Resultate für den Maschinenbau

[Hauptband]

Redtenbacher, Ferdinand

Heidelberg, 1869

Zehnter Abschnitt. Transport zu Wasser und zu Land

urn:nbn:de:bsz:31-289815

ZEHNTER ABSCHNITT.

Transport zu Wasser und zu Land.

Fuhrwerke.

305.

Widerstandscoeffizienten für verschiedene Fuhrwerke.

Die folgende Tabelle gibt die Widerstandscoeffizienten, welche Morin durch zahlreiche Versuche mit verschiedenen Fuhrwerken und auf verschiedenen Bahnen gefunden hat. In den Ueberschriften bedeuten in Metern ansgedrückt:

b die Felgenbreite der Räder,
r_1, r_2 die Halbmesser der Hinter- und Vorderräder,
ϱ den Halbmesser der Axen, auf welchen sich die Räder drehen.

	Beschaffenheit der Bahn.	Verhältniss des		
		Lafetten und Artilleriekarren.	Artilleriewagen.	In der Franchecomté gebräuchliche Wagen.
		$b = 0{\cdot}10$ bis $b = 0{\cdot}12$ $r_1 = r_2 = 0{\cdot}78$ $\varrho = 0{\cdot}038$	$b = 0{\cdot}07$ bis $b = 0{\cdot}075$ $r_1 = 0{\cdot}575$ $r_2 = 0{\cdot}780$ $\varrho = 0{\cdot}038$	$b = 0{\cdot}06$ bis $b = 0{\cdot}07$ $r_1 = 0{\cdot}625$ $r_2 = 0{\cdot}725$ $\varrho = 0{\cdot}027$
	Erddamm, sehr gut, beinahe trocken . . .	$\frac{1}{34{\cdot}8}$	$\frac{1}{30{\cdot}1}$	$\frac{1}{31}$
	Fester Damm, mit einer Kieslage von 0m·03 bis 0m·04 Dicke	$\frac{1}{13{\cdot}6}$	$\frac{1}{11{\cdot}8}$	$\frac{1}{11{\cdot}9}$
	Fester Damm, mit einer Kieslage von 0m·05 bis 0m·06 Dicke	$\frac{1}{11{\cdot}6}$	$\frac{1}{10{\cdot}1}$	$\frac{1}{10{\cdot}1}$
	Fester Boden, auf 0m·10 bis 0m·15 Höhe mit Kies bedeckt, oder neue Strasse	$\frac{1}{10{\cdot}8}$	$\frac{1}{9{\cdot}3}$	$\frac{1}{9{\cdot}4}$
	Strasse mit nicht gebahntem Schnee bedeckt	$\frac{1}{18{\cdot}4}$	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{16{\cdot}2}$
	Fester Boden mit einer Sandschichte von 0m·10 bis 0m·15 Dicke bedeckt, welcher Kies beigemengt ist	$\frac{1}{10{\cdot}2}$	$\frac{1}{8{\cdot}1}$	$\frac{1}{8{\cdot}9}$
Schotterstrasse.	In sehr gutem Stand, sehr trocken und eben	Schritt $\frac{1}{62{\cdot}7}$ Trab $\frac{1}{50{\cdot}5}$	$\frac{1}{54{\cdot}3}$	$\frac{1}{57{\cdot}5}$
	Ein wenig feucht oder mit Staub bedeckt, mit einigen freiliegenden Schotterstücken	$\frac{1}{44{\cdot}8}$	$\frac{1}{38{\cdot}7}$	$\frac{1}{40{\cdot}3}$
	Sehr hart, mit groben Schottern, nass .	$\frac{1}{54{\cdot}1}$	$\frac{1}{46{\cdot}8}$	$\frac{1}{49{\cdot}1}$
	Hart, mit leichten Geleisen und weichem Schlamm	$\frac{1}{34{\cdot}8}$	$\frac{1}{30{\cdot}1}$	$\frac{1}{31}$
	Hart, mit Geleisen und viel Koth . . .	$\frac{1}{28{\cdot}5}$	$\frac{1}{24{\cdot}6}$	$\frac{1}{25{\cdot}2}$

horizontalen Zuges auf horizontaler Bahn zur Last.

Frachtwagen.		Karren.		Eilwagen.	Wagen mit aufgehängten Sitzen.
$b = 0\cdot10$ bis $b = 0\cdot12$ $r_1 = 0\cdot45$ $r_2 = 0\cdot75$ $\varrho = 0\cdot032$	$b = 0\cdot10$ bis $b = 0\cdot12$ $r_1 = 0\cdot55$ $r_2 = 0\cdot85$ $\varrho = 0\cdot032$	$b = 0\cdot10$ bis $b = 0\cdot12$ $r_1 = 0\cdot80$ $\varrho = 0\cdot032$	$b = 0\cdot10$ bis $b = 0\cdot12$ $r_1 = 1\cdot00$ $\varrho = 0\cdot032$	$b = 0\cdot10$ bis $0\cdot12$ $r_1 + r_2 = 1\cdot15$ $\varrho = 0\cdot032$	$b = 0\cdot07$ bis $0\cdot08$ $r_1 = 0\cdot45$ $r_2 = 0\cdot70$ $\varrho = 0\cdot027$
$\frac{1}{27\cdot2}$	$\frac{1}{31\cdot7}$	$\frac{1}{36\cdot3}$	$\frac{1}{45\cdot4}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{26\cdot1}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{26\cdot4}$
$\frac{1}{10\cdot5}$	$\frac{1}{12\cdot3}$	$\frac{1}{14}$	$\frac{1}{17\cdot5}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{10\cdot1}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{10\cdot1}$
$\frac{1}{8\cdot9}$	$\frac{1}{10\cdot4}$	$\frac{1}{11\cdot9}$	$\frac{1}{14\cdot9}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{8\cdot6}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{8\cdot6}$
$\frac{1}{8\cdot3}$	$\frac{1}{9\cdot7}$	$\frac{1}{11\cdot1}$	$\frac{1}{13\cdot9}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{8}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{8}$
$\frac{1}{14\cdot3}$	$\frac{1}{16\cdot7}$	$\frac{1}{19}$	$\frac{1}{23\cdot8}$	$\frac{1}{13\cdot7}$	
$\frac{1}{7\cdot9}$	$\frac{1}{9\cdot2}$	$\frac{1}{10\cdot5}$	$\frac{1}{13\cdot1}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{7\cdot5}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{6\cdot9}$
$\frac{1}{49\cdot9}$	$\frac{1}{58}$	$\frac{1}{66\cdot2}$	$\frac{1}{82\cdot8}$	Schritt $\frac{1}{47\cdot6}$ Trab $\frac{1}{40\cdot9}$ scharfer Trab $\frac{1}{39\cdot7}$	Schritt $\frac{1}{49}$ Trab $\frac{1}{41\cdot8}$ scharfer Trab $\frac{1}{40\cdot6}$
$\frac{1}{35\cdot2}$	$\frac{1}{41}$	$\frac{1}{47}$	$\frac{1}{58\cdot6}$	Schritt $\frac{1}{33\cdot7}$ Trab $\frac{1}{26\cdot8}$ scharfer Trab $\frac{1}{24\cdot3}$	Schritt $\frac{1}{34\cdot3}$ Trab $\frac{1}{27\cdot2}$ scharfer Trab $\frac{1}{24\cdot6}$
$\frac{1}{42\cdot8}$	$\frac{1}{49\cdot8}$	$\frac{1}{56\cdot9}$	$\frac{1}{71}$	Schritt $\frac{1}{40\cdot8}$ Trab $\frac{1}{26\cdot5}$ scharfer Trab $\frac{1}{22\cdot6}$	Schritt $\frac{1}{41\cdot8}$ Trab $\frac{1}{27}$ scharfer Trab $\frac{1}{22\cdot8}$
$\frac{1}{27\cdot2}$	$\frac{1}{31\cdot7}$	$\frac{1}{36\cdot2}$	$\frac{1}{45\cdot2}$	Schritt $\frac{1}{26\cdot1}$ Trab $\frac{1}{21\cdot7}$ scharfer Trab $\frac{1}{20}$	Schritt $\frac{1}{26\cdot4}$ Trab $\frac{1}{22}$ scharfer Trab $\frac{1}{20\cdot3}$
$\frac{1}{22\cdot2}$	$\frac{1}{25\cdot8}$	$\frac{1}{29\cdot5}$	$\frac{1}{36\cdot9}$	Schritt $\frac{1}{21}$ Trab $\frac{1}{18\cdot5}$ scharfer Trab $\frac{1}{17\cdot1}$	Schritt $\frac{1}{21\cdot5}$ Trab $\frac{1}{18\cdot5}$ scharfer Trab $\frac{1}{17\cdot2}$

Beschaffenheit der Bahn.		Verhältniss des		
		Lafetten und Artilleriekarren.	Artilleriewagen.	In der Franchecomté gebräuchliche Wagen.
		$b = 0{\cdot}10$ bis $b = 0{\cdot}12$ $r_1 = r_2 = 0{\cdot}78$ $\varrho = 0{\cdot}038$	$b = 0{\cdot}07$ bis $b = 0{\cdot}075$ $r_1 = 0{\cdot}575$ $r_2 = 0{\cdot}780$ $\varrho = 0{\cdot}038$	$b = 0{\cdot}06$ bis $b = 0{\cdot}07$ $r_1 = 0{\cdot}625$ $r_2 = 0{\cdot}725$ $\varrho = 0{\cdot}027$
Schotterstrasse.	Sehr verfahren mit dickem Kothe . . .	$\frac{1}{24{\cdot}1}$	$\frac{1}{20{\cdot}8}$	$\frac{1}{21{\cdot}3}$
	Sehr aufgerissen, mit Geleisen von $0^{m}{\cdot}06$ bis $0^{m}{\cdot}08$ Tiefe und dickem Kothe . .	$\frac{1}{18{\cdot}4}$	$\frac{1}{15{\cdot}9}$	$\frac{1}{16{\cdot}2}$
	Sehr schlecht, tiefe Geleise von $0^{m}{\cdot}10$ bis $0^{m}{\cdot}12$, dicker Koth, der Grund hart und rauh	$\frac{1}{16{\cdot}5}$	$\frac{1}{14{\cdot}3}$	$\frac{1}{14{\cdot}4}$
Sehr gutes Metzer Pflaster (Sierker Sandstein)		$\frac{1}{80{\cdot}9}$	$\frac{1}{70}$	$\frac{1}{75{\cdot}5}$
Pariser Pflaster aus Sandst. v. Fontainebleau.	Gewöhnlich trocken	$\frac{1}{75{\cdot}7}$	$\frac{1}{64{\cdot}6}$	$\frac{1}{69{\cdot}2}$
	Ebenso	$\frac{1}{74{\cdot}7}$	$\frac{1}{64{\cdot}6}$	$\frac{1}{69{\cdot}2}$
	Gewöhnlicher Zustand, nass und mit Koth bedeckt	$\frac{1}{58{\cdot}1}$	$\frac{1}{50{\cdot}3}$	$\frac{1}{52{\cdot}9}$
Brückenbahn von Holz . . , ...		$\frac{1}{54{\cdot}1}$	$\frac{1}{46{\cdot}8}$	$\frac{1}{49{\cdot}1}$

horizontalen Zuges auf horizontaler Bahn zur Last.

Frachtwagen.		Karren.		Eilwagen.	Wagen mit aufgehängten Sitzen.
$b = 0{\cdot}10$ bis $b = 0{\cdot}12$ $r_1 = 0{\cdot}45$ $r_2 = 0{\cdot}75$ $\varrho = 0{\cdot}032$	$b = 0{\cdot}10$ bis $b = 0{\cdot}12$ $r_1 = 0{\cdot}55$ $r_2 = 0{\cdot}85$ $\varrho = 0{\cdot}032$	$b = 0{\cdot}10$ bis $b = 0{\cdot}12$ $r_1 = 0{\cdot}80$ $\varrho = 0{\cdot}032$	$b = 0{\cdot}10$ bis $b = 0{\cdot}12$ $r_1 = 1{\cdot}00$ $\varrho = 0{\cdot}032$	$b = 0{\cdot}10$ bis $0{\cdot}12$ $r_1 + r_2 = 1{\cdot}15$ $\varrho = 0{\cdot}032$	$b = 0{\cdot}7$ bis $0{\cdot}08$ $r_1 = 0{\cdot}45$ $r_2 = 0{\cdot}70$ $\varrho = 0{\cdot}027$
				Schritt $\frac{1}{17{\cdot}9}$	Schritt $\frac{1}{18{\cdot}1}$
$\frac{1}{18{\cdot}7}$	$\frac{1}{21{\cdot}8}$	$\frac{1}{24{\cdot}9}$	$\frac{1}{31{\cdot}1}$	Trab $\frac{1}{15{\cdot}8}$	Trab $\frac{1}{15{\cdot}9}$
				scharfer Trab $\frac{1}{14{\cdot}9}$	scharfer Trab $\frac{1}{15}$
				Schritt $\frac{1}{13{\cdot}7}$	Schritt $\frac{1}{13{\cdot}8}$
$\frac{1}{14{\cdot}3}$	$\frac{1}{16{\cdot}7}$	$\frac{1}{19}$	$\frac{1}{23{\cdot}8}$	Trab $\frac{1}{12{\cdot}4}$	Trab $\frac{1}{12{\cdot}5}$
				scharfer Trab $\frac{1}{11{\cdot}8}$	scharfer Trab $\frac{1}{11{\cdot}9}$
$\frac{1}{12{\cdot}7}$	$\frac{1}{14{\cdot}9}$	$\frac{1}{17}$	$\frac{1}{21{\cdot}2}$	Schritt $\frac{1}{12{\cdot}2}$	Schritt $\frac{1}{12{\cdot}3}$
				Trab $\frac{1}{10{\cdot}5}$	Trab $\frac{1}{9{\cdot}9}$
				Schritt $\frac{1}{62}$	Schritt $\frac{1}{64{\cdot}2}$
$\frac{1}{64{\cdot}7}$	$\frac{1}{75{\cdot}5}$	$\frac{1}{86{\cdot}3}$	$\frac{1}{107{\cdot}9}$	Trab $\frac{1}{42}$	Trab $\frac{1}{43}$
				scharfer Trab $\frac{1}{36{\cdot}2}$	scharfer Trab $\frac{1}{37}$
				Schritt $\frac{1}{57{\cdot}1}$	Schritt $\frac{1}{59}$
$\frac{1}{59{\cdot}6}$	$\frac{1}{69{\cdot}5}$	$\frac{1}{79{\cdot}9}$	$\frac{1}{99{\cdot}9}$	Trab $\frac{1}{38{\cdot}1}$	Trab $\frac{1}{39}$
				scharfer Trab $\frac{1}{32{\cdot}7}$	scharfer Trab $\frac{1}{33{\cdot}3}$
				Schritt $\frac{1}{57{\cdot}1}$	Schritt $\frac{1}{59}$
$\frac{1}{59{\cdot}6}$	$\frac{1}{69{\cdot}5}$	$\frac{1}{79{\cdot}9}$	$\frac{1}{99{\cdot}9}$	Trab $\frac{1}{40{\cdot}9}$	Trab $\frac{1}{41{\cdot}8}$
				scharfer Trab $\frac{1}{35{\cdot}8}$	scharfer Trab $\frac{1}{36{\cdot}5}$
				Schritt $\frac{1}{44}$	Schritt $\frac{1}{45{\cdot}1}$
$\frac{1}{46}$	$\frac{1}{53{\cdot}5}$	$\frac{1}{61{\cdot}2}$	$\frac{1}{76{\cdot}5}$	Trab $\frac{1}{32{\cdot}9}$	Trab $\frac{1}{33{\cdot}5}$
				scharfer Trab $\frac{1}{29{\cdot}2}$	scharfer Trab $\frac{1}{29{\cdot}8}$
$\frac{1}{42{\cdot}8}$	$\frac{1}{49{\cdot}8}$	$\frac{1}{56{\cdot}9}$	$\frac{1}{17}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{40{\cdot}8}$	Schritt u. Trab $\frac{1}{41{\cdot}8}$

Lokomotive *).

