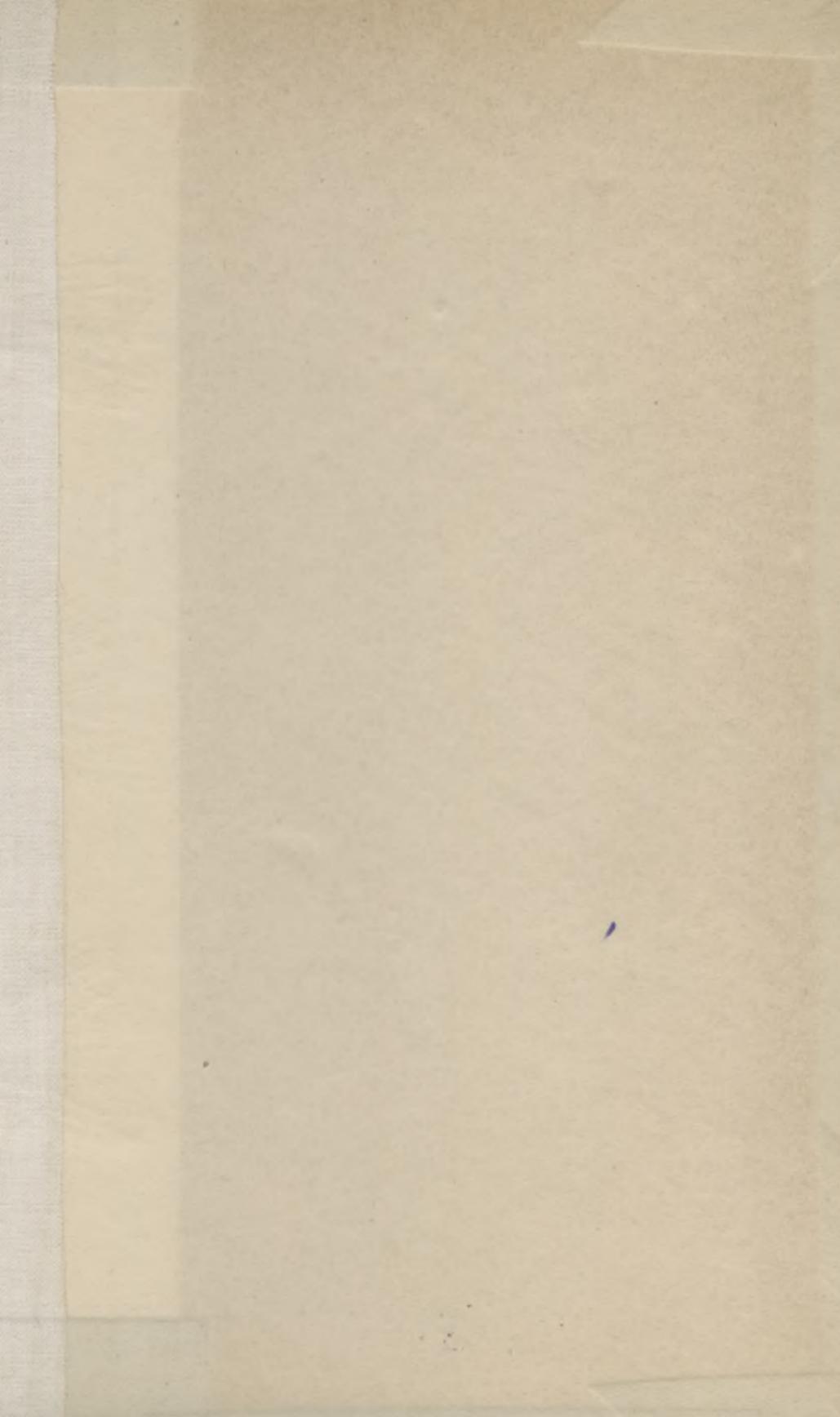
(Fortsetzung.)

$d$	$J = \frac{d^4 \pi}{64}$	$W = \frac{d^3 \pi}{32}$	$d$	$J = \frac{d^4 \pi}{64}$	$W = \frac{d^3 \pi}{32}$
60	636 172	21 206	80	2 010 619	50 265
61	679 651	22 284	81	2 113 051	52 174
62	725 332	23 398	82	2 219 347	54 130
63	773 272	24 548	83	2 329 605	56 135
64	823 550	25 736	84	2 443 920	58 189
65	876 240	26 961	85	2 562 392	60 292
66	931 420	28 225	86	2 685 120	62 445
67	989 166	29 527	87	2 812 025	64 648
68	1 049 556	30 869	88	2 943 748	66 903
69	1 112 660	32 251	89	3 079 853	69 210
70	1 178 588	33 674	90	3 220 623	71 569
71	1 247 393	35 138	91	3 336 165	73 982
72	1 319 167	36 644	92	3 516 586	76 448
73	1 393 995	38 192	93	3 671 992	78 968
74	1 471 963	39 783	94	3 832 492	81 542
75	1 553 156	41 417	95	3 998 198	84 173
76	1 637 662	43 096	96	4 169 220	86 859
77	1 725 571	44 820	97	4 345 671	89 601
78	1 816 972	46 589	98	4 527 664	92 401
79	1 911 967	48 404	99	4 715 315	95 259
			100	4 908 738	98 175





S - 98



Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000297141