

VI. Nebenteile der Ölmotoren.

319. Hochdruckflaschen werden meist von Spezialfabriken bezogen. Die nachstehenden Abb. 1 und 2 zeigen verschiedene Schnitte durch eine Einblaseflasche. Der Kopf mit den Armaturen (schwach ausgezogen) entspricht den Fig. 40 und 41 in § 111 d. Es bedeutet:

K Leitung vom Kompressor. (Das Ende dieser Leitung soll mindestens bis auf halbe Höhe in die Flasche hineingeführt werden, damit die Luft erst Öl und Kondenswasser abgibt, ehe sie in die Einblaseleitung eintritt.) *E* Einblaseleitung zum Brennstoffventil, *M* Leitung zum Manometer, *A* Leitung zum Anlaßgefäß (Überfüllleitung), *W* Entwässerungsleitung zum Ablassen des sich am Boden ansammelnden Öles und Kondenswassers. Die Handräder zur Absperrung der Leitungen sind entsprechend mit *HK*, *HE*, *HA* und *HW* bezeichnet.

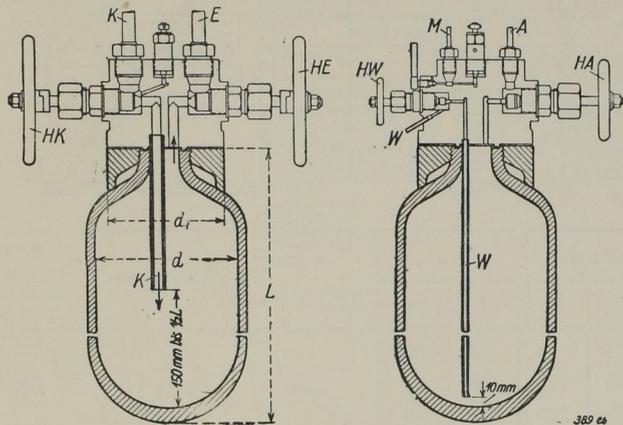


Abb. 1. Einblaseflasche mit Ventilkopf. Abb. 2.

Größe	1	2	3	4	5	
Inhalt	40	60	100	200	300	l
Länge <i>L</i>	1530	1610	1770	2070	4420	mm
Durchmesser <i>d</i>	190	240	300	300	300	mm
Durchmesser <i>d</i> ₁	150	150	150	150	150	mm
Gewicht	76	91	115	192	380	kg

Lieferanten: Mannesmannröhrenwerke, Düsseldorf.
Preß- und Walzwerk, Düsseldorf-Reisholz.

Als Anlaßgefäße werden ebenfalls solche Flaschen verwendet, mit einem entsprechenden Kopf mit Armaturen nach § 111 c, Bd. I. Dichtigkeitsprobe von 24 Stunden im Wasserbad bei mit Luft von 80 at gefülltem Gefäß (Marinevorschrift).

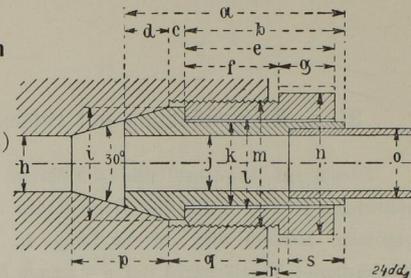
Inhalt der Druckluftgefäße:

Einblaseflasche 0,6 bis 1 l/PS_c, Anlaßflasche 3 bis 5 l/PS_c.

Probendruck: Bei 150 at noch 2 1/2 fache Sicherheit oder 1/3 unter Fließgrenze. Der Rostgefahr wegen nicht mit Wasser, sondern mit Schmieröl abpressen.

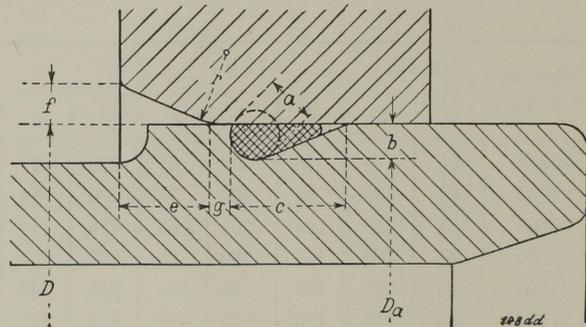
319 a. Verschraubungen für Hochdruckluftflaschen.

(Beachte auch § 114.)



PS _c	Druckverhältnis	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l	m	n	o	p	q	r	s
1	1/2	40	30	2	6	2,6	17	9	4	18	4	10	11	1/2 55	245	7	20	12	2	8
2	6/3	46	33	3	10	3,0	20	10	6	18	6	12	13	1/2 60	270	9	23	18	2	10
3	10/1,5	55	39	4	12	3,6	24	12	10	25	10	18	19	1/2 65	330	13	27	25	3	12
4	15/1,9	68	49	5	14	4,4	28	16	15	32	15	24	25	1/2 70	420	19	30	30	3	15
5	20/2,4	80	58	6	16	5,4	34	20	20	40	20	30	31	1/2 75	500	24	35	36	4	20

319 b. Gummiringdichtung zwischen Kühlmantel und Zylinderbüchse.

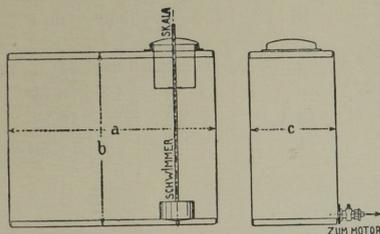


<i>D</i> ~	bis 250	bis 380	bis 600	bis 900	mm
<i>a</i> =	7,5	7,5	10	10	mm
<i>b</i> =	4,5	4,5	7	7	"
<i>c</i> =	18	18	22	22	"
<i>e</i> =	15	28	32	38	"
<i>f</i> =	6	7	8	10	"
<i>g</i> =	3	3	4	4	"
<i>r</i> =	10	12	13	15	"

Innerer Durchmesser des Gummiringes im ungespannten Zustand:

<i>D</i> _i =	<i>D</i> _a - 20	<i>D</i> _a - 30	<i>D</i> _a - 50	<i>D</i> _a - 70	mm
-------------------------	----------------------------	----------------------------	----------------------------	----------------------------	----

320. Tabelle. Abmessungen für kleinere Brennstoffbehälter.



Bei diesen macht man die Behälter vielfach mit rechteckiger Grundfläche.

PS	a	b	c
1—2	350	350	200
3—4	450	450	200
6—8	600	600	250
10—25	750	750	250

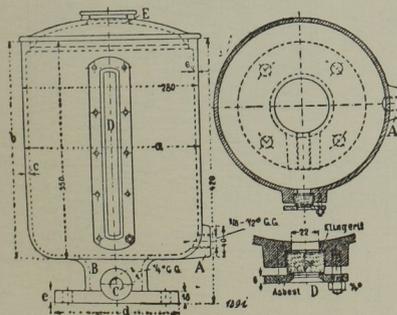
321. Tabelle. Abmessungen für größere Brennstoffbehälter.

Bei größeren Ausführungen gibt man dem Brennstoffbehälter eine zylindrische Form.

Motorleistung	25	30	40	50	60	70	80	100	125 PS
lichter Durchm.	= 650	710	765	870	930	960	980	1020	1130 mm
Höhe	= 960	960	1050	1100	1100	1200	1350	1510	„
Fülleitung (l.W.)	= 3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	1	1	1	1 Zoll
Leit. z. Mot. (l.W.)	= 3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	1	1	1	„
nützbarer Inhalt des Behälters	= 270	320	400	540	620	750	850	1000	1200 Ltr

Für größere Motoren ordnet man 2 Behälter nebeneinander an.

322. Tabelle. Abmessungen für auf den Motor montierte Brennstoffbehälter. (Zweitakt-Rohölmotoren.)



PS	a	b	c
4—6	250	350	7
10—12	300	350	8
15	350	380	9
20	400	400	10
25	430	430	10
30	450	450	12

Vorteilhaft wird in Einfüllöffnung E ein Sieb eingehängt, um Unreinigkeiten aus dem Behälter fern zu halten.

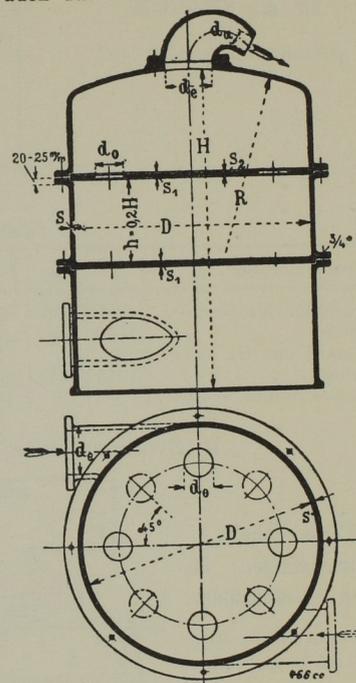
Text für die Brennstoffbehälter vgl. 320.

Die in die Abbildung eingeschriebenen Maße gelten für 4—6-PS-Zweitakt-Rohölmotor.

323. Auspufftöpfe für Dieselmotoren.

Die nachstehend angegebenen Auspufftöpfe können mit den gleichen Abmessungen auch für alle anderen Ölmotoren verwendet werden.