306.

Fahrgeschwindigkeit.

Der Berechnung von neu zu erbauenden Lokomotiven darf man in der Regel folgende Fahrgeschwindigkeiten zu Grunde legen.

Benennung der Züge.	Fahrgeschwindigkeit in Metern in 1 Sekunde.
Schnellzüge	16 bis 20
Gewöhnliche Personenzüge . .	12 „ 16
Güterzüge	8 „ 12
Berglokomotive	5 „ 6

Nennt man V die Geschwindigkeit eines Zuges in Metern und in einer Sekunde, so ist die Geschwindigkeit eines Zuges:

1) in deutschen Meilen (zu 7·420 Kilometern) in der Stunde . . . . 0·485 V
2) in österreichischen Meilen (zu 7·587 Kilometern) in der Stunde . . . . 0·475 V
3) in preussischen Meilen (zu 7·532 Kilometern) in der Stunde . . . . 0·478 V
4) in Kilometern in der Stunde . . . . 3·600 V

---

*) In den Anmerkungen zu diesem Abschnitt wird mehrfach Veranlassung sein, auf zwei neuere Publikationen Bezug zu nehmen, welche den heutigen Zustand des Lokomotivbaues in Deutschland und des deutschen Eisenbahnwesens überhaupt zum Gegenstand haben, nämlich:

1) Technische Vereinbarungen des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen über den Bau und die Betriebseinrichtungen der Eisenbahnen. Redigirt von der technischen Commission des Vereins nach den Beschlüssen der vom 11. bis 16. September 1865 in Dresden abgehaltenen Techniker-Versammlung. Wiesbaden, C. W. Kreidel's Verlag, 1867.
2) Skizzen und Hauptdimensionen der Lokomotiven nach verschiedenen Systemen, welche in den letzten 5 Jahren von den deutschen Vereinsbahnen beschafft worden sind. Nach den Ergebnissen der Ende September 1868 in München abgehaltenen Techniker-Versammlung der deutschen Eisenbahnverwaltungen herausgegeben im Auftrage der technischen Commission des Vereins von Edmund Heusinger von Waldegg. Wiesbaden, C. W. Kreidel's Verlag, 1869.

Zur Vereinfachung der betreffenden Citate mögen diese beiden Publikationen kurz bezeichnet werden als: „Technische Vereinbarungen" und „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven". G.

5) in englischen Meilen (zu 1·609 Kilometern) in der Stunde . . . . 2·237 V

307.

Das Traingewicht.

Für neu zu erbauende Lokomotiven dürfen in der Regel folgende Traingewichte (in Tonnen zu 1000 Kilg.) in Rechnung gebracht werden:

a) wenn die stärksten Steigungen der Bahn nicht mehr als $^1/_{150}$ betragen und die kleinsten Krümmungshalbmesser nicht unter 200 Meter sind:

Art des Zuges.	Gewicht des Trains ohne Lokomotive in Tonnen.
Schnellzüge	50 bis 100
Gewöhnliche Personenzüge .	100 „ 150
Güterzüge	150 „ 300

b) wenn die stärksten Steigungen mehr als $^1/_{150}$ und bis $^1/_{40}$ betragen, wird man in der Regel das Gewicht des Trains nicht grösser als 150 Tonnen annehmen dürfen*).

308.

Verhältniss zwischen dem Gewicht einer Lokomotive und ihrer normalen Zugkraft.

Nennt man:

W den in Kilogrammen ausgedrückten normalen, totalen Widerstand des Trains, den die Lokomotive bei einer nicht zu hohen Dampfspannung zu überwinden im Stande sein soll, eingerech-

*) Nach den „technischen Vereinbarungen" soll bei Hauptbahnen in der Regel die Steigung

im flachen Lande $<$ 1 : 200
im Hügellande $<$ 1 : 100
im Gebirge $<$ 1 : 40

sein, und der Krümmungshalbmesser der Curven

im flachen Lande $>$ 1100 Mtr.
im Hügellande $>$ 600 „
im Gebirge $>$ 300 „

Nur ausnahmsweise soll im flachen und Hügellande ein Krümmungshalbmesser von 260 Mtr., im Gebirge ein solcher von 180 Mtr. gestattet sein. Die steileren Steigungen sollen in den Curven angemessen ermässigt werden.

G.

net alle Widerstände, welche durch die Differenz der Pressungen gegen die beiden Seiten der Kolben überwunden werden müssen,

L das Gewicht der Lokomotive mit Wasserfüllung in Tonnen zu 1000 Kilg.,

V die Fahrgeschwindigkeit des Trains in Metern und in der Sekunde,

so ist annähernd *):

$$\frac{W}{L} = \frac{590 + 22\,V}{V}$$

Diese Formel gibt:

für $V =$	5	6	8	10	12	14
$\frac{W}{L} =$	140	120	96	81	71	64

309.

Der Totalwiderstand eines Trains auf einer geraden Bahnstrecke.

Nennt man:

T das in Tonnen ausgedrückte Gewicht aller Wagen, die von der Lokomotive fortgezogen werden, mit Einschluss ihrer Belastung,

---

*) Eine vollständige Uebersicht der Gewichte der heutzutage auf deutschen Bahnen üblichen Lokomotiven gewähren die oben (Nr. 306) erwähnten „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven". Wenn man dabei die Tenderlokomotiven ausschliesst, also nur solche Lokomotiven berücksichtigt, denen ein besonderer Tender angehängt ist, wenn man ferner alle Lokomotiven mit nur einer Triebaxe als Schnellzuglokomotiven rechnet auch wo sie als Personenzuglokomotiven bezeichnet sind (die betreffende Bezeichnung ist nicht überall gleich), sowie alle Lokomotiven mit 2 gekuppelten Triebaxen als Personenzugmaschinen rechnet, sofern sie nicht ausdrücklich als lediglich zu Güterzügen oder zu Güter- und gemischten Zügen bestimmt bezeichnet sind, so ergibt sich das durchschnittliche Gewicht im betriebsfähigen Zustande

a) von 35 verschiedenen Schnellzuglokomotiven . . . L = 27·2 Tonnen,
b) „ 66 Lokomotiven für Personen- und gemischte Züge . . . . L = 31·5 „
c) „ 45 Lokomotiven mit 2 gekuppelten Axen für gemischte und Güterzüge . . . . L = 32·4 „
d) „ 40 Lokomotiven mit 3 gekuppelten Axen für Lastzüge . . . . L = 34·9 „
e) „ 2 Lokomotiven mit 4 gekuppelten Axen für Lastzüge . . . . L = 45·8 „

G.

L das in Tonnen ausgedrückte Gewicht der Lokomotive mit Wasserfüllung,

V die Fahrgeschwindigkeit in Metern und in einer Sekunde,

α den Winkel der stärksten auf der Bahn vorkommenden Steigungen,

F die Stirnfläche der Lokomotive in Quadratmetern (gewöhnlich gleich 7 bis 8 Quadratmeter),

f die Stirnfläche jedes Bahnwagens in Quadratmetern (gewöhnlich gleich 4 Quadratmeter),

i die Anzahl der von der Lokomotive fortzuschaffenden Wagen,

W den in Kilg. ausgedrückten Totalwiderstand des Trains auf einer geraden Bahnstrecke,

so hat man zur Berechnung von W folgenden Ausdruck*):

$$W = \frac{(3{\cdot}11 + 0{\cdot}077\ V + 1162 \sin\alpha)\,T + 0{\cdot}0704\left(F + \frac{1}{4}\,i\,f\right)V^2}{1 - (7{\cdot}25 + 0{\cdot}577\ V + 1162 \sin\alpha)\,\frac{L}{W}}$$

Der Werth von $\frac{L}{W}$ wird durch die Regel Nr. 308 bestimmt.

---

*) Dieser Ausdruck für den Totalwiderstand ist aus älteren Versuchen namentlich nach Angaben von Pambour, Gooch und Harding abgeleitet. Im Lauf der Zeit sind umfassendere Beobachtungen in dieser Beziehung angestellt und mehrere der in der Formel zum Ausdruck gebrachten Reibungswiderstände durch verbesserte Einrichtungen auf einen kleineren Betrag reducirt worden. Unter Berücksichtigung neuerer Erfahrungen und namentlich auf Grund von Versuchen, welche in den Jahren 1857—66 auf der Orléans-Bahn angestellt wurden, habe ich für den Zugwiderstand $= W_1$ Kilgr. mit Ausschluss zunächst der Reibungswiderstände, welche durch die beiden Dampfmaschinen und zugehörigen Bewegungsmechanismen der Lokomotive verursacht werden, den folgenden Ausdruck gefunden:

$$W_1 = 0{\cdot}8\ V^2 + (2 + 0{\cdot}5\ V + 1000\ \alpha)\ L + (1{\cdot}4 + 0{\cdot}014\ V^2 + 1000\ \alpha)\ T$$

Danach kann gesetzt werden:

$$W = 3\ L + 1{\cdot}15\ W_1$$

Am wenigsten zuverlässig ist in diesen Formeln das Glied $0{\cdot}5\ V\ L$, wodurch der Bahnwiderstand der Lokomotive ausgedrückt ist, welcher vorzugsweise von den störenden Bewegungen derselben abhängt und mit der Bauart der Lokomotive vermuthlich in ziemlich hohem Grade verschieden ist. In Ermangelung anderer Anhaltspunkte musste dieser Widerstand ebenso, wie es in der Formel Redtenbacher's geschehen ist, nach Angaben von Gooch geschätzt werden. Auch ergaben die Versuche auf der Orléans-Bahn, dass der Coeffizient des Gliedes mit T in der Formel für W_1 etwas mit der Länge des Zuges wächst und bei leeren Wagen etwas grösser ist, als bei geladenen; diese Umstände kommen jedoch um so weniger in Betracht, je kleiner V und je grösser α ist.

310.

Verhältniss zwischen dem Gewicht einer Lokomotive und dem Druck aller Triebräder gegen die Bahn.

Nennt man:

L das in Tonnen ausgedrückte Gewicht der Lokomotive mit Wasserfüllung,

---

Nach obiger Formel sind die folgenden Tabellen berechnet worden, aus welchen sich für verschiedene Fälle die Werthe von W_1 entnehmen lassen, welche der Forderung entsprechen, dass eine Lokomotive von L Tonnen Gewicht einen Zug von T Tonnen Gewicht (incl. Tender) auf einer Steigung $= \alpha$ mit der Geschwindigkeit V Meter pro Sekunde hinaufziehen soll.

Werthe von W_1 für $\alpha = \frac{1}{200}$.

	L = 27			L = 30			L = 33		L = 36	
	T = 50	T = 75	T = 100	T = 125	T = 150	T = 200	T = 250	T = 300	T = 350	T = 400
V = 18	1238	1511	—	—	—	—	—	—	—	—
V = 16	1109	1359	1608	1903	—	—	—	—	—	—
V = 14	—	1221	1449	1720	1948	2406	—	—	—	—
V = 12	—	—	1308	1557	1768	2188	2648	—	—	—
V = 10	—	—	—	—	—	2000	2426	2816	3242	—
V = 8	—	—	—	—	—	—	2238	2603	3001	3366

Werthe von W_1 für $\alpha = \frac{1}{100}$.

	L = 30			L = 33			L = 36	
	T = 50	T = 75	T = 100	T = 125	T = 150	T = 200	T = 250	T = 300
V = 14	1434	1788	—	—	—	—	—	—
V = 12	1326	1661	1997	2386	—	—	—	—
V = 10	—	1550	1870	2241	2561	—	—	—
V = 8	—	—	—	2116	2424	3038	3701	—
V = 6	—	—	—	—	2309	2905	3545	4140

Werthe von W_1 für $\alpha = \frac{1}{50}$.

	L = 33		L = 36		L = 40	
	T = 50	T = 75	T = 100	T = 125	T = 150	T = 200
V = 10	2111	2681	—	—	—	—
V = 8	2024	2581	3217	3774	—	—
V = 6	—	—	3119	3667	4314	5410
V = 4	—	—	—	—	4216	5298

G.

L_1 den in Tonnen ausgedrückten Druck aller Triebräder gegen die Bahn,
V die in Metern ausgedrückte Fahrgeschwindigkeit in einer Sekunde,
f den Reibungs-Coeffizienten der Räder auf den Schienen,
so ist:

$$\frac{L_1}{L} = \frac{1}{900\,f} \; \frac{590 + 22\,V}{V}$$

Die Werthe von f sind:

bei trockener Witterung, die Schienen leicht bestaubt $f = \frac{1}{3}$

bei gewöhnlicher Witterung . . . . $f = \frac{1}{6}$

bei Schnee und Regenwetter . . . . $f = \frac{1}{10}$

Der Berechnung einer zu konstruirenden Lokomotive darf man den Werth $f = \frac{1}{6}$ zu Grunde legen, und dann findet man aus obigem Ausdruck:

für V =	13·4	11·1	8·7	6·7	4·6	Meter
$\frac{L_1}{L}$ =	0·44	0·5	0·6	0·73	1·0	„

Bei den gegenwärtig in Gebrauch befindlichen Lokomotiven sind die Werthe von $\frac{L_1}{L}$:

a) Personenlokomotive von *Stephenson* mit 2 mittleren Triebrädern . . . . $\frac{L_1}{L} = 0·44$

b) Personenlokomotive von *Crampton* . . . . . $\frac{L_1}{L} = 0·50$

c) Güterlokomotive nach *Norris* mit vier gekuppelten Triebrädern, eine Axe hinter der Feuerbüchse, die andere vor derselben . . . . . $\frac{L_1}{L} = 0·60$

d) Güterlokomotive mit vier gekuppelten Triebrädern, die Triebaxen zwischen der Feuerbüchse und der Rauchkammer . . . . . . $\frac{L_1}{L} = 0·73$

e) Güterlokomotive, sämmtliche Räder gekuppelt $\frac{L_1}{L} = 1$

Hieraus sieht man, dass das System der Triebräder durch die Fahrgeschwindigkeit bestimmt wird *).

---

*) Bei den in der Anmerkung zu Nr. 308 erwähnten 5 Gruppen neuerer Lokomotiven ist im Mittel

für die Gruppe	a	b	c	d	e
$L_1 =$	12·4	21·0	24·5	34·9	45·8 Tonnen
$\frac{L_1}{L} =$	0·456	0·667	0·756	1	1

Der Druck aller Triebräder gegen die Bahn, welcher bei dem Reibungscoefficienten f das Gleiten der Räder verhindert, kann auch berechnet werden nach der Formel:

$$L_1 = \frac{\pi}{4f}\left(\sqrt{2} + \frac{r}{l_1}\right)\frac{W_1}{1000} \text{ Tonnen.}$$

Darin hat W_1 die in der Anmerkung zu Nr. 309 angegebene Bedeutung;
r ist die Länge des Kurbelarms = der halben Länge des Kolbenschubes,
l_1 die Länge der Kurbelstange.

Die Mittelwerthe von 2 r und l_1 von sämmtlichen Nummern der „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven" sind:

$$2\,r = 585 \text{ Millim.}, \quad l_1 = 1816 \text{ Millim.}$$

Daraus folgt im Mittel $\frac{r}{l_1} = 0{\cdot}161$

$$L_1 = \frac{1{\cdot}237}{f}\,\frac{W_1}{1000} = 0{\cdot}008\ W_1 \text{ für } f = 0{\cdot}155.$$

Die folgenden Tabellen enthalten die Werthe von

$$\frac{L_1}{L} = 0{\cdot}008\,\frac{W_1}{L}$$

entsprechend den Fällen, für welche die Werthe von W_1 in den Tabellen der Anmerkung zu Nr. 309 enthalten sind.

Werthe von $\frac{L_1}{L}$ für $\alpha = \frac{1}{200}$.

	L = 27			L = 30			L = 33		L = 36	
	T=50	T=75	T=100	T=125	T=150	T=200	T=250	T=300	T=350	T=400
V=18	0·37	0·45	—	—	—	—	—	—	—	—
V=16	0·33	0·40	0·48	0·51	—	—	—	—	—	—
V=14	—	0·36	0·43	0·46	0·52	0·64	—	—	—	—
V=12	—	—	0·39	0·42	0·47	0·58	0·64	—	—	—
V=10	—	—	—	—	—	0·53	0·59	0·68	0·72	—
V=8	—	—	—	—	—	—	0·54	0·63	0·67	0·75

311.

Durchmesser der Triebräder.

Nennt man:
V die Geschwindigkeit in Metern und in der Sekunde,
D den Durchmesser eines Triebrades in Metern,
so ist im Durchschnitt:

$$D = 0{\cdot}14\ V\text{*)}.$$

Werthe von $\frac{L_1}{L}$ für $\alpha = \frac{1}{100}$.

	L = 30			L = 33			L = 36	
	T = 50	T = 75	T = 100	T = 125	T = 150	T = 200	T = 250	T = 300
V = 14	0·38	0·48	—	—	—	—	—	—
V = 12	0·35	0·44	0·53	0·58	—	—	—	—
V = 10	—	0·41	0·50	0·54	0·62	—	—	—
V = 8	—	—	—	0·51	0·59	0·74	0·82	—
V = 6	—	—	—	—	0·56	0·70	0·79	0·92

Werthe von $\frac{L_1}{L}$ für $\alpha = \frac{1}{50}$.

	L = 33		L = 36		L = 40	
	T = 50	T = 75	T = 100	T = 125	T = 150	T = 200
V = 10	0·51	0·65	—	—	—	—
V = 8	0·49	0·63	0·71	0·84	—	—
V = 6	—	—	0·69	0·81	0·86	1·08
V = 4	—	—	—	—	0·84	1·06

Durch die gefundenen Werthe von $\frac{L_1}{L}$ ist das System hinsichtlich der zu kuppelnden Axen und der Gewichtsvertheilung auf dieselben mit Rücksicht darauf bedingt, dass der Druck der beiden Hinterräder zusammen wenigstens $= \frac{1}{5}$ L, der Vorderräder bei Güterzuglokomotiven wenigstens $= \frac{1}{5}$ L, bei Personenzuglokomotiven wenigstens $= \frac{1}{4}$ L sein soll; auch soll die Belastung der gekuppelten Axen möglichst gleich gross sein. Ergibt sich $\frac{L_1}{L} > 1$, so lässt sich der Forderung des Nichtgleitens mit den angenommenen Werthen der betreffenden Grössen nicht entsprechen; es muss dann, wenn α, V und f unbedingt gegeben sind, entweder L vergrössert oder T verkleinert werden. G.

*) Nach den „technischen Vereinbarungen" wird es empfohlen:

312.

Anzahl der Triebräder.

Es sei:

L_1 der Druck aller Triebräder gegen die Bahn,

$\mathfrak{P}$ der höchstens zulässige Druck eines einzelnen Rades,

i die Anzahl der Triebräder der Lokomotive,

so ist:

$$i > \frac{L_1}{\mathfrak{P}}$$

d. h. es ist i der nächst grösseren geraden Zahl gleich zu nehmen.

313.

Druck eines Rades gegen die Bahn.

Nennt man:

D den Durchmesser eines Rades in Metern,

$\mathfrak{P}$ den Druck in Tonnen, welchen das Rad gegen die Bahn ausüben darf, damit weder die Bahn, noch der Radkranz zu stark angegriffen wird, so hat man:

$$\mathfrak{P} = 5\sqrt{D} \text{ *)}$$

---

für Züge bis V = 8 Mtr. zu nehmen: $D > 1{\cdot}1$ Mtr.
" " von V = 8—12 Mtr. zu nehmen: $D > 1{\cdot}4$ "
" " " $V > 12$ Mtr. zu nehmen: $D > 1{\cdot}5$ "

Diesen Angaben würde ungefähr die Regel entsprechen:

$$D > 0{\cdot}5 + 0{\cdot}08\ V$$

unter V die normale Geschwindigkeit der Züge verstanden, für welche die Lokomotive bestimmt ist. G.

*) Durch die Rücksicht auf den Druck $\mathfrak{P}$ ist vorzugsweise der kleinste Durchmesser bedingt, welchen die Triebräder langsam gehender Güterzugs- oder Gebirgslokomotiven erhalten sollten. Bei den in den „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven“ angeführten Güterzugslokomotiven ist im Mittel $D = 1{\cdot}333$ Meter und

$$\mathfrak{P} = 5{\cdot}98 \text{ Tonnen} = 5{\cdot}18\sqrt{D}; \quad D = 0{\cdot}0373\ \mathfrak{P}^2$$

Hiernach kann die Regel aufgestellt werden:

$$D > 0{\cdot}035\ \mathfrak{P}^2$$

und überhaupt der Durchmesser der Triebräder einer Lokomotive entweder nach dieser oder nach der Regel:

$$D > 0{\cdot}5 + 0{\cdot}08\ V \text{ (Nr. 311, Anmerkung)}$$

bestimmt werden, jenachdem die eine oder die andere den grösseren Werth von

314.

Durchmesser und Anzahl der Laufräder.

Für Laufräder gelten folgende Regeln:

Durchmesser eines Laufrades ungefähr 1 Meter,

Druck eines Laufrades gegen die Bahn höchstens 5 Tonnen,

Anzahl der Laufräder wenigstens $= \frac{L - L_1}{5}$,

wobei L das Gewicht der Lokomotive in Tonnen, L_1 die Summe der Pressungen aller Triebräder gegen die Bahn in Tonnen bedeutet.

Anzahl der Speichen eines Rades:

$$\mathfrak{N} = 18 \sqrt{D - 0{\cdot}8}$$

315.

Bauart der Lokomotive.

Hinsichtlich der Bauart sind folgende Anordnungen zu empfehlen:

A) Für Personen- und Schnellzüge.

I. Die Lokomotive von *Crampton* ohne Blindaxe, jedoch mit folgenden Abänderungen: 1) Statt der gegen den Rahmenbau unveränderlich gelagerten Laufwerke, ein um einen vertikalen Zapfen drehbarer vierräderiger Laufwagen. 2) Eine richtige, d. h. eine solche Lagerung der Dampfcylinder, dass die mittlere Position der Gleitstücke genau in die quer durch den Schwerpunkt gehende Vertikalebene fällt. 3) Eine richtige Balancirung der hin und her gehenden Massen der Kolben, Kolbenstangen und Schubstangen. 4) Ein Kessel von einfacher Form mit möglichst grossem Querschnitt und ohne Dom. 5) Eine richtige Zusammenhängung des Tenders mit der Lokomotive.

II. Die Lokomotive mit Blindaxe, jedoch mit folgenden Abänderungen: 1) Ein um einen Vertikalzapfen drehbarer vierräderiger Laufwagen. 2) Aussen liegende Cylinder; denn wenn eine Blindaxe vorhanden ist, verursacht die äussere Lage der Cylinder weder ein Wanken noch ein Wogen, und hinsichtlich des Nickens ist es gleichgültig, ob die Cylinder innen oder aussen liegen. Die äussere

---

D bedingt. Erstere thut dies im Allgemeinen für Güterzug-, Letztere für Personenzug-Lokomotiven. —

In den „technischen Vereinbarungen" wird empfohlen, $\mathfrak{P} = 6{\cdot}5$ Tonnen als Maximum nicht zu überschreiten. G.

Lage der Cylinder gewährt aber den Vortheil, dass die Blindaxe keine innere, sondern nur äussere Kurbeln erhält und dass sie nicht auf Torsion in Anspruch genommen wird. Die Cylinder können, wenn eine Blindaxe angewendet wird, ohne Nachtheil nach vorn hin neben die Rauchkammer gelegt werden.

III. Die Lokomotive mit Schleifenbewegung, welche weder ein Wanken noch ein Wogen, sondern nur ein schwaches Nicken verursacht.

B) Für leichtere Guterzüge

ist zu empfehlen: Die im Wesentlichen nach dem System von *Norris* erbaute Lokomotive der würtembergischen Eisenbahn, jedoch mit folgenden Abänderungen: 1) Die Cylinder weiter zurücklegen, so dass die mittlere Position der Gleitstücke in die durch den Schwerpunkt gehende vertikale Querebene fällt. 2) Die hinteren Triebräder durch Schubstangen mit den Gleitstücken verbinden. 3) Ein Kessel von einfacher Form mit grossem Querschnitt und ohne Dom. 4) Eine richtige Balancirung der hin und her gehenden Massen.

C) Für schwere Güterzüge

ist zu empfehlen: die Alplokomotive, jedoch mit folgenden Abänderungen: 1) Die hinteren Triebräder vermittelst Schubstangen mit den Gleitstücken verbinden. 2) Die mittlere Triebaxe schwächer als die beiden andern Axen belasten, daher auch die Federn der mittleren Axe weniger starr machen, als die Federn der beiden andern Axen. 3) Jedes Rad mit einer besonderen von den übrigen Federn unabhängigen Feder versehen. 4) Eine richtige Balancirung der Massen.

316.

Conizität der Räder eines vierräderigen Wagens mit parallelen Axen und Geleiserweiterung in Bahnkrümmungen.

Nennen wir:

R den kleinsten Krümmungshalbmesser, welcher auf der zu befahrenden Bahn vorkommt,

tang α die Conizität der Räder eines vierräderigen Wagens, d. h. die Tangente des Winkels, den die Seite des Radkegels mit seiner Axe bildet,

r den Halbmesser des mittleren Laufkreises eines Rades, d. h. den Halbmesser desjenigen Kreises, dessen Punkte mit der Bahn in Berührung kommen, wenn ein Wagen auf einer geraden Strecke in seiner mittleren Stellung auf der Bahn fortläuft,

$2e$ die Spurweite der Bahn in einer geraden Strecke,

$2e + 2\sigma$ die Spurweite der Bahn in der stärksten Bahnkrümmung, welcher der Halbmesser R entspricht,

R_1 den Halbmesser irgend einer von den Bahnkrümmungen, die auf der zu befahrenden Bahn vorkommen.

$2e + 2\sigma_1$ die Spurweite in der Bahnkrümmung, welcher der Halbmesser R_1 entspricht.

Dies vorausgesetzt, hat man zur Bestimmung von tang α und σ_1 folgende Gleichungen:

$$\text{tang}\ \alpha = \frac{r\,e}{R\,\sigma}$$

$$\sigma_1 = \sigma \frac{R}{R_1}$$

Die stärkste Geleiserweiterung 2σ darf nicht mehr als 0·03 Meter betragen; es ist daher zu setzen:

$$\sigma = 0{\cdot}015 \text{ Meter}^{*)}.$$

317.

Conizität der Räder eines Wagens mit mehr als zwei Axen.

Die Conizitäten der Vorder- und Hinterräder eines Wagens mit mehr als 2 Axen sind nach der vorhergehenden Regel zu bestimmen; zur Bestimmung der Conizität der Räder eines der übrigen Laufwerke hat man folgende Regel zu befolgen.

Nennt man:

2Δ den Abstand der vordersten Axe des Wagens von der hintersten,

δ die Entfernung der Axe eines inneren Laufwerkes von der hinteren Axe des Wagens,

$2e$ die Spurweite der Bahn in einer geraden Strecke,

R den Halbmesser der stärksten auf der Bahn vorkommenden Krümmung,

2σ die Bahnerweiterung in dieser stärksten Krümmung,

r_1 den Halbmesser des mittleren Laufkreises eines Laufwerkes, dessen Conizität bestimmt werden soll,

tang α_1 die Conizität dieses inneren Laufwerkes,

---

*) Nach den „technischen Vereinbarungen“ soll eine Erweiterung des Geleises erst bei solchen Curven eintreten, deren Krümmungshalbmesser $R < 600$ Mtr. ist; auch bei den stärksten Krümmungen ($R = 180$ Mtr.) soll sie höchstens 0·025 Mtr. betragen. G.

so hat man annähernd:

$$\text{tang}\ \alpha_1 = \frac{2\,r\,e}{\Delta^2 - (\Delta - \delta)^2 - 2\,R\,\sigma}$$

Fällt der Werth von tang α_1 positiv aus, so ist die Conizität des inneren Laufwerkes jener der äusseren Laufwerke entgegengesetzt. Fällt tang α_1 negativ aus, so sind die Conizitäten aller Laufwerke in dem gleichen Sinne zu nehmen.

318.

Kolbengeschwindigkeit und Länge des Kolbenschubes.