Die Mäntel werden ohne Packung zusammengeschrubt. Sollen zugleich 2 Auspuffrohre in den Topf münden, so muß, um die Strömungsrichtung einzubehalten, der zweite Anschluß auf die in beistehender Abbildung strichpunktierte Weise vorgesehen werden. Die Öffnung mit dem Durchmesser d_a ist im Betriebe ausprobiert und läßt die Gase fast geräuschlos austreten, ohne Rückdruck auf die Zylinder auszuüben. Wird ganz besonderer Wert auf ruhigen Auspuff gelegt, so wählt man den nächstgrößeren Auspufftopf und füllt das Oberteil mit groben Drehspänen. Die Späne rosten leicht und müssen deshalb alle 1/4 Jahr erneuert werden. Der Topf soll möglichst in der Nähe des Motors aufgestellt werden, Leitung vom Motor bis zum Topf mit Gefälle legen. Wassersack muß vermieden werden.



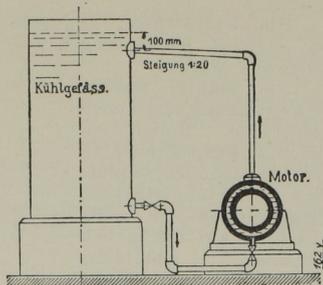
Tab. 323. Vorläufige Hauptabmessungen.

PS	Inhalt Liter	D	H	R	de	da	do	s	s1	s2
20—30	300	575	1200	900	80	32	70	10	16	10
40—50	500	675	1350	1100	100	38	100	12	16	10
60—80	800	800	1550	1500	125	45	130	13	18	12
100—150	1200	950	1700	1600	160	65	140	15	20	14
160—200	2000	1150	2000	1800	200	85	160	16	22	16

A. Selbsttätige Umlaufkühlung.

325. Tabelle. Abmessungen für die Kühlgefäße.

(Beschreibung in D 149.)

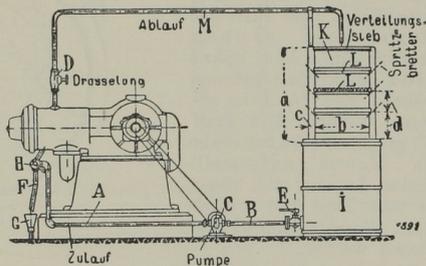


Motorleistung	2	3	4—5	6—8	10—12	16 PS
Durchm. des Gefäßes	850	950	850	950	850	950 mm
Höhe " Gefäßes	1800	2000	1800	2000	1800	2000 "
Anzahl der Gefäße	1	1	2	2	4	4 "
Inhalt	1015	1415	2030	2830	4060	5660 Ltr
Rohre, lichte Weite	1	1	1 1/4	1 1/4	1 1/2	1 1/2 Zoll

B. Zwangsweiser Umlauf.

326a. Tabelle. Abmessungen für den Hordenkühler.

(Beschreibung hierzu in D 149.)



Motorleistung	2—4	6	8—10	15—20	30	40	50 PS
Inhalt des Gefäßes <i>J</i> =	200	300	400	800	1200	1500	2000 Ltr
Höhe " <i>a</i> =	700	800	800	1000	1500	1500	1700 mm
Breite × Tiefe <i>b</i> =	450	520	520	600	700	700	750 "
Pfosten (quadrat) <i>c</i> =	65	65	65	65	75	75	75 "
Maß <i>d</i> =	200	200	200	200	200	200	200 "
Etagenzahl <i>e</i> =	3	3	3	4	4	4	5 "

Stärke der Hordenlatten *L* = 20 × 25 mm, Zwischenraum 5 mm.

Material des Hordenkühlwerkes: Holz, des Fasses *J*: Holz oder Eisen.

326b. Tabelle. Abmessungen von Kaminkühler.

Motorleistung	50	100	150	250	350	450	550	700 PS
Umlauf. Wassermenge	4	8,5	13	20	30	34	45	54 m ³ /st
Platzbedarf	4	5,5	6	7	9	10	12	16 m ²
Holzühlturmhöhe . .	10	11	13	16	17	17	18	19 m
Inhalt Hochbehälter .	2	3	4	5	7	8	9	13 m ³

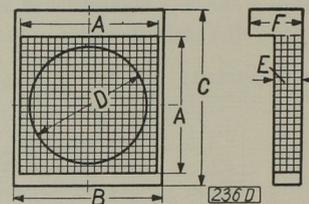
326c. Tabelle. Abmessungen von Lattengradierwerken.

Motorleistung	50	100	150	250	350	450	550	700 PS
Umlauf. Wassermenge	4	8	13	20	30	34	45	54 m ³ /st
Platzbedarf	3	6	7	10	15	20	23	28 m ²
Inhalt Hochbehälter .	2	3	4	5	7	8	9	18 m ³

Diese Tabellen geben nur Anhaltspunkte, man kann von den Werten je nach den Umständen abweichen.

326d. Tabelle. Abmessungen von Rippenrohrkühlern für Dieselmotoren.

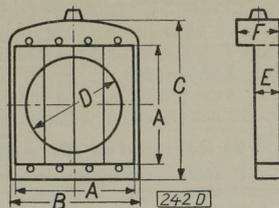
Maße A ÷ F in cm.



PS	A	B	C	D	E	F	Stirnfläche dm ²	Direkte	In-	Gesamte	Gewicht in kg
								Kühlfläche	direkte		
1,5—8,5	35	42	50	35	7	17	14	0,72	4,8	1,2	
10—15	50	54	60	45	7	17	23,5	1,03	7,03	8,06	
16—20	50	54	65	45	10	20	25	1,59	7,52	9,11	
27—32	60	64	77	55	10	20	36	2,27	10,75	13,02	28
40—46	70	74	90	60	10	20	49	3,23	15,72	18,55	60
65	80	86	100	70	11,5	20	64	4,73	35,20	39,93	
70—80	80	86	105	70	11,5	20	68	5,03	37,4	42,43	
90—100	90	97	115	80	11,5	20	85,5	6,32	46,2	52,52	

326e. Tabelle. Abmessungen von Normal-Elementen-Kühlern für Dieselmotoren.

Maße $A \div F$ in cm.



PS	A	B	C	D	E	F	Zahl Elem.	Ge- wicht kg	Stirn- fläche dm ²	Di- rekte Kühlfläche in m ²	Indi- rekte Kühlfläche in m ²	Ge- samte Kühlfläche in m ²
6—8	45	46	62,5	38	10	17	4	30	16	0,98	4,46	5,39
10—15	50	56	70	43	10	17	5	40	22,5	1,32	6,27	7,59
16—24	60	56	80	48	10	17	5	48	27,5	1,62	7,66	9,28
25—32	65	66	85	58	10	17	6	55	36	2,12	9,78	11,85
33—45	75	77	95	68	10	17	7	70	49	2,89	13,65	16,54
50—60	80	88	102,5	73	11,5	20	8	100	60	4,08	19,23	23,31
75	85	100	107,5	78	11,5	20	9	140	72	4,89	23,08	27,97
100	105	110	130	98	13	20	10	195	100	7,68	36,23	43,91
130	105	140	130	98	13	20	13	250	130	9,98	47,1	57,08

Größenwahl: Werden Maschinen mit Kühlern in heißen Gegenden oder ungewöhnlich temperierten Räumen aufgestellt, dann nimmt man vorteilhafter die nächst größere Kühltype, um gegen etwaige Kühschwierigkeiten gesichert zu sein.

Wasserpumpe für Kühler: Die Wasserpumpe für Bienenkorbkühler muß rd. die vierfache Menge fördern können als bei Durchfußkühlung. Wenn die Maschine 20 ÷ 25 ltr/PS-st Wasser verbraucht bei Durchfußkühlung (Normalwert für alle Maschinen), dann muß die Pumpe 80 ÷ 100 ltr/PS-st liefern können. Dabei ist also vierfacher Wasserumlauf in Rechnung gesetzt.

Angenommen bei vierfachem Wasserumlauf betrage z. B. der Temperaturunterschied 40° C (Kühlwassertemp. weniger Lufttemp.). Das ergäbe einen großen Kühler, da das Wasser um 40° abgekühlt werden muß. Wird das Wasser aber nur um 10° abgekühlt und läuft viermal durch den Kühler, dann kommt man mit einem kleineren Kühler aus, was sich naturgemäß auf die Anschaffungskosten auswirkt.

327 ÷ 330. Rohrleitungen.

Vgl. D 111a ff. u. 165 ff.

Brennstoffleitungen vgl. D 141a ÷ b.

327 a ÷ c. Rohrabmessungen.

d. Flanschverbindungen für Hoch- und Niederdruck-Rohrleitungen.

328 ÷ 329. Rohrleitungspläne.328 a ÷ d. Rohrleitungspläne einer AEG-Burmeister & Wain stehenden, sechszyindrigen einfachwirkenden Viertakt-Schiffsdieselmachine¹⁾.

- a. Kühlwasseranlage.
- b. Schmierölanlage.
- c. Treibölanlage.
- d. Preßluftanlage.

329. Rohrleitungsplan einer stehenden, ortsfesten, sechszyindrigen Viertakt-Dieselmachine der Gasmotorenfabrik Deutz A.-G.

¹⁾ Vgl. AEG-Mitteilungen 1926, S. 42 ff.**327. Rohrleitungen.**a) **Lagersorten.** Man hält zweckmäßig Rohre und Rohrteile folgender Lichtweiten auf Lager:Für Kühlwasser $\frac{1}{2}$ $\frac{3}{4}$ 1 $1\frac{1}{4}$ $1\frac{1}{2}$ 2 $2\frac{1}{2}$ 3 $3\frac{1}{2}$ 4 $4\frac{1}{2}$ Zoll
" Auspuffleitung 50 65 90 100 120 150 175 mm
Zwischengrößen würden zu viel Sorten Lagerbestand erfordern.b) **Rohrweiten für Verpuffungsmotoren.**1. **Kühlwasserleitung.** Wassergeschwindigkeit $v \sim 1$ m/sek.