Die Kolbengeschwindigkeit v ist bei allen Lokomotiven nahe eine constante und beträgt:

$$v = 2{\cdot}3 \text{ Meter.}$$

Die Kolbenschublänge l ist ebenfalls bei allen Lokomotiven nahe eine constante und beträgt:

$$l = 0{\cdot}63 \text{ Meter}^{*}).$$

319.

Schubstangen-Länge.

Nennt man:
D den Durchmesser eines Triebrades,

---

*) Bei den heutzutage gebauten Lokomotiven ist im Durchschnitt v grösser und l kleiner. Bedeutet
D den Durchmesser der Triebräder in Metern,
V die Fahrgeschwindigkeit in Metern per 1 Sekunde,
so ist allgemein:

$$v = \frac{2\,l}{\pi\,D}\,V$$

Nun lässt sich aus den „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven“ im Durchschnitt entnehmen für

	Schnellzüge,	Personenzüge,	gemischte Züge,	Güterzüge.	
$D =$	1·845	1·655	1·512	1·333	Mtr.
$l =$	0·549	0·571	0·584	0·621	„
also $\frac{l}{D} =$	0·298	0·345	0·386	0·466	
$\frac{D}{l} =$	3·36	2·90	2·59	2·15	
$\frac{v}{V} =$	0·190	0·220	0·246	0·297	
z. B. $v =$	3·1	3·0	2·8	2·4	Mtr.
für $V =$	16·3	13·6	11·4	8·1	„

G.

$2e$ die Horizontaldistanz der Cylindermittel,
l_1 die Länge der Schubstange,
so hat man die Regel, dass die Länge einer Schubstange nie kleiner als:

$$l_1 = (1{\cdot}9 + 0{\cdot}41\ D)\ e \text{ Meter}$$

und jederzeit so lang gemacht werden soll, als es die Bauart der Lokomotive erlaubt.

320.

Spannung des Dampfes in den Cylindern.

Man darf als Regel aufstellen, dass die Spannung des Dampfes in den Cylindern hinter den Kolben, wenn die Lokomotive ihre stärkeren Leistungen hervorbringt, 5 Atmosphären betragen soll *).

321.

Querschnitt der Dampfcylinder.

Nennt man:
O den Querschnitt eines Dampfcylinders in Quadratmetern,
p den Druck des Dampfes in Kilogrammen auf 1 Quadratmeter hinter dem Kolben,
r den vor dem Kolben herrschenden mittleren Gegendruck in Kilg. auf 1 Quadratmeter (in der Regel darf man $r = 12500$ Kilg. setzen),
v die Kolbengeschwindigkeit in Metern,
V die Fahrgeschwindigkeit in Metern,
l die Länge des Kolbenschubes in Metern,
l_1 den Weg, den bei expandirenden Maschinen der Kolben zurücklegt, bis die Absperrung eintritt,
m in der Regel gleich $0{\cdot}05$ den Coeffizienten für den schädlichen Raum,

$$\left.\begin{array}{l} \alpha = 0{\cdot}1427 \\ \beta = 0{\cdot}0000473 \\ \dfrac{\alpha}{\beta} = 3017 \end{array}\right\}$$

Zahlen, durch welche das Gewicht von 1 Kilg. Dampf vermittelst des Ausdruckes $\alpha + \beta p$ berechnet werden kann,

*) Die Dampfspannung hat man im Lauf der Zeit mit Vortheil gesteigert. Nach den Angaben der „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven" beträgt der zulässige Dampfdruck im Kessel durchschnittlich 8·5 Atmosphären, und es kann somit nach heutiger Uebung bei der Bestimmung des nöthigen Querschnitts der Dampfcylinder mit Rücksicht auf den grössten Widerstand, welcher von der Lokomotive dauernd soll überwunden werden können, auf einen Dampfdruck von 7 bis 8 Atm. im Cylinder gerechnet werden. G.

W den totalen Widerstand des Trains in Kilg., der durch die Kraft 2 O (p — r) überwunden werden muss,

so ist:

A) für nicht expandirende Maschinen:

$$O = \frac{V\ W}{2\ v\ (p - r)}$$

B) für expandirende Maschinen:

$$O = \frac{V\ W}{2\,v\left[\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)k - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right]}$$

wobei zur Abkürzung gesetzt ist:

$$k = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \text{lognat} \frac{l + m\ l}{l_1 + m\ l}$$

Gewöhnlich ist m = 0·05 und dann gibt diese Formel:

für $\frac{l_1}{l}$ =	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{5}$
k =	0·968	0·856	0·720	0·626	0·559

322.

Kessel-Verhältnisse.

Nennt man:

O den Querschnitt eines Dampfcylinders in Quadratmetern,

v = 2·3 Meter die Kolbengeschwindigkeit,

l die Länge des Kolbenschubes,

l_1 den Weg, den der Kolben bei expandirenden Maschinen zurücklegt, bis die Absperrung eintritt,

p Kilogr. den Druck des Dampfes in den Cylindern hinter dem Kolben auf 1 Quadratmeter,

$\alpha + \beta$ p das Gewicht von 1 Kilg. Dampf,

m den Coeffizienten für den schädlichen Raum,

F die totale Heizfläche des Kessels,

$\mathfrak{p}$ das Güteverhältniss des Kessels, d.h. das Verhältniss zwischen der Wärmemenge, die in den Kessel eindringt, und der Wärmemenge des Brennstoffs,

so ist:

$$F = (22 + 145\ \mathfrak{p})\ 2\ v\ O \left(\frac{l_1}{l} + m\right) (\alpha + \beta\ p)$$

Für nicht expandirende Maschinen darf man in der Regel setzen:

$$\mathfrak{p} = 0{\cdot}41 \quad v = 2{\cdot}3 \quad \frac{l_1}{l} = 0{\cdot}88 \quad m = 0{\cdot}05$$

$$p = 5 \times 10330 \quad \alpha + \beta\, p = 2{\cdot}586$$

und dann wird:

$$\frac{F}{O} = 900$$

Für expandirende Maschinen darf man setzen:

$$\mathfrak{p} = 0{\cdot}41 \quad v = 2{\cdot}3 \quad \frac{l_1}{l} = 0{\cdot}5 \quad m = 0{\cdot}05$$

$$p = 6 \times 10330 \quad \alpha + \beta\, p = 3{\cdot}074$$

und dann wird:

$$\frac{F}{O} = 633\,{}^{*)}$$

---

*) Bezeichnet d den Kolbendurchmesser, so lassen sich aus den „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven" folgende Mittelwerthe entnehmen.

1) Lokomotiven für Schnell-, Personen- und gemischte Züge:

$$d = 0{\cdot}395 \text{ Mtr., also } O = \frac{\pi\, d^2}{4} = 0{\cdot}1225 \text{ Quadratm.}$$

$$F = 85{\cdot}71 \text{ Quadratm., also } \frac{F}{O} = 700$$

2) Güterzuglokomotiven:

$$d = 0{\cdot}432 \text{ Met., also } O = \frac{\pi\, d^2}{4} = 0{\cdot}1466 \text{ Quadratm.}$$

$$F = 108{\cdot}08 \text{ Quadratm., also } \frac{F}{O} = 737.$$

Bezeichnet man mit:

w_1 die Wärmemenge, welche pro Sekunde und pro 1 Quadratm. von F in den Kessel eindringt,

v die mittlere Kolbengeschwindigkeit,

γ das spezifische Gewicht des Dampfs hinter dem Kolben zu Ende der Einströmung,

Q die Wärmemenge zur Bildung von 1 Kilg. Dampf,

und nimmt man an, dass, wenn die Lokomotive dauernd ihren grösstmöglichen Widerstand zu überwinden hat, die Einströmung des Dampfs während 0 85 des Kolbenweges stattfindet (etwas zu gross veranschlagt zur Berücksichtigung des Dampfverlustes), so ist:

$$w_1 = \frac{2 \,.\, 0{\cdot}85 \,.\, O\, v\, \gamma\, Q}{F} = 10{\cdot}68$$

Zur Bestimmung der Heizfläche F_1 der Feuerbüchse, der Rostfläche R und der Summe Ω der Querschnitte aller Röhren gelten folgende Regeln:

Verhältniss $\frac{F_1}{F}$ zwischen der Heizfläche der Feuerbüchse und der totalen Heizfläche des Kessels:

$$\frac{F_1}{F} = 0{\cdot}074 = \frac{1}{13{\cdot}5}$$

Verhältniss $\frac{R}{F}$ zwischen der Rostfläche und der totalen Heizfläche des Kessels:

---

wenn gesetzt wird:

$$\frac{F}{O} = 720,\ v = 2 \text{ Met.},$$

$\gamma = 3{\cdot}771$ entsprechend gesättigtem, trockenem Dampf von 7 Atm. Druck,
$Q = 600$ entsprechend einer Temperatur des Speisewassers von ungefähr 50^0.
Bezeichnet allgemein wie in Nr. 248, Anmerkung:
$\mathfrak{p}$ das Güteverhältniss des Kessels (den Wirkungsgrad der Heizfläche),
T_2 die Temperatur, mit welcher die Heizgase in die Esse abziehen,
so kann gesetzt werden:
a) bei Lokomotiven mit Coaksfeuerung:

$$T_2 = 1560\,(1 - \mathfrak{p});\quad w_1 = \frac{10{\cdot}4\ \mathfrak{p}}{\ln \frac{1080}{T_2 - 170}}$$

z. B.	$\mathfrak{p} = 0{\cdot}5$	$0{\cdot}6$	$0{\cdot}7$
	$T_2 = 780^0$	624^0	468^0
	$w_1 = 9{\cdot}11$	$7{\cdot}20$	$5{\cdot}67$

b) bei Lokomotiven mit Steinkohlenfeuerung:

$$T_2 = 1500\,(1 - \mathfrak{p});\quad w_1 = \frac{10\ \mathfrak{p}}{\ln \frac{1030}{T_2 - 170}}$$

z. B.	$\mathfrak{p} = 0{\cdot}5$	$0{\cdot}6$	$0{\cdot}7$
	$T_2 = 750^0$	600^0	450^0
	$w_1 = 8{\cdot}71$	$6{\cdot}87$	$5{\cdot}37$

Selbst für $\mathfrak{p} = 0{\cdot}5$ ist $w_1 < 10{\cdot}68$. Die beschränkte Grösse der Heizfläche einer Lokomotive hat also zur Folge, dass man bei ihrer grössten Anstrengung die Heizgase mit einer Temperatur $T_2 > 800^0$ in die Rauchkammer entweichen lassen und mit einem Güteverhältniss des Kessels $\mathfrak{p} < 0{\cdot}5$ sich begnügen muss. Das resultirende Güteverhältniss $\eta = \mathfrak{p}\ \mathfrak{q}$ in Betreff der Verwerthung dez Heizeffekts des Brennstoffs ist dann bei Coaksfeuerung $< 0{\cdot}45$, bei Steinkohlenfeuerung $< 0{\cdot}40$, indem das Güteverhältniss $\mathfrak{q}$ der Feuerung (der Wirkungsgrad des Herdes) dort $= 0{\cdot}9$, hier $= 0{\cdot}8$ gesetzt werden kann. Bei mässiger Anstrengung der Lokomotive kann $\mathfrak{p}$ bis $0{\cdot}6$ oder $0{\cdot}7$ wachsen. G.

$$\frac{R}{F} = 0{\cdot}0125 = \frac{1}{80}\,{}^{*)}$$

Verhältniss $\frac{\Omega}{F}$ zwischen der Summe der Querschnitte aller Röhren und der totalen Heizfläche des Kessels:

$$\frac{\Omega}{F} = 0{\cdot}0027 = \frac{1}{370}$$

Für den Kessel gelten folgende Verhältnisse:

Verhältniss zwischen dem Querschnitt der Regulatoröffnung und der totalen Heizfläche:

$$\frac{1}{7000} = 0{\cdot}000143$$

Verhältniss zwischen dem Querschnitt eines Dampfkanales und der totalen Heizfläche:

$$\frac{1}{7570} = 0{\cdot}000132$$

Verhältniss zwischen dem Querschnitt der Blasrohrmündung und der totalen Heizfläche für den grössten Querschnitt der Mündung:

$$\frac{1}{7800} = 0{\cdot}000128$$

---

*) Aus den „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven" lassen sich folgende Mittelwerthe für alle dort aufgeführten Lokomotiven mit Ausschluss der zum Rangiren bestimmten entnehmen:

$$F = 96{\cdot}10;\ F_1 = 6{\cdot}86;\ R = 1{\cdot}28 \text{ Quadratm.}$$

Hiernach ist im Durchschnitt:

$$\frac{F_1}{F} = 0{\cdot}0714 = \frac{1}{14{\cdot}0}$$

$$\frac{R}{F} = 0{\cdot}0133 = \frac{1}{75{\cdot}1}$$

Dabei ist nicht angegeben, welche jener Lokomotiven mit Coaks, welche etwa mit Steinkohlen geheizt werden sollen. Es empfiehlt sich aber zu nehmen:

für Coaksfeuerung $R = \frac{1}{90} F$ bis $\frac{1}{80} F$

für Steinkohlenfeuerung $R = \frac{1}{70} F$ bis $\frac{1}{60} F$. G.

323.

Position der Axen.

Nennt man:

$\mathfrak{P}_1$, $\mathfrak{P}_2$ ... die in Tonnen ausgedrückten Pressungen aller hinter dem Schwerpunkt des Baues befindlichen Laufwerke gegen die Bahn,

p_1, p_2 ... die Horizontalabstände des Schwerpunktes von den Axen dieser Laufwerke,

$\mathfrak{Q}_1$, $\mathfrak{Q}_2$ ... die in Tonnen ausgedrückten Pressungen aller vor dem Schwerpunkt befindlichen Laufwerke gegen die Bahn,

q_1, q_2 ... die Horizontalabstände des Schwerpunktes von den Axen dieser Laufwerke,

L das in Tonnen ausgedrückte Totalgewicht der Lokomotive sammt Wasserfüllung,

so hat man zur Bestimmung der Position der Axen folgende Gleichungen:

$$\mathfrak{P}_1 \, p_1 + \mathfrak{P}_2 \, p_2 + \ldots = \mathfrak{Q}_1 \, q_1 + \mathfrak{Q}_2 \, q_2 + \ldots$$
$$\mathfrak{P}_1 + \mathfrak{P}_2 + \ldots + \mathfrak{Q}_1 + \mathfrak{Q}_2 + \ldots = L$$

Beispiele über die Anwendung dieser Regeln findet man Seite 296 meiner „Gesetze des Lokomotivbaues."

324.

Zusammenhängung von Wagen, deren Radstände nicht gleich gross sind.