Leistung je Zylinder bis	5	10	20	30	50 PS
Frischwasser { Zufluß l. W. . .	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$ "
Abfluß " " . . .	$\frac{3}{4}$	1	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$ "
Rückkühlung { Zufluß l. W. . .	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$ "
durch Pumpe { Abfluß " " . . .	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	2 "

Bei Mehrzylindermotoren } bei 2 3 4 Zylindern
für die Hauptleitung . . } den 1,2 1,5 1,8 fachen Durchm.2. **Erwünschte Pumpenleistung** für das Kühlwasser wählt man entsprechend den Angaben in Bd. I D 149 ÷ 151.3. **Auspuffleitung** für Verpuffungsmotoren.

Leistung je Zylinder bis	4	6	10	12	20	30	50 PS
bis Auspufftopf l. W.	50	60	80	100	120	150	175 mm
vom Topf ins Freie " "	60	80	100	120	150	175	200 "

c) **Rohrweiten für Dieselmachines.**1. **Kühlwasserzulauf** (nur Frischwasser):

Anzahl der Zylinder	Leistung je Zylinder bis								
	30	50	70	90	100	125	150	175	200 PS
Zulaufleitung { Einzylinder	$\frac{3}{4}$	1	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	2	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$ "
{ Zweizylinder	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	2	$2\frac{1}{2}$	3	3 "
{ Dreizylinder	1	1	$1\frac{1}{2}$	2	2	$2\frac{1}{2}$	3	$3\frac{1}{2}$	4 "
{ Vierzylinder	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	2	$2\frac{1}{2}$	3	3	$3\frac{1}{2}$	4	$4\frac{1}{2}$ "

2. **Ableitung des Kühlwassers** meist $\frac{1}{2}$ bis 1" größeren Durchm.
Beispiel. Vierzyl. 4×90 PS. Am Zylinder $1\frac{1}{4}$ "", Hauptleitung $2\frac{1}{2}$ "".3. **Auspuffleitung** Querschnitt $\sim 1,3 \times$ freier Ventilquerschnitt.

Leistung je Zyl.	10	16	25	40	60	100	125	150	200 PS
bis Auspufftopf	50	75	90	100	125	150	175	200	250mm
vom Topf ins Freie	75	90	100	125	150	175	200	250	275mm

Bei Mehrzylindermotoren wird die Leitung entsprechend der Leistung eines Zylinders gewählt, da das Ausstoßen der Gase wechselweise erfolgt.

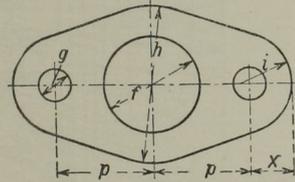
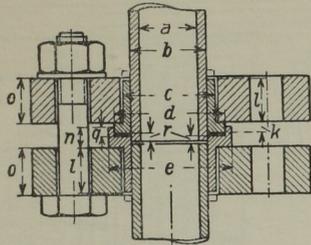
327 d. Flanschverbindungen für Hoch- und Niederdruckrohrleitungen. Vgl. DIN 2530 u. ff.

Werkstoff für Hoch- und Niederdruck: Rohre nahtlos gezogen Mannesmann, Flanschen *F* und hart aufgelötete Büchsen *B* aus SM Stahl. Als Dichtung wird Klingerit verwendet.

Abmessungen für Niederdruckflanschen. Fig. 1 und 2.

Hier nicht angegebene Maße entnehme man der Tabelle für Hochdruckflanschen.

Fig. 1.
Flanschverbindung
zweier Rohre.

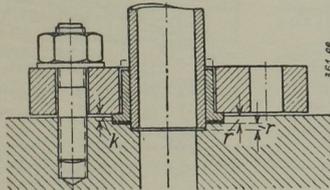


<i>a</i>	<i>b</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>	<i>i</i>	<i>o</i>	<i>p</i>	<i>x</i>	<i>s</i>	<i>t</i>			
13	21	30	14	56	18	20	33	15	62	43			
19	26	35	14	56	18	20	35	15	70	43			
25	33	42	14	68	22	20	42	18	71	43			
30	38	47	18	80	25	20	46	21	76	48			
33	41,5	50	18	80	25	25	48	21	86	53			
38,5	47,5	60	18	100	28	25	53	28	93	58			
42	51	60	22	100	28	25	53	28	93	58			

Abmessungen für Hochdruckflanschen. Fig. 1 und 2

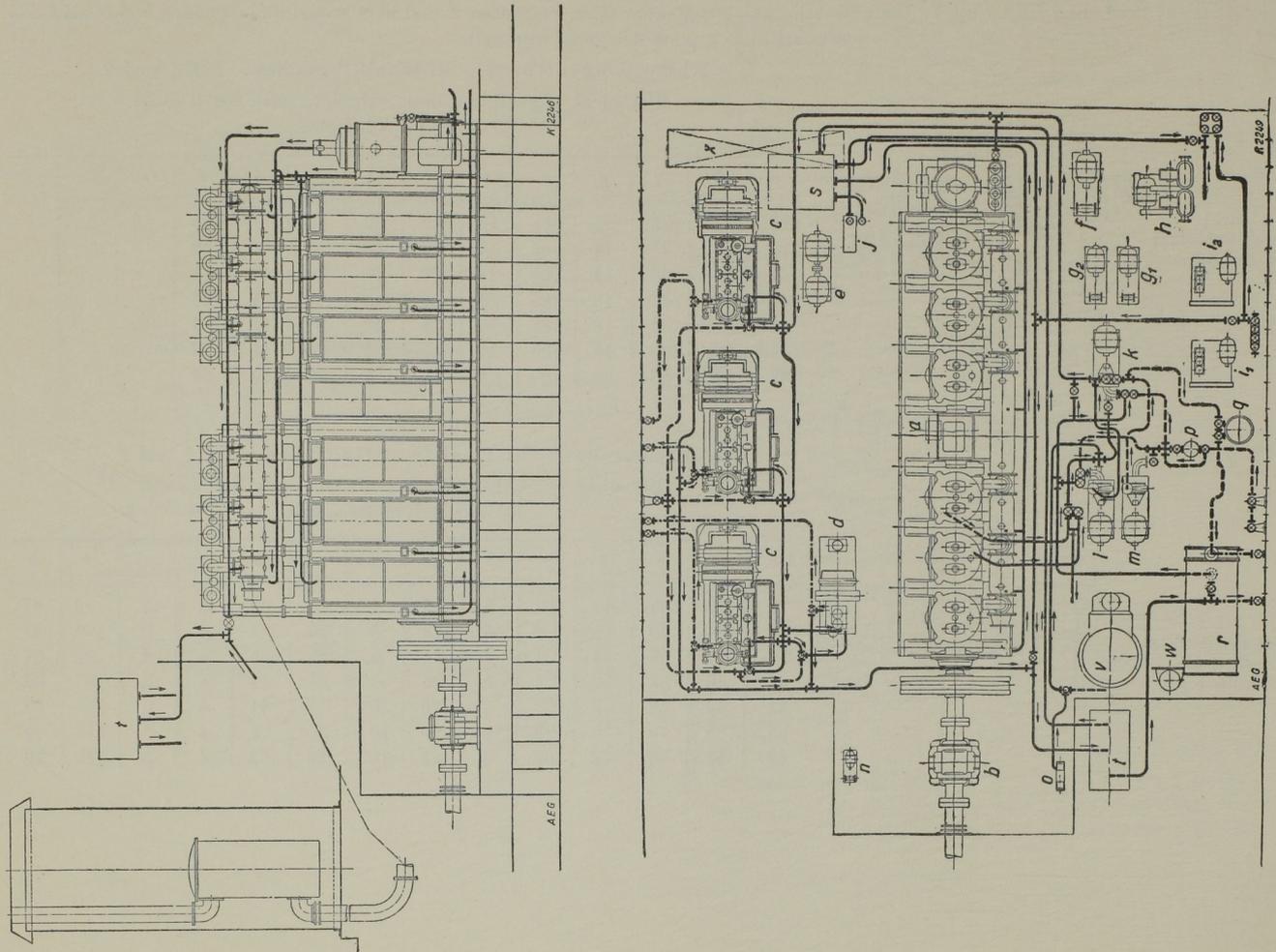
Hier nicht angegebene Maße entnehme man der Tabelle für Niederdruckflanschen.

Fig. 2.
Flanschverbindung
an einem
Behälter o. dgl.



<i>a</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>g</i>	<i>k</i>	<i>l</i>	<i>n</i>	<i>o</i>	<i>p</i>	<i>q</i>	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>t</i>
13	29	35	40	18	3,5	19	6,5	20	30	3	3	73	47
19	34	40	45	18	4	19	8	20	32	4	3	74	47
25	41	48	53	22	4,5	24	8,5	25	38	4	3	90	57
30	46	55	59	25	5	24	9	25	42	4	3	95	62
33	49	58	63	25	5	29	9	30	44	4	3	105	67
38,5	59	70	76	28	6	29	10	30	53	4	3	112	72
42	59	70	76	28	6	29	10	30	53	4	3	112	72

328. Rohrleitungsplan für eine Kühlwasseranlage.



Schema der Kühlwasseranlage zu einer AEG-Burmeister & Wain sechszylindrigen, einfachwirkenden Viertakt-Schiffsdieselmachine von 2500 PS.

Text hierzu vgl. nächste Seite.

328a. Beschreibung der Rohrleitung für die Kühlwasseranlage

einer stehenden AEG-Burmeister & Wain sechszylindrigen Viertakt-Schiffsdieselmachine von 2500 PS.