Nennt man:

2Δ und $2\Delta_1$ die Radstände der zusammenzuhängenden Wagen,

x und x_1 die Entfernungen des richtigen Zusammenhängungspunktes von den Mittelpunkten der Wagen,

$\delta = x + x_1$ die Entfernung der Mittelpunkte der Wagen, wenn dieselben auf einer geraden Bahnstrecke stehen,

so ist:

$$x = \frac{\delta}{2} - \frac{\Delta_1^2 - \Delta^2}{2\,\delta}$$

$$x_1 = \frac{\delta}{2} + \frac{\Delta_1^2 - \Delta^2}{2\,\delta}$$

Diese Regeln sollen insbesondere berücksichtiget werden, um die richtige Zusammenhängung des Tenders mit der Lokomotive zu treffen.

325.

Die Federn.

Die Schienen eines Federwerkes sollen im belasteten Zustand desselben vollständig übereinstimmende Krümmungen annehmen, so zwar, dass jede Schiene von den benachbarten der ganzen Ausdehnung nach berührt wird. Auch sollen alle Schienen in der Mitte gleich stark in Anspruch genommen sein. Federwerke, welchen diese Eigenschaften zukommen, erhält man, wenn man sich an folgende Regeln hält.

Es sei:

$2\,l$ die ganze Länge des Federwerkes oder die ganze Länge der längsten Schiene in Centimetern,

$2\,P$ die Belastung des Federwerkes in Kilg.,

δ die Metalldicke jeder Schiene des Federwerkes, die nothwendig für alle Schienen gleich gross sein mus, wenn das Federwerk die oben erwähnten Eigenschaften besitzen soll, in Centimetern,

n die Anzahl der Schienen des Federwerkes,

ε der Modulus der Elastizität des Stahles, aus welchem die Schienen gefertigt werden,

J die auf einen Quadratcentimeter bezogene grösste Spannung, welche in jeder Schiene in der Mitte eintreten darf, wenn das Federwerk mit $2\,P$ belastet ist,

b die Breite jeder Schiene in Centimetern,

γ eine Zahl, die gleich oder grösser als Eins und selbst unendlich gross genommen werden darf,

$2\,l_k$ die Länge der k^{ten} Schiene des Federwerkes von der längsten nach der kürzesten hin gezählt, so dass für die längste Schiene $k = 1$, für die kürzeste $k = n$ ist,

R der Halbmesser, nach welchem im unbelasteten Zustand des Federwerkes die längste Schiene gekrümmt ist, also $R + (k-1)\,\delta$ dieser Halbmesser für die k^{te} Schiene, sofern angenommen wird, dass auch im unbelasteten Zustand alle Schienen so aufeinander passen, dass jede von den benachbarten der ganzen Ausdehnung nach berührt wird,

f_1 der Abstand des Mittelpunktes der längsten Schiene von der geraden Linie, welche die Endpunkte dieser Schiene verbindet, im unbelasteten Zustand des Federwerkes,

f die Senkung des Federwerkes durch die Belastung oder die durch die Belastung $2\,P$ entstehende Aenderung von f_1.

Alle Längen seien in Centimetern, die Kräfte in Kilogrammen ausgedrückt.

Dies voraūsgesetzt, erhält man Federwerke, welche die oben verlangten Eigenschaften besitzen, wenn man folgenden Gleichungen genügt:

$$f = \frac{J\,l^2}{\varepsilon\,\delta}\left(1 - \frac{1}{3\gamma}\right)$$

$$P\,l = \frac{n\,J\,b\,\delta^2}{6}$$

$$l_k = l\,\frac{1 - \frac{k-1}{n}}{1 - \frac{k-1}{n}\,\frac{1}{\gamma}}$$

$$R = \frac{l^2}{2\,f_1}$$

Die verschiedenen Federwerke, welche man erhält, wenn man für die innerhalb 1 und unendlich willkürliche Grösse γ alle erlaubten Werthe setzt, lassen sich in 3 Klassen eintheilen. Diese sind:

I. Rechteckfedern.

Diese ergeben sich, wenn man $\gamma = 1$ setzt. In diesem Falle wird nämlich $l_k = l$, werden also alle Schienen gleich lang. Für ein solches Federwerk geben die obigen Gleichungen:

$$\delta = \frac{2}{3}\,\frac{J\,l^2}{\varepsilon\,f} \qquad \varepsilon = 2000000$$

$$J = 4400$$

$$n = \frac{6\,P\,l}{J\,b\,\delta^2} \qquad f = 3 \text{ bis } 5 \text{ Centimet.}$$

$$f_1 = 6 \text{ „ } 10 \text{ „}$$

$$R = \frac{l^2}{2\,f_1} \qquad b = 8 \text{ „ } 10 \text{ „}$$

II. Trapezfedern.

Diese ergeben sich, wenn man $\gamma = \infty$ setzt. In diesem Falle werden die Längenunterschiede je zweier unmittelbar auf einander folgenden Schienen gleich gross, die Grundform des Federwerkes bildet daher, wenn die Schienen im ungebogenen Zustand auf einander geschichtet werden, ein Trapez.

Die obigen Gleichungen geben, wenn man $\gamma = \infty$ setzt, zur Bestimmung eines solchen Federwerkes folgende Beziehungen:

$$\delta = \frac{J\,l^2}{\varepsilon\,f} \qquad \varepsilon = 2000000$$

$$J = 4400$$

$$n = \frac{6\,P\,l}{J\,b\,\delta^2} \qquad f = 3 \text{ bis } 5 \text{ Centimet.}$$

$$l_k = l\left(1 - \frac{k-1}{n}\right) \qquad \begin{array}{l} f_1 = 6 \text{ „ } 10 \text{ „} \\ b = 8 \text{ „ } 10 \text{ „} \end{array}$$

$$R = \frac{l^2}{2\,f_1}$$

III. Hyperbelfedern.

Diese ergeben sich, wenn man für γ einen von Eins und von ∞ verschiedenen Werth nimmt, z. B. $\gamma = \frac{3}{2}$ setzt. Wenn man die Schienen eines solchen Federwerkes im ungebogenen Zustand auf einander schichtet, so liegen die Endpunkte der Schienen in zwei congruenten in der Mitte sich durchschneidenden Hyperbeln.

Setzt man $\gamma = \frac{3}{2}$, so findet man:

$$\delta = \frac{7}{9}\,\frac{J\,l^2}{\varepsilon\,f} \qquad \varepsilon = 2000000$$

$$J = 4400$$

$$n = \frac{6\,P\,l}{J\,b\,\delta^2} \qquad f = 3 \text{ bis } 5 \text{ Centimet.}$$

$$l_k = l\,\frac{3\,n + 3 - 3\,k}{3\,n + 2 - 2\,k} \qquad \begin{array}{l} f_1 = 6 \text{ „ } 10 \text{ „} \\ b = 8 \text{ „ } 10 \text{ „} \end{array}$$

$$R = \frac{l^2}{2\,f_1}\;{}^{*)}$$

326.

Aeussere Axenzapfen für Lauf- und Triebräder.

Die Zapfen der Wagen- und Lokomotiv-Axen erhalten Dimen-

*) Bei Lokomotivfedern pflegt

$2\,l = 90 - 100$ Centim., $\delta = 1{\cdot}1 - 1{\cdot}4$ Centim.

zu sein. In Betreff der Wagenfedern empfehlen die „technischen Vereinbarungen“:

$\delta \overline{\overline{<}}$ 1·3 Centim.

und für Güterwagen $2\,l \overline{\overline{>}}$ 100 „

für Personenwagen $2\,l \overline{\overline{>}}$ 150 „ G.

sionen, welche eine genügende Festigkeit und auch gegen das Abnützen und Warmlaufen hinreichenden Schutz gewähren, wenn man dieselben nach folgenden Regeln berechnet:

$$l = \frac{0 \cdot 001\, Q\, (17 + n\, d)}{d}$$

$$Q = \frac{243}{\sqrt{17 + n\, d}}\, d^2$$

wobei:

Q die Belastung des Zapfens in Kilg.,
n die Anzahl der Umdrehungen des Zapfens in einer Sekunde,
$\left.\begin{array}{l}\text{d den Durchmesser} \\ \text{l die Länge}\end{array}\right\}$ des Zapfens in Centimetern

bedeutet. Die Resultate, welche diese Formeln liefern, sind in folgender Tabelle zusammengestellt *).

*) Nach den „technischen Vereinbarungen" wird für die *Axschenkel der Eisenbahnwagen*, wenn sie aus bestem Schmiedeisen bestehen,

bei d = 6·7 7·6 8·2 Centimeter Durchm.
eine Belastung Q = 1875 2500 3250 Kilogr.

als Maximum für zulässig erachtet, welche bei Zapfen von Gussstahl um 30 % soll erhöht werden dürfen. Dabei wird als Länge der Axschenkel das $1^3/_4$ bis $2^1/_4$fache des Durchmessers empfohlen. Diesen Regeln entspricht als grösste Spannungsintensität

für Schmiedeisen k = 450 Kilogr. pro Quadratcentimeter,
„ Gussstahl k = 585 „ „ „

wenn man den Druck als gleichförmig auf der Zapfenlänge vertheilt und

$$\frac{l}{d} = 2 \cdot 1 \quad 2 \quad 1 \cdot 9$$
$$\text{für } d = 6 \cdot 7 \quad 7 \cdot 6 \quad 8 \cdot 2$$

in Rechnung stellt. G.

Axenzapfen von Schmiedeisen.

Durchmesser in Centimetern.	Belastung der Zapfen in Kilogrammen und Länge der Zapfen in Centimetern. Umdrehungen des Zapfens in einer Sekunde.						
	0	1	2	3	4	5	6
2	236 2	223 2·1	212 2·2	203 2·3	194 2·4	187 2·5	180 2·6
3	530 3	489 3·3	456 3·5	429 3·7	406 3·9	387 4·1	370 4·3
4	943 4	848 4·5	778 4·9	722 5·2	677 5·6	639 5·9	607 6·2
5	1473 5	1295 5·7	1169 6·3	1074 6·9	999 7·4	937 7·9	886 8·3
6	2122 6	1824 7·0	1624 7·9	1479 8·6	1366 9·3	1276 10·0	1202 10·6
7	2888 7	2430 8·3	2139 9·5	1932 10·5	1775 11·4	1651 12·3	1550 13·1
8	3772 8	3110 9·7	2707 11·2	2429 12·4	2222 13·6	2060 14·7	1929 15·7
9	4774 9	3860 11·2	3327 12·9	2967 14·5	2704 15·9	2500 17·2	2336 18·4
10	5894 10	4676 12·6	3995 14·8	3544 16·7	3219 18·3	2969 19·9	2769 21·3
11	7131 11	5557 14·1	4708 16·7	4158 18·9	3765 20·9	3465 22·7	3227 24·4
12	8487 12	6498 15·7	5465 18·7	4807 21·2	4340 23·5	3988 25·6	3709 27·5
13	9960 13	7498 17·3	6263 20·7	5488 23·6	4944 26·2	4535 28·6	4213 30·8
14	11552 14	8554 18·9	7100 22·8	6201 26·1	5574 29·1	5106 31·7	4739 34·2
15	13261 15	9665 20·6	7975 25·0	6944 28·7	6231 32·0	5700 35·0	5286 37·7
16	15088 16	10829 22·3	8887 27·2	7716 31·3	6912 35·0	6316 38·3	5852 41·3

327.

Stärke der Axen.

A) Axe eines Laufwerkes für einen Wagen oder für eine Lokomotive mit äusseren Zapfen. Taf. XVI., Fig. 6.

Nennt man:

Q die Belastung des Zapfens in Kilg.,

l_1 den Abstand vom Mittel des Zapfens bis zum Mittel des Rades in Centimetern,

d den Durchmesser
l die Länge } des äusseren Zapfens,

d_1 den Durchmesser der Axe in der Mitte,

d_2 den Durchmesser in der Nähe der Nabe in Centimetern,

so ist:

$$\left.\begin{aligned} d_1 &= d \sqrt[3]{\frac{2 l_1}{l}} \\ d_2 &= 1{\cdot}1\ d_1 \end{aligned}\right\} \text{Centimeter,}$$

wobei d und l aus Nr. 326 zu nehmen sind*).

---

*) Nach den „technischen Vereinbarungen“ wird für *Wagenaxen*, wenn sie aus bestem Schmiedeisen bestehen,

bei d_1 =	10·1	11·4	12·7 Centim. Durchm.
eine Belastung der Axe =	3·75	5	6·5 Tonnen, also
eine Belastung des Zapfens Q =	1875	2500	3250 Kilogr.

als Maximum für zulässig erachtet, welche bei Axen von Gussstahl um 30 % soll erhöht werden dürfen. Diesen Vorschriften in Verbindung mit den über die Axschenkel gegebenen entspricht im Mittel das Verhältniss:

$$\frac{d_1}{d} = 1{\cdot}52$$

Die Spannungsintensität ist im Axschenkel und im mittleren Querschnitt der Axe gleich gross, wenn

$$\frac{2\,l_1}{l} = (1{\cdot}52)^3 = 3{\cdot}5$$

ist, wie es der Vorschrift der „technischen Vereinbarungen“ im Durchschnitt entspricht, dass die Entfernung von Mitte zu Mitte der Axschenkel 190 bis 200 Centim. betragen soll.

Für Personenwagen wird empfohlen, stets Axen von mindestens 11·4 Centim. Durchm. anzuwenden. G.

B) Laufaxe oder Triebaxe einer Lokomotive mit äusseren Cylindern und inneren Rahmen. Taf. XVI., Fig. 5.

Nennt man:
Q die Belastung eines Axenhalses in Kilg.,
d den Durchmesser } des Halses in Centimetern,
l die Länge }
d_1 den Durchmesser der Axe in der Mitte,
l_1 den Abstand vom Mittel des Halses bis zum Mittel des Rades in Centimetern, so ist:

$$d = d_1 = l = 0{\cdot}32 \sqrt[3]{Q\, l_1} \;{}^{*)}$$

C) Triebaxe mit inneren Kurbeln für Maschinen mit innen liegenden Cylindern und mit innerem Rahmen. Taf. XVI., Fig. 7.

Nennt man:
Q die Belastung eines Axenhalses in Kilg.,
P den Druck gegen einen Kurbelzapfen,
l_1 den Abstand vom Mittel eines Rades bis zum Mittel des Axenhalses,
l_2 den Abstand vom Mittel eines Axenhalses bis zum Mittel der nebenan befindlichen Kurbel,
d den Durchmesser eines Kurbelzapfens,
d_2 den Durchmesser der Axe in der Mitte,
r den Kurbelhalbmesser,
so hat man zunächst:

$$d = d_2 = 0{\cdot}32 \sqrt[3]{Q\, l_1}\, \sqrt[6]{1 + \left(\frac{P\, l_2}{Q\, l_1}\right)^2}$$

Um den Durchmesser d_1 des Axenhalses zu finden, berechne man die Werthe der zwei Ausdrücke:

$$0{\cdot}32 \sqrt[3]{Q\, l_1} \text{ und } 0{\cdot}335 \sqrt[3]{P\, r}$$

und nehme den Durchmesser des Axenhalses gleich dem grösseren dieser zwei Werthe.