Schnitt durch einen Zylinder vgl. D 80a, Fig. 4.

Bei dieser Maschine gestaltete sich die Lösung der Kühlwasseranlage nicht ganz einfach, da die Bestellerin reine Frischwasserkühlung verlangte, um die Nachteile zu vermeiden, die eine Seewasserkühlung durch Ablagerungen von Salz oder Schlamm mit

sich bringt. Die erforderliche Frischwassermenge läuft in einem besonderen Kreislauf um, in dem eine Rückkühlanlage eingeschaltet ist. Undichtigkeits- und Verdunstungsverluste werden durch Zusetzen aus den Frischwassertanks ausgeglichen.

Bezeichnungen zu Abb. D 328:

 = Ventilkasten,

 = Filter,

 = Ventil,

 = Dreiwegehahn,

 = Seestutzen,



 = Wechselventil,

— Frischwasserleitungen,

- - - Seewasserleitungen,

- · - · - Auswurfleitungen nach See.

a = Hauptmaschine,

b = Blockdrucklager,

c = Dieseldynamos,

d = Notdynamokompressor,

e = Lichtumformer,

f = Treibölpumpe,

g = Schmierölpumpen,

h = Ballastpumpe,

i = Lenz-, Sanitär-Feuerpumpen,

j = Kolbenkühlwasser-Förderpumpe,

k = Ersatz-Kühlwasserpumpe,

l = Frischwasserkühlpumpe,

m = Seewasserkühlpumpe,

n = Trinkwasserpumpe,

o = Kesselspeisepumpe,

p = Seewasserfilter,

q = Schmierölkühler,

r = Kühlwasserrückkühler,

s = Kolbenkühlwassertank,

t = Hochtank,

v = Hilfskessel,

w = Frischwassererzeuger,

x = Schalttafel.

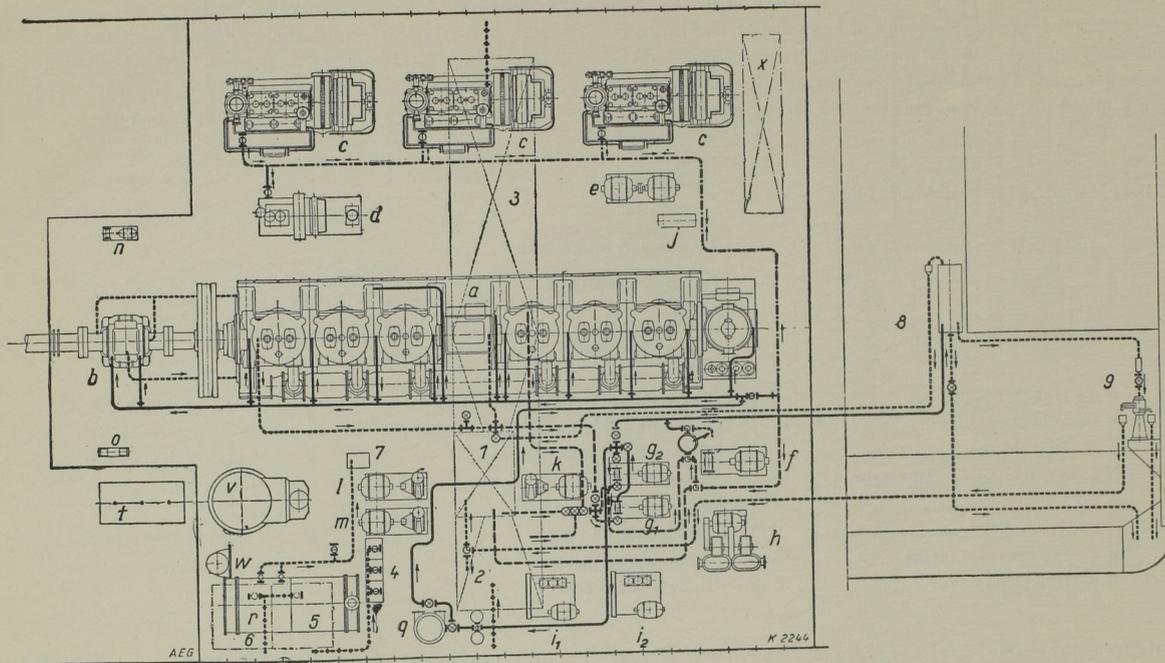
Im Frischwasserkreislauf liegen *l*, *a*, *t*, *j*, *s* und *r*. Der Frischwasserumwälzpumpe *l* läuft das auf $\sim 38 \div 40^\circ$ rückgekühlte Frischwasser von *r* aus unter einer statischen Druckhöhe von $\sim 0,5$ m zu. Sie fördert es nach einer Verteilungsleitung an der Hauptmaschine, worauf es in mehreren Zweigen die Kühlwasserräume durchströmt. Der Hauptteil tritt mit einer Endtemperatur von max. 50° aus dem Mantel des Auspuffsammlers durch ein Sammelrohr über *t* nach *r* aus, während der Rest aus den einzelnen Kolbenkühlwasser-Abflußtrichtern sichtbar nach einer Sammelleitung abläuft, die nach *s* führt. Von hier wird dieses Wasser mittels *j* nach

dem erwähnten oberen Sammelrohr und somit nach *t* bzw. *r* gefördert.

Der Seewasserkreislauf ist kurz und dient nur zur Rückkühlung des Frischwassers. *m* saugt das Seewasser an und drückt es durch *r*, von wo es um $\sim 20^\circ$ erwärmt wieder nach außenbords austritt.

Für besondere Fälle (Frischwassermangel) kann die Frischwasseranlage nur mit Seewasser gespeist werden. *k*, *l* und *m* können mit Frisch- und auch Seewasser arbeiten.

328 b. Rohrleitungsplan für eine Schmierölanlage.



Schema der Schmierölanlage zu einer AEG-Burmeister & Wain sechszylindrigen einfachwirkenden Viertakt-Schiffsdieselmachine von 2500 PS_i.

Text hierzu vgl. nächste Seite.

328 b. Beschreibung der Rohrleitung für die Schmierölanlage

einer stehenden AEG-Burmeister & Wain sechszyindrigen Viertakt-Schiffsdieselmachine von 2500 PS₁.

Schnitt durch einen Zylinder vgl. § 80 a, Fig. 4.

Bezeichnungen zur Abbildung auf voriger Seite:

- Druckleitungen,
- — — Saugleitungen,
- . . . - Druck- und Saugleitungen,
- Ablaufleitungen nach Sammel- bzw. Vorrattanks,
- ◆◆◆ Füllleitungen von Deck nach den Tanks,
- 1 = Schmieröltank auf dem Doppelboden,
- 2 = (Steuerbord) Schmierölvorrattank im Doppelboden,
- 3 = (Backbord) " " "
- 4 = Maschinenölbehälter,
- 5 = " "
- 6 = Zylinderölbehälter,
- 7 = Meßtank,
- 8 = Schmutzöltank,
- 9 = Zentrifuge mit Vorwärmer.

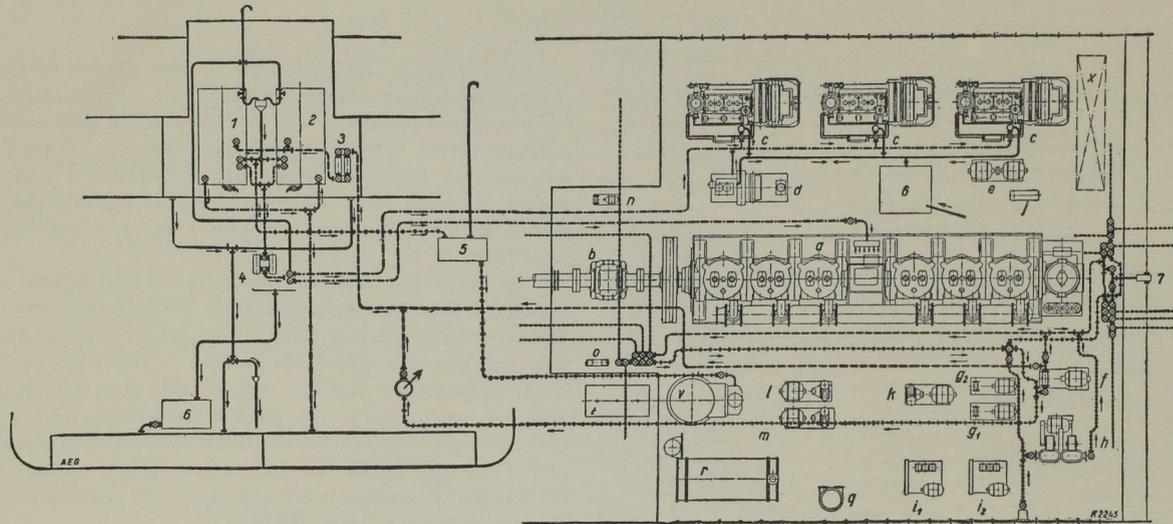
Buchstabenbezeichnungen vgl. § 328 a.

Die Pumpen g_1 und g_2 versorgen die Maschine mit Preßschmieröl. Sie sind elektrisch angetrieben und eine steht in Reserve. Sie können das Öl wahlweise aus den in und auf dem Doppelboden untergebrachten Schmieröltanks saugen und mit 1,5 bis 2,5 kg/m² Betriebsdruck durch ein umschaltbares Doppelfilter und — nach Bedarf — durch einen Röhrenkühler q zu den Triebwerksteilen, den Gleitbahnen, dem gesamten Steuerungsantrieb und dem Drucklager drücken.