*) Dieser Regel, sowie auch den Vorschriften unter C) liegt die Voraussetzung einer grössten Spannungsintensität von etwa 310 Kilogr. pro Quadratcentim. an den verschiedenen Stellen einer Lokomotivaxe zu Grunde. Ueber die heutzutage üblichen Dimensionen der grossentheils aus Gussstahl verfertigten Lokomotivaxen bei verschiedenen Rahmensystemen geben die mehrerwähnten „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven" Aufschluss. G.

328.

Balancirungsgewichte, welche das Zucken und Schlingern verhindern. Taf. XXXVII., Fig. 1, 2, 3, 4.

Die störenden Bewegungen, welche durch die hin- und hergehenden Massen verursacht werden, können durch rotirende Massen vollständig aufgehoben werden. Die Gewichte und Positionen dieser Massen werden auf folgende Weise bestimmt.

Es bedeute:

S die Summe der Gewichte eines Kolbens, einer Kolbenstange und einer Schubstange,

r den Halbmesser einer Triebkurbel,

q das Gewicht der Theile, welche eine Triebkurbel bilden (für Maschinen mit äusseren Cylindern und gekuppelten Rädern $= 0$ zu setzen, weil hier die Triebkurbel zugleich Kupplungskurbel und als solche in Rechnung zu stellen ist),

ϱ den Abstand des Schwerpunktes von q vom Mittel der Triebaxe,

S_1 das Gewicht der auf einer Seite der Maschine befindlichen Kupplungsstangen (für eine Maschine mit nicht gekuppelten Rädern $= 0$ zu setzen),

r_1 den Halbmesser einer Kupplungskurbel, welcher $= r$ ist, wenn die Maschine äussere Cylinder und gekuppelte Räder hat,

q_1 die Summe der Gewichte aller an einer Seite der Lokomotive befindlichen Kupplungskurbeln,

ϱ_1 den Abstand des Schwerpunktes einer Kupplungskurbel vom Mittel der betreffenden Axe,

Q die Summe der Gewichte der Balancirungsmassen, mit welchen die an einer Seite der Lokomotive befindlichen Räder versehen werden müssen,

ϱ_2 den Abstand des Schwerpunktes eines Balancirungsgewichts vom Mittel der Axe,

γ den Winkel, durch welchen die Positionen der Balancirungsgewichte auf folgende Weise bestimmt werden. Es sei Tafel XXXVII, Fig. 1, O die Axe, an welcher sich die Triebkurbeln befinden, O b die Triebkurbel der vorderen (aussen oder innen liegenden) Maschine, O c die Triebkurbel der hinteren Maschine. Wir benehmen uns zunächst so, wie wenn der Schwerpunkt der Balancirungsgewichte in den Quadranten x O y fiele, der durch die Verlängerung der Richtungen der Triebkurbeln gebildet wird, und nehmen an, A sei die Position des Schwerpunktes des Balancirungsgewichtes am vorderen Rad, B die Position des Schwerpunktes des Balancirungsgewichtes am hinteren Rad. Dann ist Winkel AOx = Winkel $BOy = \gamma$.

Ist einmal der Winkel γ (der nach Umständen jeden beliebigen zwischen 0 und 360° liegenden Werth haben kann) bekannt, so findet man die Richtungen der Radien OA und OB, in welchen die Schwerpunkte der Balancirungsgewichte liegen sollen, wenn man γ einmal von Ox ausgehend nach der rechten Drehungsrichtung und dann von Oy ausgehend nach der linken Drehungsrichtung aufträgt. In den Figuren auf Taf. XXXVII. sind mit γ_1 die absolut verstandenen spitzen Winkel bezeichnet, welche die Richtungen OA und OB mit den Richtungen Ox resp. Oy oder deren Verlängerungen bilden; nur in Fig. 1 ist $\gamma_1 = \gamma$.

Wir nennen ferner noch:

$2e$ die Entfernung der Axen der Cylinder der Maschinen,

$2e_2$ die Entfernung der Mittelpunkte der an einer Axe befindlichen Räder,

$2e_1$ den Abstand der Kupplungsstange an der vordern Seite der Lokomotive von der Kupplungsstange an der hintern Seite der Lokomotive.

Dies vorausgesetzt hat man zur Bestimmung von Q und γ folgende Regeln:

A) Lokomotive mit nur zwei Triebrädern und mit innen oder aussen liegenden Cylindern.

In diesem Falle ist:

$$Q = \frac{S r + q \varrho}{\varrho_2} \sqrt{\frac{1}{2}\left[1 + \left(\frac{e}{e_2}\right)^2\right]}$$

$$\sin \gamma = \frac{S r + q \varrho}{2 Q \varrho_2}\left(1 - \frac{e}{e_2}\right)$$

$$\cos \gamma = \frac{S r + q \varrho}{2 Q \varrho_2}\left(1 + \frac{e}{e_2}\right)$$

Wenn die Cylinder innen liegen, ist $\frac{e}{e_2} < 1$, wird also sowohl $\sin \gamma$, als auch $\cos \gamma$ positiv, kommen also die Balancirungsgewichte so zu liegen, wie Fig. 1 zeigt.

Wenn die Cylinder aussen liegen, ist $\frac{e}{e_2} > 1$, wird also $\sin \gamma$ negativ, $\cos \gamma$ positiv, kommen also die Balancirungsgewichte so zu liegen, wie Fig. 4 zeigt.

B) Lokomotive mit aussen liegenden Cylindern und mit gekuppelten Rädern.

In diesem Falle wird:

$$Q = \frac{S\,r}{\varrho_2} \sqrt{\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{2}\left[1 + \left(\frac{e}{e_2}\right)^2\right] + \left(1 + \frac{e\,e_1}{e_2^2}\right) \frac{S_1\,r + q_1\,\varrho_1}{S\,r} \\ \quad + \frac{1}{2}\left[1 + \left(\frac{e_1}{e_2}\right)^2\right] \left(\frac{S_1\,r + q_1\,\varrho_1}{S\,r}\right)^2 \end{array} \right\}}$$

$$\sin\gamma = \frac{1}{2\,Q\,\varrho_2}\left[S\,r\left(1 - \frac{e}{e_2}\right) + (S_1\,r + q_1\,\varrho_1)\left(1 - \frac{e_1}{e_2}\right)\right]$$

$$\cos\gamma = \frac{1}{2\,Q\,\varrho_2}\left[S\,r\left(1 + \frac{e}{e_2}\right) + (S_1\,r + q_1\,\varrho_1)\left(1 + \frac{e_1}{e_2}\right)\right]$$

In diesem Falle ist $e > e_1 > e_2$, wird also $\sin\gamma$ negativ, $\cos\gamma$ positiv, fällt also γ in den vierten Quadranten und kommen die Gewichte so zu liegen, wie Fig. 4 zeigt.

C) Lokomotive mit innen liegenden Cylindern und mit gekuppelten Rädern.

In diesem Falle hat man:

$$Q = \frac{S\,r + q\,\varrho}{\varrho_2} \sqrt{\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{2}\left[1 + \left(\frac{e}{e_2}\right)^2\right] \pm \left(1 + \frac{e\,e_1}{e_2^2}\right) \frac{S_1\,r_1 + q_1\,\varrho_1}{S\,r + q\,\varrho} \\ \quad + \frac{1}{2}\left[1 + \left(\frac{e_1}{e_2}\right)^2\right] \left(\frac{S_1\,r_1 + q_1\,\varrho_1}{S\,r + q\,\varrho}\right)^2 \end{array} \right\}}$$

$$\sin\gamma = \frac{1}{2\,Q\,\varrho_2}\left[(S\,r + q\,\varrho)\left(1 - \frac{e}{e_2}\right) \pm (S_1\,r_1 + q_1\,\varrho_1)\left(1 - \frac{e_1}{e_2}\right)\right]$$

$$\cos\gamma = \frac{1}{2\,Q\,\varrho_2}\left[(S\,r + q\,\varrho)\left(1 + \frac{e}{e_2}\right) \pm (S_1\,r_1 + q_1\,\varrho_1)\left(1 + \frac{e_1}{e_2}\right)\right]$$

Von den Doppelzeichen sind die oberen, nämlich $+$ zu nehmen, wenn die äusseren Kupplungskurbeln mit den inneren Triebkurbeln gleich gerichtet sind, und die unteren, nämlich $-$, wenn die äusseren Kupplungskurbeln den inneren Triebkurbeln diametral gegenüber stehen. Das letztere soll jederzeit der Fall sein, damit die Balancirungsgewichte nicht zu gross ausfallen. Die Fig. 1 bis 4 zeigen die Positionen der Balancirungsgewichte in den verschiedenen möglichen Fällen.

Die rotirenden Balancirungsmassen sind mit dem Uebelstande verbunden, dass sie den Druck der Triebräder gegen die Bahn periodisch veränderlich machen. Damit dieser Druck im ungünstigsten Fall, nämlich dann, wenn die Balancirungsmasse ihre höchste Lage hat, nicht ganz aufgehoben werde, muss

$$V < \frac{1}{2} D \sqrt{\frac{g P}{Q \varrho_2}}$$

sein. Darin bedeutet:

V die Fahrgeschwindigkeit in Metern pro Sekunde,

D den Durchmesser des Triebrades in Metern,

P den Druck desselben gegen die Bahn im Zustande der Ruhe, während $g = 9{\cdot}81$ ist und Q, ϱ_2 die obigen Bedeutungen haben.

329.

Metallstärke cylindrischer Dampfkessel.

Nennt man:

D den inneren Durchmesser eines cylindrischen Dampfkessels in Centimetern,

δ die Metalldicke der Kesselwand in Centimetern,

n die Anzahl der Atmosphären, welche der inneren Dampfspannung entspricht,

so hat man zur Bestimmung von δ folgende Formel *):

$$\delta = \frac{1{\cdot}315 + 0{\cdot}495\,n}{363 - n}\,D$$

*) Hierbei ist Eisenblech als Material vorausgesetzt. Bei Kesseln aus Stahlblech darf die Dicke δ kleiner gemacht werden.

Uebrigens wird nach heutiger Uebung und Erfahrung auch bei Lokomotivkesseln aus gutem Eisenblech eine kleinere Wanddicke für zulässig erachtet. Nach den „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven“ ist im Mittel von 209 Fällen für den aus Eisen bestehenden cylindrischen Theil des Kessels:

$$D = 121; \quad \delta = 1{\cdot}37; \quad \frac{\delta}{D} = 0{\cdot}0113 \text{ für } n = 8{\cdot}5$$

nahezu entsprechend der Formel:

$$\frac{\delta}{D} = 0{\cdot}001\,(n-1) + 0{\cdot}004$$

Für Kessel aus Stahl ist im Mittel von 13 Fällen:

$$D = 127; \quad \delta = 1{\cdot}07; \quad \frac{\delta}{D} = 0{\cdot}0084 \text{ für } n = 9{\cdot}5$$

also δ nur $^2/_3$ so gross wie für Eisen nach obiger Formel und unter übrigens gleichen Umständen. G.

Für $n =$	5	6	7	8	9	10
wird $\frac{\delta}{D} =$	0·0106	0·0120	0·0134	0·0149	0·0163	0·0177

330.

Metallstärke kugelförmiger Theile der Dampfkessel.

Für kugelförmige Kesseltheile kann dieselbe Regel wie für cylindrische Kessel mit noch etwas grösserer Sicherheit angewendet werden.

331.

Stärke der Wand- und Deckbolzen.

Nennt man:

Ω die Fläche in Quadratcentimetern eines Bolzenfeldes, welche man findet, wenn man die Fläche einer Wand durch die daran vorkommende Anzahl Bolzen dividirt,

n die Anzahl der Atmosphären, welche der Dampfspannung entspricht,

Δ den Durchmesser eines Bolzens in Centimetern,

so hat man:

$$\Delta = 0{\cdot}07\sqrt{(n-1)\,\Omega}$$

332.

Wände des Feuerkastens.

Nennt man:

δ die Blechdicke der Wände des Feuerkastens in Centimetern,

e die Entfernung der Bolzen in einer Horizontalreihe in Centim.,

e_1 die Entfernung der Bolzen in einer Vertikalreihe in Centim.,

$\left.\begin{array}{l}\text{B die Breite}\\ \text{L die Länge}\end{array}\right\}$ des Feuerkastens,

n die Anzahl der Atmosphären, welche der Dampfspannung entspricht, so ist zu nehmen *):

*) Vermittelst einer anderen Berechnungsweise, welche auf die Art der Biegung der Wände eingehend Rücksicht nimmt (Grashof, Festigkeitslehre, Nr. 303) findet man für den Fall, dass $e = e_1$ ist, die grösste Spannungsintensität der vertikalen Kastenwände:

$$k = \frac{31}{30}(n-1)\left[\frac{B\,L}{2\,(B+L)\,\delta} + \frac{2}{9}\,\frac{e^2}{\delta^2}\right]$$

Für die Wände des Wasserkastens gilt dieselbe Formel, falls für B und L

$$e = 24 \frac{\delta}{\sqrt{n-1}}$$

$$e_1 = \sqrt{582 \frac{\delta^2}{n-1} + \frac{B L \delta}{B+L}}$$

333.

Wände des Wasserkastens.

Nennt man:

e die Entfernung zweier Bolzen in einer Horizontalreihe in Centim.,
e_1 die Entfernung zweier Bolzen in einer Vertikalreihe in Centim.,
δ die Blechdicke der Umfangswände des Wasserkastens in Centim.,
B die Breite, L die Länge des Feuerkastens in Centimetern,
B_1 die Breite, L_1 die Länge des Wasserkastens in Centimetern,

so hat man zn nehmen:

$$e = \sqrt{582 \frac{\delta^2}{n-1} - (L_1 - L) \delta}$$

$$e_1 = \sqrt{582 \frac{\delta^2}{n-1} - \frac{B_1 L_1 \delta}{B_1 + L_1}}$$

334.

Stärke der Deckbarren.

Nennt man:

L die Länge der Barren, i ihre Anzahl
b die Dicke, h die Höhe einer Barre
B die Breite des Feuerkastens
δ die Metalldicke des Deckbleches
— Centimeter,

die etwas grösseren Werthe B_1 und L_1 gesetzt werden, nur mit dem Unterschiede, dass diese grösste Spannungsintensität bei den Wänden des Feuerkastens einer Pressung, bei denen des Wasserkastens einer Spannung im engeren Sinne entspricht. Eine Vergleichung dieser theoretischen Formel mit der heutigen Praxis ist auf Grund der „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven“ nicht vollkommen ausführbar, weil daselbst die Entfernungen e der Bolzen von einander nicht angegeben sind.

Der vorderen oder Rohrwand des Feuerkastens wird übrigens eine erheblich grössere Dicke gegeben, als den übrigen Wandtheilen, und zwar pflegt dieselbe noch etwas grösser zu sein, als die Dicke der vorderen oder Rohrwand des cylindrischen Kessels an der Rauchkammer. G.

n die Anzahl der Atmosphären, welche der Dampfspannung entspricht, so ist:

$$h = \frac{1}{7} L \qquad \delta = \frac{1}{12} h \qquad \frac{i\,b}{B} = 0{\cdot}063\,(n-1)$$

335.

Constructionsverhältnisse nach ausgeführten Lokomotiven.

Durch Vergleichung der Abmessungen von ausgeführten Lokomotiven haben sich nachfolgende Verhältnisse ergeben *).

Es bedeutet:

d den Durchmesser eines Dampfcylinders in Metern,
O den Querschnitt eines Dampfcylinders in Quadratmetern,
F die totale Heizfläche des Kessels in Quadratmetern,
δ den Durchmesser einer Röhre des Kessels in Metern.

Der Dampfapparat.

Länge des Rostes	$= 0{\cdot}114\,\sqrt{F}$
Breite des Rostes	$= 0{\cdot}114\,\sqrt{F}$
Fläche des Rostes	$= 0{\cdot}013$ F
Höhe der untersten Heizröhre über dem Rost	$= 0{\cdot}080\,\sqrt{F}$
Innerer Durchmesser der Röhren { Minim.	$= 0{\cdot}037$ Meter
Innerer Durchmesser der Röhren { gewöhnlich	$= 0{\cdot}045$ Meter
Anzahl der Heizröhren	$= 0{\cdot}0033\,\frac{F}{\delta^2}$
Länge der Röhren	$= 87\,\delta$
Metalldicke einer Röhre	$= 0{\cdot}002$ Meter
Heizfläche sämmtlicher Röhren	$= 0{\cdot}92$ F
Summe der Querschnitte aller Röhren	$= 0{\cdot}00269$ F
Heizfläche der Feuerbüchse	$= 0{\cdot}08$ F
Entfernung der Rückwand der Feuerbüchse von der Rückwand der Umhüllung im Lichten	$= 0{\cdot}08$ Meter

*) Im Lauf der Zeit haben sich diese Verhältnisse in mancher Hinsicht geändert, worüber die mehrerwähnten „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven" den vollständigsten Aufschluss gewähren. Einige daraus abgeleitete Mittelwerthe von neueren Constructionsverhältnissen sind in den Bemerkungen zu den vorhergehenden Nummern mitgetheilt worden. Solche Mittelwerthe müssen jedoch mit Vorsicht und stets mit Rücksicht auf die besonderen Umstände der Bahn, des Betriebes und der Bauart der Lokomotive, sowie auch mit Rücksicht auf das zu verwendende Constructions- und Brennmaterial, die beabsichtigte Dampfspannung u. s. w. benutzt werden. G.

Entferung der Seitenwände der Feuerbüchse von den Seiten der Umhüllung im Lichten . . .	$= 0{\cdot}08$ Meter
Entfernung der Bolzen, welche die Wände der Feuerbüchse mit den Wänden der Umhüllung verbinden	$= 0{\cdot}12$ „
Durchmesser dieser Bolzen	$= 0{\cdot}02$ „
Innerer Durchmesser des die Röhren umschliessenden, in der Regel cylindrischen Kessels . . .	$= 0{\cdot}124 \sqrt{F}$
Länge dieses Kessels	$= 84\ \delta$
Metalldicke der Wand dieses Kessels	$= 0{\cdot}0013 \sqrt{F}$
Blechdicke der äusseren Umhüllung der Feuerbüchse	$= 0{\cdot}0014 \sqrt{F}$
Blechdicke der Decke (Kupfer) der Feuerbüchse	$= 0{\cdot}0014 \sqrt{F}$
Blechdicke der Seitenwände und der Rückwand der Feuerbüchse (Kupfer)	$= 0{\cdot}0014 \sqrt{F}$
Blechdicke der Röhrenwand der Feuerbüchse . .	$= 0{\cdot}0024 \sqrt{F}$
Querschnitt der Oeffnung eines Sicherheitsventils	$= 0{\cdot}0001$ F

Höhe des Kamins 4 mal so gross wie der Durchmesser.

Die Pumpen.

Durchmesser eines Kolbens einer Pumpe . . .	$= 0{\cdot}0128 \sqrt{F}$
Kolbenschub	$= 0{\cdot}12$ Meter
Durchmesser einer Ventilöffnung	$= 0{\cdot}0058 \sqrt{F}$
Durchmesser der Saug- und Druckröhren . . .	$= 0{\cdot}0058 \sqrt{F}$

Dampfzuleitung und Regulator.

Grösster Querschnitt der Regulatoröffnung . . .	$= 0{\cdot}00015$ F
Innerer Durchmesser des Dampfzuleitungsrohrs .	$= 0{\cdot}016 \sqrt{F}$
Querschnitt dieses Rohres	$= 0{\cdot}0002$ F
Querschnitt der Röhren, durch welche der Dampf nach der Dampfkammer strömt	$= 0{\cdot}0001$ F

Blasrohr *).

Querschnitt des Blasrohrs		$= 0{\cdot}0002$ F
Querschnitt der Mündung des Blasrohrs	Maximum . . .	$= 0{\cdot}00017$ F
	Minimum . . .	$= 0{\cdot}0000273$ F

*) Nach der Theorie (siehe Zeuner, das Lokomotiven-Blasrohr) besteht eine gewisse Beziehung zwischen der Blasrohrmündung $= f_1$, dem Essenquerschnitt $= f$ und dem Gesammtquerschnitt $= f_2$ der Heizröhren, nämlich

$$\frac{f}{f_1} = m + n \left(\frac{f}{f_2}\right)^2$$

Steuerung.

Voreilungswinkel	$= 30^0$
Lineares Voreilen der Schieber	$= 0{\cdot}013$ d
Innere Ueberdeckung der Schieber . .	$= 0{\cdot}012$ d
Aeussere Ueberdeckung der Schieber .	$= 0{\cdot}065$ d
Halbmesser der Steuerungsexcentra . .	$= 0{\cdot}15$ d*)

Dabei hängt der Coeffizient m von der Luftmenge = L Kilg., welche pro 1 Kilg abgehenden Dampfs angesaugt werden soll, der Coeffizient n ausserdem namentlich von den Widerständen ab, welche die Luft auf dem Wege vom Aschenfall durch die Brennstoffschicht und das Rohrsystem bis zur Rauchkammer zu überwinden hat. Im Allgemeinen genügt es, $L = 2{\cdot}4$ Kilg. Luft pro 1 Kilg. Dampf als Maximum dem Entwurf zu Grunde zu legen, und dann ergibt sich durch eine von der Zeuner'schen Entwickelung etwas abweichende Rechnung:

$$m = 8{\cdot}5$$

Der Coeffizient n muss aus den praktisch bewährten Constructionsverhältnissen der Blasrohrvorrichtung abgeleitet werden. Zu dem Ende habe ich gemäss den „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven" die Werthe von f, f_1 und f_2 in 53 solchen Fällen verglichen, in welchen eine cylindrische Esse und f_1 als unveränderlich angegeben ist, die Regulirung des Zuges also vermuthlich durch eine verstellbare Klappe am Aschenfall geschehen soll; zur Berechnung von f_2 wurde dabei der innere Durchmesser der Heizröhren in Ermangelung directer Angaben durchweg um 0·5 Centimeter kleiner, als der äussere Durchmesser angenommen. Es ergab sich im Mittel:

$$\frac{f}{f_1} = 16{\cdot}5; \quad \frac{f}{f_2} = 0{\cdot}48$$

entsprechend der Gleichung:

$$\frac{f}{f_1} = 8{\cdot}5 + 34{\cdot}7\left(\frac{f}{f_2}\right)^2$$

In den einzelnen Fällen sind freilich die Werthe von n, welche der theoretischen Gleichung entsprechen, sehr verschieden, woraus weniger auf eine Mangelhaftigkeit dieser Gleichung, als vielmehr auf den Mangel einer festen Praxis hinsichtlich rationeller Wahl der betreffenden Verhältnisse zu schliessen ist.

Der Querschnitt f_2 ist in ein passendes Verhältniss zur Rostfläche R zu setzen (in den fraglichen 53 Fällen ist im Mittel $f_2 = 0{\cdot}20$ R), dann f in ein passendes Verhältniss zu f_2, wobei es zu empfehlen ist, $f < 0{\cdot}5\, f_2$ zu nehmen; schliesslich findet man dann f_1 aus obiger Gleichung.

Wenn zur Regulirung des Zuges die Blasrohrmündung veränderlich gemacht wird, so braucht die kleinste Grösse derselben (dem stärksten Zuge entsprechend) nicht wesentlich kleiner gemacht zu werden, als die constante Mündungsgrösse im Falle der Regulirung durch eine stellbare Klappe am Aschenfall. G.

*) Aus den „Dimensionstabellen neuerer Lokomotiven" ergibt sich als Mittel von 172 Fällen:

Halbmesser der Steuerungsexcentra . .	$\varrho = 49{\cdot}75$ Millim.	
Aeussere Ueberdeckung der Schieber .	$= 23{\cdot}3$ Millim.	$= 0{\cdot}468\ \varrho$
Innere Ueberdeckung der Schieber . .	$= 4{\cdot}78$ Millim.	$= 0{\cdot}096\ \varrho$

G.

Einströmungsöffnung	Verhältniss der Breite z. Höhe	$= 6{\cdot}91$
	Querschnitt . .	$= 0{\cdot}000132$ F
Ausströmungsöffnung	Verhältniss der Breite z. Höhe	$= 3{\cdot}65$
	Querschnitt . .	$= 0{\cdot}000237$ F
Schieber	Länge	$= 0{\cdot}03 \sqrt{F} = 0{\cdot}63$ d
	Breite	$= 0{\cdot}04 \sqrt{F} = 0{\cdot}82$ d
	Fläche	$= 0{\cdot}0012$ F

Cylinder und Transmission.

Querschnitt eines Cylinders bei Lokomotiven mit zwei Cylindern	$= 0{\cdot}00136$ F
Durchmesser eines Dampfcylinders	$d = 0{\cdot}0416 \sqrt{F}$
Länge des Kolbenschubes	$= 1{\cdot}57$ d
Länge einer Schubstange	$= 3{\cdot}84$ d

Dampfschiffe.

336.

Bezeichnungen. Taf. XXXVIII.

L Länge des Schiffes zwischen den Perpendikeln,
B grösste Breite in der Mitte des Schiffes,
H Höhe des Schiffes,
T Tiefgang oder Tauchung des Schiffes,
O_1 Flächeninhalt des eingetauchten Theiles von dem Hauptquerschnitt des Schiffes,
$O = B\,T$ Flächeninhalt des der Figur O_1 umschriebenen Rechteckes, sofern die Breite des Hauptquerschnitts in der Schwimmfläche nur wenig von der oberen Breite B verschieden ist,
F_1 Flächeninhalt der Schwimmfläche des Schiffes,
$F = B\,L$ Flächeninhalt des der Schwimmfläche umschriebenen Rechteckes,
$\mathfrak{V}_1$ Volumen des verdrängten Wassers,
$\mathfrak{V} = B\,L\,T$ Volumen des dem verdrängten Wasserkörper umschriebenen Parallelepipedes,
D Durchmesser eines Ruderrades,

i Anzahl der Schaufeln eines Rades,
b Länge einer Schaufel,
a radiale Dimension einer Schaufel,
o = 2 a b die Summe der Flächen zweier Schaufeln,
V Umfangsgeschwindigkeit der Räder gegen das Schiff, bezogen auf die Druckmittelpunkte der Schaufeln,
U relative Geschwindigkeit des Schiffes gegen das Wasser, resp. die absolute Geschwindigkeit des Schiffes, wenn das Wasser keine Bewegung hat,
N Nominal-Pferdekraft der Maschinen, welche das Schiff bewegen *),
v Geschwindigkeit (mittlere) des Kolbens einer Maschine,
l Länge des Kolbenschubes.

337.

Praktische Verhältnisse, nach welchen die Schiffe angeordnet sind.

Durch Vergleichung einer grossen Anzahl von Schiffen haben sich folgende Verhältnisse ergeben **):

---

*) Der Begriff der Nominal-Pferdekraft, an welchem man besonders bei Schiffsmaschinen und namentlich in England noch immer mit merkwürdiger Beharrlichkeit festhält, ist ein sehr willkürlicher und von Verhältnissen hergenommen, welche sich längst überlebt haben, so dass zur Zeit diese Nominal-Pferdekraft mehr von der Grösse, als von der wirklichen Leistung der Maschine eine gewisse Vorstellung zu geben geeignet ist. Bezeichnet:

K die Kolbenfläche in engl. Quadratzollen,

v die mittlere Kolbengeschwindigkeit in engl. Fussen pro Minute,

so ist nach der sog. Admiralitätsformel (entsprechend einer mittleren Differenz des Drucks auf beiden Seiten des Kolbens = 7 Pfund pro Quadratzoll):

$$N = \frac{7\,K\,v}{33000}$$

Dabei soll für Schaufelradmaschinen der Werth von v gemäss der alten Watt-schen Bestimmung aus folgender Tabelle entnommen werden, in welcher l den Kolbenschub in engl. Fussen bedeutet:

l =	3	3·5	4	4·5	5	5·5	6	6·5	7	7·5	8
v =	180	189	196	204	210	216	222	226	231	236	240

Bei Schraubenmaschinen pflegt die contraktlich festgesetzte Kolbengeschwindigkeit in die Formel eingesetzt zu werden.

Ist N_i die indicirte (durch den Indikator bestimmte) Pferdekraft, so hat das Verhältniss $\frac{N_i}{N}$ einen sehr schwankenden Werth, etwa = 2 bis 5. G.

**) Die angemessensten Verhältnisse zwischen den Hauptdimensionen L, B, T eines Dampfschiffes können je nach der besonderen Bestimmung desselben,

Verhältnisse.		Fluss-Schiffe.	Landsee-Schiffe.	Meer-Schiffe.
$\frac{L}{B} = \frac{\text{Länge des Schiffes}}{\text{Breite der Schale}}$	. . . . .	9	7·4	6

je nach seiner Grösse, insbesondere seinem Tiefgang, und je nach der Art des Propellers (Schaufelrad oder Schraube) zwischen ziemlich weiten Grenzen variiren. *C. F. Steinhaus*, Schiffsarchitekt und Lehrer der Schiffbaukunst in Hamburg, auf dessen in praktischer Hinsicht empfehlenswerthes Werk: „der Eisen-Schiffbau mit besonderer Beziehung auf den Bau der Dampfschiffe, Hamburg 1867" in den folgenden Bemerkungen mehrfach Bezug genommen wird, gibt insbesondere für eiserne Dampfschiffe die nachstehenden, nur ausnahmsweise zu überschreitenden Grenzwerthe der fraglichen Verhältnisse an, wobei, wie auch in den späteren Bemerkungen immer:

L die Länge des Schiffes in der Schwimmfläche,
B die grösste Breite des Schiffes in der Schwimmfläche,
T die Tauchung von der Schwimmfläche bis zur Oberkante des Kiels gemessen bedeutet.