Der jeweils gewünschte Öl Druck kann mittels eines auf dem Pumpengehäuse sitzenden, gleichzeitig als Sicherheitsventil wirkenden, federbelasteten Umlaufventil eingestellt werden. Das innerhalb der Maschine ablaufende Öl wird in den Ölwannen, die an die Grundplatte der Maschine angeschraubt sind, aufgefangen und von dort nach dem jeweils für den Betrieb angestellten Vorrattank zurückgeführt. Zum Schmieren der Zylinderlaufbüchsen, Kolben und Einblaseluftpumpe dienen mehrstempelige, unmittelbar von der Maschine angetriebene Schmierpressen mit sichtbarem Öltropfen für jede zugehörige Schmierstelle.

Zur Wiedergewinnung eines Teiles des gebrauchten Schmieröles wird in regelmäßigen Zeitabständen die gesamte im Kreislauf befindliche Ölmenge einer Zentrifuge mit vorgeschaltetem, elektrisch beheiztem Vorwärmer zugeführt.

328 c. Rohrleitungsplan für eine Treibölanlage.



Schema der Treibölanlage zu einer AEG-Burmeister & Wain sechszylindrigen
einfachwirkenden Viertakt-Schiffsdieselmachine von 2500 PS.

Text hierzu vgl. nächste Seite.

328 c. Beschreibung der Rohrleitung für die Treibölanlage

einer stehenden AEG-Burmeister & Wain sechszylindrigen Viertakt-Schiffsdieselmachine von 2500 PS.

Schnitt durch einen Zylinder auf D 80 a, Fig. 4.

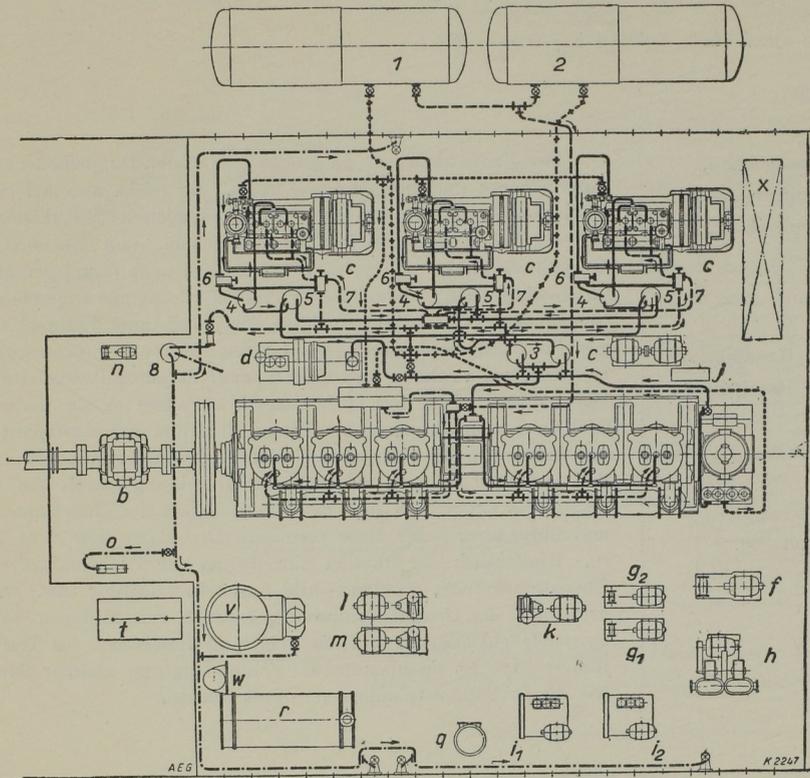
Bezeichnungen zur Abbildung auf voriger Seite:

- | | | | |
|--|------------------------|---|---------------------|
|  | ≡ Filter, |  | = Dreiwegehahn, |
|  | = Ventilkasten, |  | = Durchgangsventil, |
|  | = Wechselventilkasten, |  | = Vierwegehahn. |
-
- Treiböldruck- und Saugleitungen nach und von den Doppel tanks,
 - ◆-◆- Saugleitungen der Treibölförder- und der Handpumpe,
 - - - - Druckleitungen der Treibölförder- und der Handpumpe,
 - Füll-, Überlauf- und Entlüftungsleitungen,
 - . . . - Ablaufleitungen von den Setztanks zu den Ölmaschinen und zum Doppelboden,
 - Heizölablaufleitung zum Hilfskessel,
 - Anschlußleitungen zur Ballastpumpe und von See,
- 1, 2 = Setztanks,
 - 3, 4 = Treiböldoppelfilter,
 - 5 = Kesselheizöltank,
 - 6 = Lecköltank,
 - 7 = Treibölübernahmefilter.

Buchstabenbezeichnungen vgl. D 328 a.

Der Treibölvorrat ist größtenteils in den Doppelbodenzellen untergebracht und beträgt etwa 925 t. Er reicht also bei einem Gesamtverbrauch von etwa 8 t einschließlich der Hilfsmaschinen für eine Fahrstrecke von insgesamt 31300 sm. Von den einzelnen Doppelbodentanks aus laufen Rohrleitungen nach Gruppenventilen im Maschinenraum, an welche die Treibölförderpumpe angeschlossen ist; sie fördert den Brennstoff aus der jeweils zum Verbrauch angestellten Zelle nach zwei hochstehenden „Setz“- oder Tagesvorratsbehältern am vorderen Maschinenraumschott unter Passieren eines Doppelfilters. Von hier läuft das Öl, nachdem es im normalen Seebetrieb zum Absetzen von Wasser, Schlamm und sonstigen trotz des Filterns noch vorhandenen Unreinigkeiten etwa 15 Stunden Zeit gehabt hat, nach nochmaligem Durchgang durch ein umschaltbares Doppelsieb den Brennstoffpumpen der Hauptmaschine und Öldynamos unter einer statischen Druckhöhe von etwa 3 m zu. Hinsichtlich der übrigen Einzelheiten der Treibölanlage, wie Übernahmeleitung, Anwärme- und Auskochvorrichtung usw., sowie der durch die Gesamtanordnung gegebenen verschiedenen Schaltungsmöglichkeiten sei auf die Abbildung verwiesen. Als Treibölförderpumpe ist ein umlaufendes Zahnradaggregat gleicher Bauart wie die Preßschmierpumpen verwandt worden.

328d. Rohrleitungsplan für eine PreBluftanlage.



Schema der PreBluftanlage zu einer AEG-Burmeister & Wain sechszylindrigen einfachwirkenden Viertakt-Schiffsdieselmachine von 2500 PS.

Text hierzu vgl. nächste Seite.

328d. Beschreibung der Rohrleitung für die Preßluftanlage

einer stehenden AEG-Burmeister & Wain sechszylindrigen Viertakt-Schiffsdieselmachine von 2500 PS₁.

Schnitt durch einen Zylinder vgl. □ 80 a, Fig. 4.

Bezeichnungen zur Abbildung auf voriger Seite:

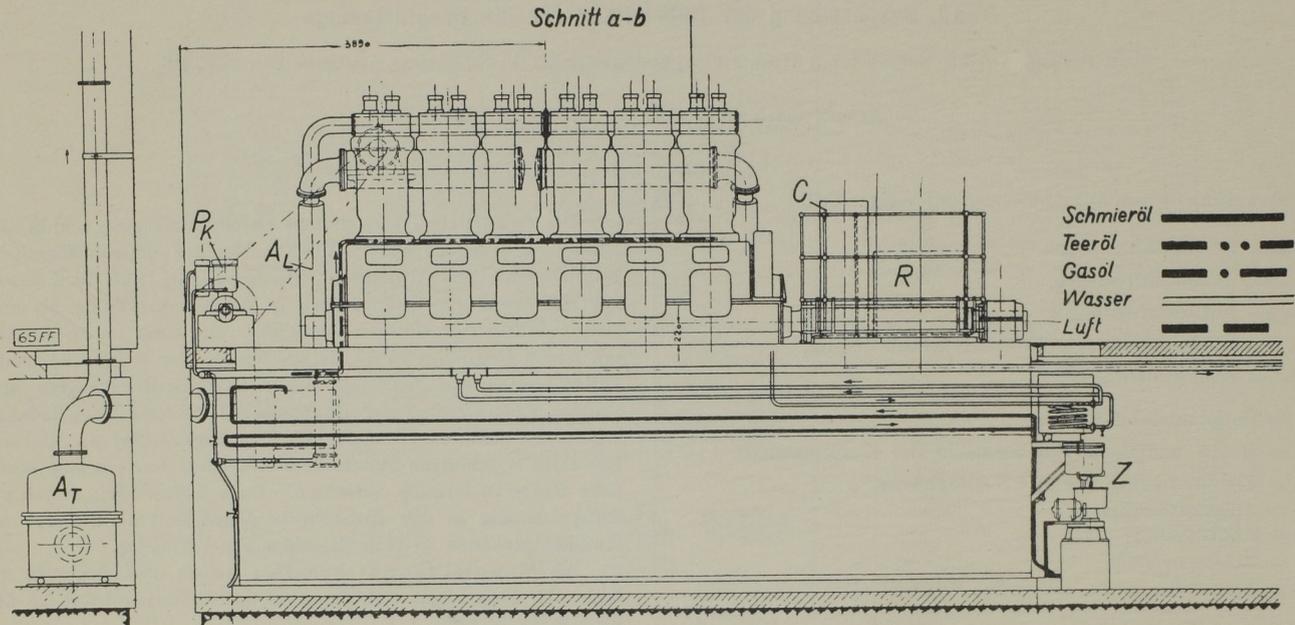
- Einblaseluftleitungen,
- — — — Anfahrluftleitungen,
- ◆—◆— Aufladeluftleitungen,
- Abblaseleitungen nach Preßluftschalldämpfer,
- — Schiffsluftleitungen,
- 1, 2 = Hauptanfahrluftbehälter,
- 3 = Haupt- und Ersatz-Einblaseflasche der Hauptmaschine,
- 4 = Einblaseflaschen der 66 kW-Öldynamos,
- 5 = Anlaßluftflaschen " " "
- 6 = Aufladeventile " " "
- 7 = Zwischenventile,
- 8 = Preßluftflasche für allgemeine Schiffszwecke.

Buchstabenbezeichnungen vgl. □ 382 a.

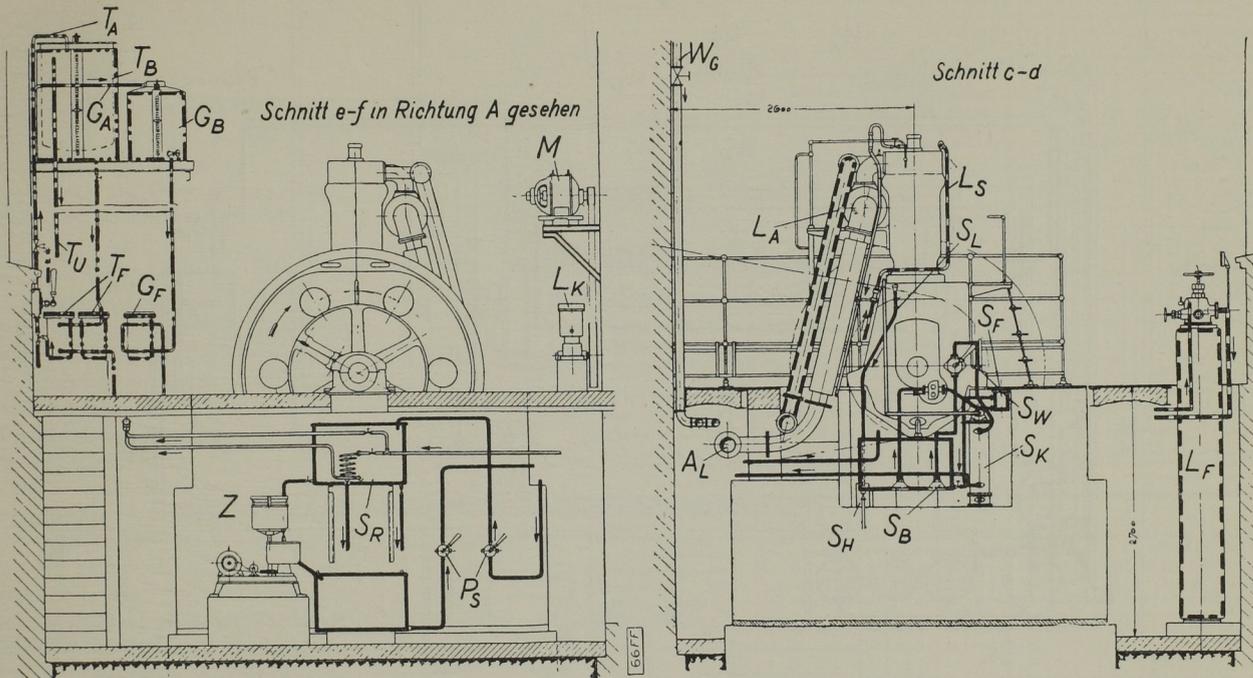
Die Preßluftanlage umfaßt alle zur Erzeugung und Weiterleitung der Preßluft an die Verbrauchsstellen nötigen Maschinen, Rohrleitungen und Armaturen. Hochgespannte Luft wird sowohl zum Einblasen des Brennstoffes in die Arbeitszylinder als auch zum Anfahren der Motoren verwendet, und zwar im ersten Falle mit einem Druck bis zu 65, im zweiten bis zu 25 atü. In beiden Fällen werden zur Lieferung dieser Luft die angehängten dreistufigen Kompressoren der Haupt- und Hilfsölmaschinen herangezogen, die sämtlich nicht nur für den Eigenbedarf an Einblaseluft ihres zugehörigen Motors bemessen sind, sondern eine erhebliche Überschulleistung aufweisen. Diese Luftmengen stehen zur Aufspeicherung in den Anfahrluftbehältern und als Reserve bei etwaigen Havarien an einer Maschine zur Verfügung.

Als Hauptanfahrluftbehälter dienen zwei genietete zylindrische Kessel mit gewölbtem Boden. Betriebsdruck 25 atü Probedruck 40 atü.

329. Rohrleitungsplan für Kühlwasser-, Schmieröl-, Treiböl-Luftleitungsanlage für eine stehende, sechszylindrige, kompressorlose, ortsfeste Viertakt-Dieselmachine der Gasmotorenfabrik Deutz A.-G., Köln-Deutz.
 $N = 400 \div 460$ PS, $n = 180 \div 210$.



Buchstabenbezeichnungen nächste Seite.



S_L Schmieröl-Leckleitung, *S_R* Schmieröl-Reinigungsanlage, *S_V* Schmieröl-Vorwärmer, *S_W* Schmierölleitung zu den Kurbelwellenlagern.
G_B Gasölbehälter, *G_F* Gasölfilter, *G_A* Gasölauffüllung, *T_B* Geheizter Teerölbehälter, *T_A* Teerölauffüllung, *T_F* Teerölfilter, *T_U* Teerölüberlauf,
P_G Handpumpe für Gasöl, *P_K* Kühlwasserpumpe, *P_S* Handpumpe für Schmieröl, *P_T* Handpumpe für Teeröl, *R* Riemenscheibe, *C* Schwungrad,
Z Zentrifuge für Schmierölsreinigung, *K* Schaltwerk, *M* Antriebsmotor zu *L_K*.

330. Röhren und Verbindungsstücke.

(Witkowitz Röhrenwalzwerke.)

Diese Maß- und Gewichtstabelle

schmiedeeiserner Röhren dient als Hilfsmittel, um die in \varnothing 327 angegebenen Rohrleitungen maßstäblich in die Pläne eintragen und die Werkstattzeichnung für die Rohrpläne anfertigen zu können.

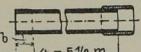
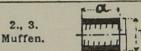
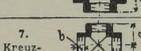
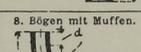
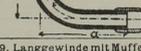
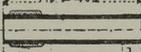
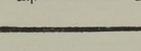
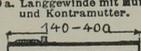
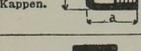
Rohrteile:

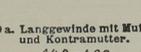
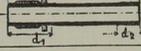
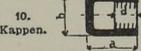
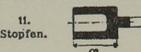
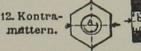
Die gangbarsten Sorten werden in größerer Stückzahl bestellt; zur Vermeidung übermäßiger Lagerbestände hält man sich an die in \varnothing 327 angegebenen Lichtweiten. Das gilt sowohl für die Kühlwasserleitungen als auch für die Abspuffleitung.

Vielfach überläßt man das Herausuchen der Rohrteile vom Lager der Werkstatt (ohne eine entsprechende Zeichnung anzufertigen), teilweise sogar dem Monteur beim Aufstellen der Maschine, doch birgt dieses Verfahren viele Nachteile und wird teurer.

Regel: Rohrplan und Werkstattzeichnung der Rohrteile sind für jede Anlage im Konstruktionsbureau anzufertigen.

Maßtabelle für große schmiedeeiserne Rohrleitungen und die zugehörigen Flanschen sind in dem Buche „Konstruieren u. Rechnen“ angegeben, ebenso ovale Flanschen für Röhren und Stopfen mit Überwurfmutter für Leitungen bis 50 mm lichte Weite. Das unmittelbare Einschrauben der Gasrohrstücke in die Gußwandungen ist selbstredend billiger.

1. Gasröhren in Fabrikationslängen von 4 bis 5 1/2 Meter.	Innerer Durchmesser Zoll engl.	459																				
		3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/2	2 3/4	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6			
 ist. D. u. J. Gew. gem. an Anzahl der Gewinde auf 1" engl. Gewindellänge b . mm Baugr. pro m. Höhe h. G.	10	13	16	20	23	26	30	33	42	48	52	59	69	77	82	89	102	114	127	140	152	165
	28	19	19	14	14	14	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11	10	10	10
 Länge a mm Äuß. Durchm. b . mm Gewicht p. 10 St. za. Kg.	20	25	25	27	30	33	40	45	50	55	60	65	70	75	85	95	105	140	160	180	200	220
	0.14	0.15	0.15	0.16	0.17	0.18	0.20	0.22	0.25	0.28	0.30	0.33	0.36	0.40	0.45	0.50	0.55	0.70	0.80	0.90	1.00	1.10
 Schenkellänge a . mm Gewindellänge b . mm Gewicht p. 10 St. za. Kg.	18	24	26	28	33	35	38	48	53	56	62	74	80	87	90	100	106	145	160	170	185	200
	0.14	0.17	0.18	0.19	0.21	0.22	0.25	0.28	0.30	0.33	0.36	0.40	0.45	0.50	0.55	0.70	0.80	1.00	1.10	1.20	1.35	1.50
 Schenkellänge a . mm Gewindellänge b . mm Gewicht p. 10 St. za. Kg.	18	24	26	28	33	35	38	48	53	56	62	74	80	87	90	100	106	145	160	170	185	200
	0.14	0.17	0.18	0.19	0.21	0.22	0.25	0.28	0.30	0.33	0.36	0.40	0.45	0.50	0.55	0.70	0.80	1.00	1.10	1.20	1.35	1.50
 Schenkellänge a . mm Gewindellänge b . mm Gewicht p. 10 St. za. Kg.	18	24	26	28	33	35	38	48	53	56	62	74	80	87	90	100	106	145	160	170	185	200
	0.14	0.17	0.18	0.19	0.21	0.22	0.25	0.28	0.30	0.33	0.36	0.40	0.45	0.50	0.55	0.70	0.80	1.00	1.10	1.20	1.35	1.50
 Schenkellänge a . mm Gewindellänge b . mm Gewicht p. 10 St. za. Kg.	60	60	70	70	90	100	120	140	150	170	200	240	250	270	280	320	400	445	490	530	580	630
	40	40	60	60	55	60	70	90	100	100	125	145	165	185	185	205	215	290	290	315	340	360
 Länge d. Langgew. mm Gewindellänge d ₂ . mm Gewicht p. 10 St. za. Kg.	-	25	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	85	95	105	140	160	180	200	220	240
	-	140	140	140	140	140	140	140	140	150	160	180	175	190	215	240	265	300	400	450	500	550
 Länge a mm Äußerer Durchm. b mm Gewindellänge d . mm Gewicht p. 10 St. za. Kg.	20	25	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	85	95	105	115	130	145	160	180	200
	16	19	22	27	30	33	41	51	58	63	70	82	89	105	118	130	143	157	170	184	200	220
 Länge a mm Schlüsselweite c . mm Gewicht p. 10 St. za. Kg.	13	13	15	17	18	21	21	23	26	28	32	38	38	45	45	50	55	60	65	70	80	90
	7	10	12	12	15	15	15	17	20	20	26	30	35	36	40	45	50	55	60	65	70	80
 Länge a mm Höhe b mm Gewicht p. 10 St. za. Kg.	20	23	26	32	34	39	48	58	65	73	77	90	100	106	118	130	140	160	162	175	188	200
	6	6	7	7	7	9	11	13	16	17	19	20	22	22	25	25	28	30	31	33	36	40
 Länge a mm Innerer-Durchm. b . mm Gewicht p. 10 St. za. Kg.	20	22	22	28	30	32	38	45	47	54	65	65	70	78	80	100	110	100	110	120	130	140
	6	8	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
 Flanschdurchm. a . mm Blattstärke b . . . mm Lochkreis l mm Anzahl der Löcher . . . Größe der Schraublöcher . Schraubendurchm. Zoll engl. Bohrmaß zw. Lsg. u. Bolter mm Gewicht p. 10 St. za. Kg.	65	65	75	90	95	100	115	125	140	145	160	185	175	180	190	210	230	245	260	275	290	300
	5	6	6	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8

9a. Langgewinde mit Muffe und Kontramutter.	Innerer Durchmesser Zoll engl.	459																				
		3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/2	2 3/4	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6			
 Länge der Langgew. mm Gewindellänge d ₁ . mm Gewindellänge d ₂ . mm Gewicht p. 10 St. za. Kg.	-	140	140	140	140	140	140	155	170	170	185	200	210	240	265	290	380	430	485	540	600	660
	-	31	32	37	42	49	55	63	70	77	79	85	92	97	110	120	130	170	182	210	235	260
 Länge a mm Äußerer Durchm. b mm Gewindellänge d . mm Gewicht p. 10 St. za. Kg.	20	25	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	85	95	105	115	130	145	160	180	200
	16	19	22	27	30	33	41	51	58	63	70	82	89	105	118	130	143	157	170	184	200	220
 Länge a mm Schlüsselweite c . mm Gewicht p. 10 St. za. Kg.	13	13	15	17	18	21	21	23	26	28	32	38	38	45	45	50	55	60	65	70	80	90
	7	10	12	12	15	15	15	17	20	20	26	30	35	36	40	45	50	55	60	65	70	80
 Länge a mm Höhe b mm Gewicht p. 10 St. za. Kg.	20	23	26	32	34	39	48	58	65	73	77	90	100	106	118	130	140	160	162	175	188	200
	6	6	7	7	7	9	11	13	16	17	19	20	22	22	25	25	28	30	31	33	36	40
 Länge a mm Innerer-Durchm. b . mm Gewicht p. 10 St. za. Kg.	20	22	22	28	30	32	38	45	47	54	65	65	70	78	80	100	110	100	110	120	130	140
	6	8	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
 Flanschdurchm. a . mm Blattstärke b . . . mm Lochkreis l mm Anzahl der Löcher . . . Größe der Schraublöcher . Schraubendurchm. Zoll engl. Bohrmaß zw. Lsg. u. Bolter mm Gewicht p. 10 St. za. Kg.	65	65	75	90	95	100	115	125	140	145	160	185	175	180	190	210	230	245	260	275	290	300
	5	6	6	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8

Kupplungen für Ölmotorenbetrieb.*

331. Feste Kupplungen.

a) **Stiftkupplung.** Die einfachste Verbindung und nur zur Übertragung schwacher Kräfte geeignet, zeigt Fig. 1.

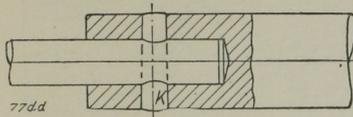
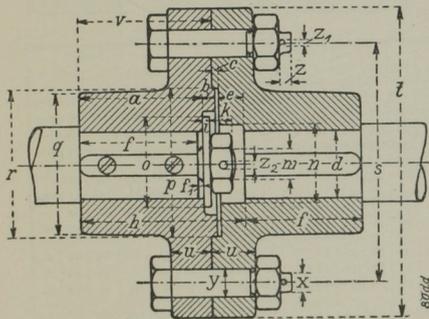


Fig. 1. Stiftkupplung.

fest, oder friert die Kühlpumpe ein, so wird dieser Stift abgeschert und verhindert Beschädigungen des Motors.

Sie wird meist zur Kupplung von Kühlwasserpumpen oder kleinen Ventilatoren verwendet. Der Kupplungsstift ist leicht gehalten. Setzen sich in der Kühlpumpe oder im Ventilator Fremdkörper

b) **Leichte Scheibenkupplung.** Schnellaufende Motoren, die mit Ventilatoren oder anderen ebenfalls schnellaufenden Maschinen gekuppelt werden müssen, wo Motor und zu treibende Maschine auf einem Fundament zu stehen kommen, kuppelt man mit der nebenstehend abgebildeten leichten Scheibenkupplung.



d	a	b	c	e	f	f ₁	h	i	k	m	n	o	p
14—16	32	4	2	8	30	2	45	3	7	5/16 "	20	22	35
18—22	42	4	2	8	40	2	55	3	8	3/8 "	25	30	50
25—30	52	6	2	11	50	2	70	4	10	1/2 "	35	40	65
35—40	68	6	3	14	65	3	90	4	13	5/8 "	45	50	85
45—50	88	7	4	19	85	3	115	5	16	7/8 "	55	60	105

* Kupplungen für große Kräfte sind ausführlich behandelt in dem Buch „Konstruieren und Rechnen“, § 136 ff.

d	q	r	s	t	u	v	x	y	z	z ₁	z ₂
14—16	32	34	60	82	12	34	6	3×8	4	2	3
18—22	44	46	80	105	15	44	7,5	3×10	5	2,5	3,5
25—30	60	63	104	135	18	56	9	4×12	6	3	4
35—40	80	84	130	165	22	71	10	4×13	7	3,5	4,5
45—50	100	105	160	195	26	92	12	4×16	7	4	5

c) **Flanschenkupplung.** Hier sind Wellenende und Kupplungshälfte aus einem Stück hergestellt und mittels Schrauben S verschraubt. Das Zentrieren erfolgt durch Ansatz A, welcher in eine entsprechende Eindrehung der anderen Kupplungshälfte genau eingepaßt wird.

Vorteile: Verminderte Paßarbeit, daher erleichterte Montage und mehr Sicherheit gegen Lösen.

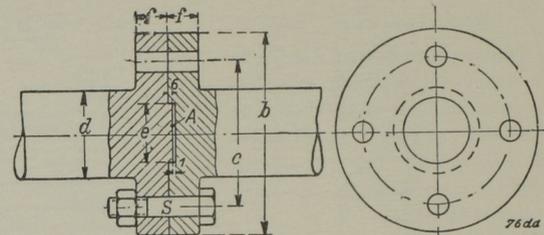


Fig. 3. Flanschenkupplung. (Hierzu Tabelle.)

d =	35	40	45	50	55	60	65	70	80	90
b =	105	110	115	120	130	140	145	150	170	190
c =	75	80	85	90	95	100	105	110	130	145
e =	20	25	25	30	35	40	40	45	55	60
f =	16	16	18	18	20	20	20	25	25	30

Diese Kupplungen werden auch für große Kräfte verwendet. Berechnung einer Kupplung für 580 PS im Buch „Konstruieren und Rechnen“, Beispiel 902 und 1603.

332. Bewegliche Kupplungen.

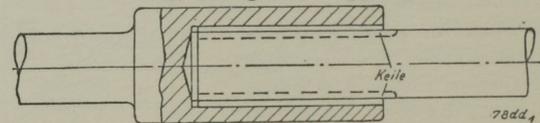


Fig. 5.

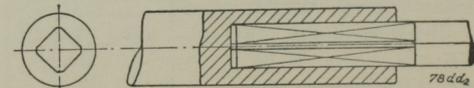


Fig. 6.

Sie gestatten eine Veränderung in der gegenseitigen Lage der gekuppelten Welle.

I. Ausdehnungskupplung (auch Ausgleichkupplungen genannt).

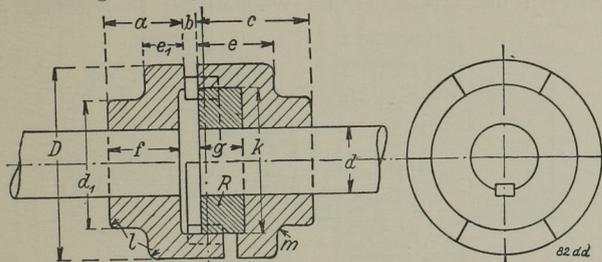
Sie gestatten eine Verschiebung der Welle in der Längsrichtung.

a) Für sehr kleine Kräfte (Fig. 5 und 6).

Eine genaue zentrische Lage und ruhiger Gang ist mit diesen Kupplungen nicht erreichbar.

b) Ausdehnungskupplung für mittelgroße Kräfte.

Man verwendet sie im Auto- und Lastwagenbau, als auch Boots- und Lokomobilbau als nachgebendes Glied für die im Unterbau auftretenden Veränderungen und zum Ausgleich von Ausdehnungen infolge Temperaturunterschieden.



d	d ₁	D	a	b	c	e ₁	e	f	g	k	l	m
50/55	100	135	80	12	128	28	76	77	51	85	6	10
70/75	140	185	114	14	172	35	93	111	61	115	8	15
80/85	160	210	131	16	193	40	102	127	66	130	8	15
90/95	180	235	147	16	217	45	115	143	74	145	10	18
100/105	200	260	162	18	240	50	128	158	82	160	0	18

In der Kupplung liegt ein schmiedeeiserner Ring R, damit die zentrische Lage der beiden Wellenenden gewahrt bleibt.

c) Mitnehmerkupplung (Fig. 8).

Sie dient dem gleichen Zwecke. Die Mitnehmerbolzen gehen entweder in der Mitnehmerscheibe gut passend, die Über-

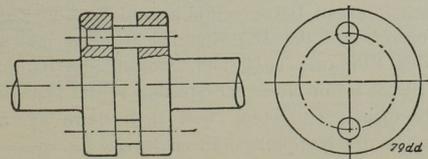


Fig. 8. Mitnehmerkupplung.

tragung erfolgt also durch Eisen auf Eisen oder die Mitnehmerbolzen sind mit Gummiringen umkleidet. Dies gestattet ein stoßfreies Anfahren und auch ein leichteres Nachgeben bei etwa auftretenden Stößen, da die Gummiringe sich zusammendrücken.

Mitnehmerbolzen können von 2 bis 12 und mehr Stück vorhanden sein.

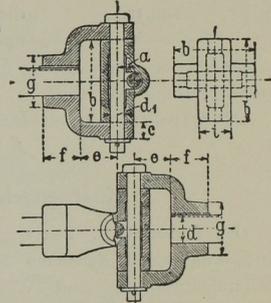
II. Universalkupplungen.

Mit Hilfe dieser Kupplung kann man Wellen verbinden, deren Achsen unter einem Winkel zueinander stehen.

Die einfachste Ausführung einer Kreuzgelenkkupplung ist das sogen. Universalgelenk. Mit diesem überträgt man kleinere Kräfte z. B. für Aufrollvorrichtungen der Markisen an Schau-fenstern und Zelten [erste Spalte der nachstehenden Tabelle] und zum Antrieb landwirtschaftlicher Maschinen.

a) Tabelle für Universalgelenk.

d = 20	30	40	50	60	mm
d ₁ = 10	20	25	30	35	"
a = 10	25	30	38	45	"
b = 45	100	120	150	180	"
c = 10	20	24	28	32	"
e = 20	35	40	50	60	"
f = 20	50	60	70	85	"
g = 35	60	80	95	115	"



b) Übertragungsverhältnis des Universalgelenkes.

Ein Universalgelenk, Hooke'scher Schlüssel, auch Kardan-gelenk genannt, ergibt eine ungleichförmige Be-wegungsübertragung. Die Winkelgeschwindig-keit ω_2 der getriebenen Welle 2 in Abb. 1 schwankt während jeder Umdrehung zwischen dem Höchstwert $\frac{1}{\cos \alpha} \cdot \omega_1$ und dem Mindestwert

$\cos \alpha \cdot \omega_1$, worin

α der Ablenkungswinkel der Wellen nach Abb. 1,

$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}$ die Winkelgeschwindigkeit der treibenden Welle.

Zur Vermeidung der Ungleich-förmigkeit in der Übertragung ordnet man zur Verbindung der beiden Wellen ein Zwischenstück Z an nach Abb. 2, das an beiden Enden durch ein Universalgelenk mit der treibenden bzw. getriebenen Welle verbunden ist. Die Winkel α , die die beiden Wellen mit dem Zwischenstück Z einschließen, müssen gleich sein.

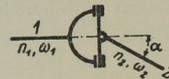


Abb. 1. Universalgelenk.

Abb. 2.

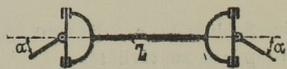


Abb. 3.

c) Kreuzgelenkkupplung.

Anwendung für mittlere und größere Kräfte (z. B. bei Wellen für Schraubenschiffe) zur Erreichung einer Nachgiebigkeit der Wellenleitung.

Zweckmäßig ist es, einen Ablenkungswinkel der Wellen von 5 Grad nicht zu überschreiten, im alleräußersten Falle kann bis zu 10 Grad gegangen werden.

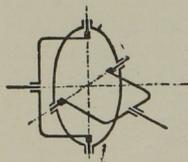


Fig. 13.

Die Kreuzgelenkkupplung (Fig. 13) besteht aus zwei gleichen Hälften mit je zwei Zapfen sowie aus einem normal zur Bohrung geteilten Ring, in welchem die vier Zapfen drehbar gelagert sind und welcher die Leistung von einem

Zapfenpaar auf das andere überträgt. Die Zapfen vorteilhaft hohl zur Aufnahme von Fett.

Maßtabellen im Buch Haeder, „Konstruieren und Rechnen“ 144.

e) Knochengelenkkupplung (Fig. 14).

Im Automobil-, Lastwagen- und Bootsbau findet man diese Kupplung meist zwischen Motor und Getriebe, auch zwischen Reibungskupplung und Wendegetriebe angeordnet. Die Ausschlagmöglichkeiten bei Knochengelenken sind gering, man wendet sie deshalb auch nur dort an, wo die Schwankungen der beiden Wellen gegeneinander nur klein sind. Die Knochen *a* und *b* bestehen gewöhnlich aus Viereck oder regelmäßigen Vielecken, bei denen die Flächen ballig gehalten sind. Die Knochen selbst stecken

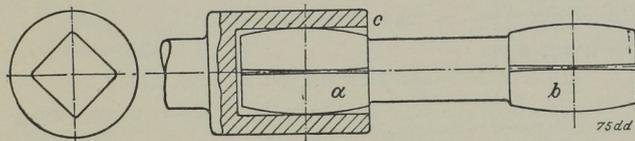


Fig. 14. Knochengelenkkupplung.

in Schlüsseln *c*, die gut passend übergreifen, um vorzeitiges Klappern zu verhüten.

333. Elastische Kupplungen.

AEG Streifenkupplung

leichte nachgiebige Wellenkupplung.

Die von der A.E.G. Berlin hergestellte nachgiebige Wellenkupplung Abb. 1 und 2 eignet sich für beide Drehrichtungen. Die Umfangskraft wird von dem treibenden äußeren Ring *C* durch zwei Gruppen von biegsamen Streifen *D* auf den getriebenen Teil *B* übertragen. Die Streifen werden mittels schmiedeeiserner Klemmstücke *E* und von außen her zugänglicher Schrauben *F* auf Ansätze des äußeren und inneren Teils abwechselnd festgeschraubt. Hierdurch ist die Möglichkeit des Wechsels der Drehrichtung ge-

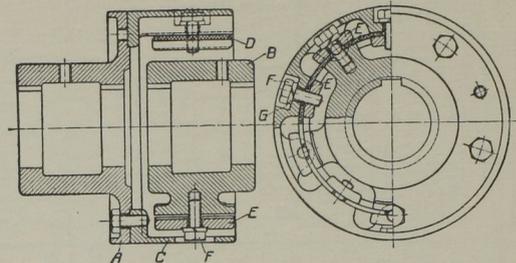


Abb. 1.

Abb. 2.

geben. Die Paßfläche der Klemmstücke werden aufgeraut, damit sie möglichst großen Widerstand gegen das Herausgleiten der Streifen leisten. Außerdem werden unter die Schrauben *F* federnde Ringe *G* gelegt. Wird die Kupplung in Verbindung mit einer Antriebs- oder Bremsscheibe verwendet, so kann der Außenring *C* unmittelbar an dieser Scheibe angeschraubt werden. Im andern Falle wird ein Nabenstück *A* beigelegt. Die Vorteile dieser Bauart liegen besonders im billigen Ersatz etwa schadhaft gewordener Streifen, die z. B. aus Riemenleder bestehen können, ferner in hoher Sicherheit gegen Betriebsunfälle und leichter Zugänglichkeit im eingebauten Zustand. Die Klemmschrauben lassen sich ohne Änderung des Einbaues entfernen, worauf die Kupplung sofort gelöst ist. Selbst wenn einer der Streifen reißt, kann keine erhebliche Betriebsstörung eintreten, weil sich dann der Streifen als Puffer zwischen die Kupplungshälften legt.