		Grössere Schiffe:	Kleinere Schiffe:
$\frac{B}{L}$	für Räderschiffe	$= 0·12 - 0·14$	$0·12 - 0·16$
	für Schraubenschiffe	$= 0·14 - 0·16$	$0·16 - 0·20$
$\frac{T}{B}$	für Räderschiffe	$= 0·24 - 0·36$	$0·17 - 0·28$
	für Schraubenschiffe	$= 0·30 - 0·44$	$0·30 - 0·45$

Ebenso sind auch die sogenannten Völligkeitsgrade zwischen mehr oder weniger weiten Grenzen verschieden, und zwar

der Völligkeitsgrad der Schwimmfläche $\frac{F_1}{LB} = 0·64 - 0·78$

der Völligkeitsgrad des Hauptquerschnitts $\frac{O_1}{BT} = 0·60 - 0·90$

der Völligkeitsgrad des Deplacements $\frac{\mathfrak{V}_1}{LBT} = 0·35 - 0·64$

Von den letzteren Völligkeitsgraden gelten die grösseren Werthe namentlich für Räderschiffe, die kleineren für Schraubenschiffe, indem die Ersteren am Boden mehr flach, die Letzteren mehr scharf gegen den Kiel zulaufend gebaut zu sein pflegen. —

Auch die für die *Schaufelräder* angegebenen Verhältnisse findet man zwischen weiten Grenzen schwankend. Nach anderen Angaben und theilweise eigenen Vergleichungen ist für gut proportionirte Räder bei mittlerem Tiefgang und mittlerer Geschwindigkeit in nicht sehr unruhigem Wasser:

$$\frac{V}{U} = 1·15 - 1·35$$

und zwar kleiner bei Morgan'schen Rädern mit beweglichen, fast senkrecht ein- und austauchenden Schaufeln, als bei Rädern mit festen Schaufeln;

$$\frac{b}{B} = \begin{cases} 0·2 - 0·4 \text{ für Seeschiffe} \\ 0·3 - 0·5 \text{ für Flussschiffe} \end{cases}$$

und im Allgemeinen um so kleiner, je grösser B, so dass in der Regel b = 2 bis 3 Meter ist;

Verhältnisse.	Fluss-Schiffe.	Landsee-Schiffe.	Meer-Schiffe.
$\frac{T}{B} = \frac{\text{Tauchung des Schiffes}}{\text{Breite des Schiffes}}$	0·18	0·19	0·4
$\frac{H}{B} = \frac{\text{Höhe des Schiffes}}{\text{Breite des Schiffes}}$	0·5	0·5	0·64
$\frac{N}{O} = \frac{\text{Pferdekraft der Maschinen}}{\text{Rechteck B T}}$ . . .	13·7	8·93	11·8

$$\frac{b}{a} = \begin{cases} 3-4 \text{ für Seeschiffe} \\ 5-6 \text{ für Flussschiffe;} \end{cases}$$

Eintauchungstiefe der Innenkante einer Schaufel bei normalem Tiefgange des Schiffes:

bei Seeschiffen = 0·3 bis 0·5 Meter, wachsend mit der Schiffsgrösse,
bei Flussschiffen höchstens = 0·1 Meter.

Auch die hier angegebenen Grenzwerthe der betreffenden Verhältnisse werden zuweilen noch in der einen oder anderen Richtung überschritten. Bei Morgan'schen Rädern darf die Schaufelzahl i etwas kleiner, die Breite a der Schaufeln etwas grösser sein, und sie dürfen unbeschadet günstiger Wirkung tiefer eintauchen, als Räder mit festen Schaufeln. Die Umdrehungszahl eines Schaufelrades pro Minute ist bei mittlerer Fahrt im Allgemeinen = 20—40, bei grossen Seeschiffen indessen auch < 20. —

Bei einer *Schiffsschraube* sei:

R der äussere Halbmesser,
h die Ganghöhe,
a die Länge im Sinne der Axe,
o die Summe der Projectionen der wirksamen Schraubenflächen auf eine zur Schraubenaxe senkrechte Ebene,
s der Weg des Schiffes während einer Umdrehung der Schraube.

Dann wird das Verhältniss $\frac{h}{s}$, welches dem obigen Verhältniss $\frac{V}{U}$ bei Schaufelrädern entspricht, zwischen weiten Grenzen veränderlich, zuweilen selbst negativ, im Durchschnitt = 1·2 gefunden.

R wird so gross genommen, wie es der Tiefgang des Schiffes gestattet, so dass der höchste Punkt der Flügel bei Seeschiffen 0·3 — 0·6 Meter, bei Flussschiffen höchstens 0·1 Meter unter der Wasseroberfläche liegt.

$$\frac{h}{2R} \text{ ist} = \begin{cases} 1{\cdot}0 - 1{\cdot}5 \text{ bei zweiflügeligen Schrauben} \\ 1{\cdot}2 - 1{\cdot}8 \text{ „ dreiflügeligen „} \\ 1{\cdot}4 - 2{\cdot}1 \text{ „ vierflügeligen „} \end{cases}$$

$\frac{a}{h}$ = 0·15 — 0·2 bei zweiflügeligen, ²/₃ resp. ¹/₂ so gross bei drei- resp. vierflügeligen Schrauben. Dann ist:

$$\frac{o}{\pi R^2} = 0{\cdot}40 - 0{\cdot}45 \text{ in allen Fällen.}$$

Die Umdrehungszahl pro Minute liegt je nach dem Durchmesser der Schraube zwischen weiten Grenzen: n = 45 — 150.

G.

Verhältnisse.		Fluss-Schiffe.	Landsee-Schiffe.	Meer-Schiffe.
$\frac{O_1}{O}$ =	$\frac{\text{Eingetauchter Querschnitt}}{\text{Rechteck B T}}$ . . .	0·88	0·88	0·82
$\frac{F_1}{F}$ =	$\frac{\text{Wahre Schwimmfläche}}{\text{Rechteck B L}}$	0·667	0·667	0·794
$\frac{\mathfrak{V}_1}{\mathfrak{V}}$ =	$\frac{\text{Volumen des verdrängten Wassers}}{\text{Volumen des Parallelepipedes L B T}}$	0·448	0·448	0·541
$\frac{V}{U}$ =	$\frac{\text{Umfangsgeschwindigkeit der Räder}}{\text{Geschwindigkeit des Schiffes}}$	1·41	1·41	1·45
$\frac{D}{B}$ =	$\frac{\text{Durchmesser eines Rades}}{\text{Breite des Schiffes}}$ . . .	0·73	0·73	0·73
$\frac{b}{B}$ =	$\frac{\text{Länge einer Schaufel}}{\text{Breite des Schiffes}}$	0·37	0·35	0·33
$\frac{a}{b}$ =	$\frac{\text{Höhe einer Schaufel}}{\text{Länge einer Schaufel}}$	0·2	0·2	0·234
$\frac{i}{D}$ =	$\frac{\text{Anzahl der Schaufeln eines Rades}}{\text{Durchmesser eines Rades}}$	3 bis 3·3	3 bis 4·3	2·7
$\frac{o}{O}$ =	$\frac{\text{Summe zweier Schaufelflächen}}{\text{Rechteck B T}}$.	0·318	0·318	0·2

338.

Verhältnisse, welche bei den Kesseln vorkommen).*

Benennungen.	Für jede Pferdekraft.
Heizfläche des Feuerraumes	0·2 Quadratmeter
Heizfläche der Kanäle oder Röhren . .	1·0 bis 1·4 Quadratmeter

*) Die älteren Labyrinthkessel sind zur Zeit fast ganz durch Röhrenkessel verdrängt, und für solche sind nach anderen Angaben, insbesondere in der englischen Handelsmarine, folgende Verhältnisse gebräuchlich:

Rostfläche mit Rücksicht darauf zu bestimmen, dass pro Stunde und pro Quadratmeter Rostfläche 100 Kilg. Kohle verbrannt werden können, wenn der Zug durch die Einmündung des Dampfabblaserohrs in das Kamin unterstützt wird, und dass pro Stunde und indicirte Pferdestärke der Maschinen 2 — 2·5 Kilg. Kohle verbraucht werden bei einer Temperatur des Speisewassers von ca. 40° C. Gesammte Heizfläche = 30mal Rostfläche, wovon 0·65 bis 0·75 Röhrenheizfläche. Schmiedeiserne Feuerrohre: innerer Durchmesser = 0·07 — 0·08 Meter, Länge

= 1·5 bis 2·2 Meter, gesammter innerer Querschnitt = $\frac{2}{9}$ Rostfläche.

Dampfraum = 0·025 bis 0·04 Cubikmtr. } pro indicirte Pferdestärke.
Wasserraum = 0·05 bis 0·06 Cubikmtr. }
Höhe des Feuerraums = 0·35 bis 0·45 Mtr.
Höhe des Aschenfalls desgl.

Querschnitt des Kamins = $\frac{2}{3}$ Querschnitt der Feuerrohre = $\frac{4}{27}$ Rostfläche.

G.

Benennungen.	Für jede Pferdekraft.
Totale Heizfläche	1·2 bis 1·6 Quadratmeter
Rostfläche	0·05 „ 0·1 „
Volumen des Aschenfalls	0·0306 Kubikmeter
Volumen des Feuerraumes	0·0408 „
Wasservolumen der Verdampfung ausgesetzt	0·2005 „
Vom Dampf eingenommenes Volumen .	0·1472 „
Höhe des Kamins { bei kleinen Schiffen	5 bis 9^m
Höhe des Kamins { bei grossen Schiffen	11 bis 14^m
Querschnitt des Kamins	0·00614 Quadratmeter
Querschnitt der Luftkanäle	0·0111 „

339.

Ungefähre Gewichtsbestimmungen.

Benennung der Gegenstände.	Gewicht in Kilogrammen per 1 Pferdekraft.	
	Fluss- und Landsee-Schiffe.	Meer-Schiffe.
Maschinen und Treibapparat . .	370	370
Kessel (ohne Füllung) mit Kamin	360	360
Füllung des Kessels	270	270
Das Schiff mit Ausrüstung, bei den Meerschiffen mit Segelwerk .	840 Eisen	1530 Holz 1000 Eisen
Totalgewicht ohne Nutzlast . .	1840	2530 Holz 2000 Eisen

Auch ist:

Gewicht des Schiffes mit Ausrüstung ohne Maschinen, ohne Kessel:

a) für Fluss- und Landsee-Schiffe . . . $129\,L\,(B+H)$ Kilg.

b) für Meer-Schiffe . . . . $533\,L\,(B+H)$ Kilg.

Anmerkung.

Diese Gewichtsbestimmungen beziehen sich auf *Watt*'sche Niederdruckmaschinen und Kessel. Direktwirkende Maschinen und Röhrenkessel sind leichter*).

*) Bei den heutzutage üblichen Maschinen mit Röhrenkesseln ist das Ge-

340.

Hauptresultate über die Bewegung des Schiffes und der Maschinen.

Die folgenden Ausdrücke geben an: 1) den Widerstand, welcher der Bewegung eines Schiffes entgegenwirkt; 2) das Verhältniss zwischen der Geschwindigkeit der Ruderräder und jener des Schiffes; 3) die Abhängigkeit zwischen der Grösse des Schiffes, der Kraft der Maschinen und der Geschwindigkeit des Schiffes; 4) das Verhältniss zwischen dem Durchmesser der Räder und der Länge des Kolbenschubes.

1)
$$K = 0{\cdot}1 \left(1 + e^{-\frac{N}{165}}\right) \left(\frac{2}{3}\,\frac{L}{T} + 2\,\frac{L}{B}\right)$$
$$k = 125$$

2) Der Widerstand in Kilg., welcher der Bewegung eines gutgeformten Schiffes entgegenwirkt:

$$K\ O\ U^2$$

3) Das Verhältniss zwischen der Umfangsgeschwindigkeit der Räder und der Geschwindigkeit des Schiffes:

$$\frac{V}{U} = 1 + \sqrt{\frac{K\ O}{k\ o}}$$

4) Die Nominal-Pferdekraft der Maschinen:

$$N = \frac{K}{75}\ O\ U^3 \left(\frac{V}{U}\right)$$

---

sammtgewicht der Maschine mit Treibapparat nebst Kessel und Wasserfüllung pro 1 nominelle Pferdestärke zu setzen:

für oscillirende Maschinen = 500 Kilg.,

für horizontale Schraubenmaschinen und für Balanciermaschinen = 600 bis 800 Kilgr.,

um so grösser, je kleiner die Zahl der Pferdestärken.

Von diesem Gesammtgewicht ist 0·55 bis 0·65, bei kleineren Hochdruck-Schraubenmaschinen bis 0·80 für den gefüllten Kessel zu rechnen. Auch rechnet man das Gewicht eines Röhrenkessels mit Wasserfüllung = 150 Kilg. pro indicirte Pferdestärke.

Das Eigengewicht eines eisernen Schiffes (ohne Ausrüstung) beträgt nach Steinhaus im Durchschnitt $^1/_3$ vom Gewicht des Deplacements, d. h. des bei normalem Tiefgang verdrängten Wassers. Bei kleineren Schraubenschiffen mit verhältnissmässig grossem Tiefgang wächst das Eigengewicht bis $^4/_9$ vom Gewicht des Deplacements. Letzteres Verhältniss kann auch als Durchschnittswerth für hölzerne Schiffe betrachtet werden, indem dieselben etwa im Verhältniss 4 : 3 schwerer sind, als eiserne von gleicher Grösse. G.

5) Die Nominal-Pferdekraft der Maschinen für jeden Quadratmeter des eingetauchten Rechteckes O:

$$\frac{N}{O} = \frac{K}{75} U^3 \left(\frac{V}{U}\right)$$

6) Die Nominal-Pferdekraft für jeden Kubikmeter der wirklich verdrängten Flüssigkeit:

$$\frac{N}{\mathfrak{V}_1} = \frac{1}{75} \left(\frac{K}{L}\right) \left(\frac{\mathfrak{V}}{\mathfrak{V}_1}\right) \left(\frac{V}{U}\right) U^3$$

7) Das eingetauchte Rechteck des Schiffes:

$$O = \frac{75 N}{K U^3 \left(\frac{V}{U}\right)}$$

8) Die Geschwindigkeit des Schiffes:

$$U = \sqrt[3]{\left\{\frac{75 N}{K O \left(\frac{V}{U}\right)}\right\}}$$

9) Das Verhältniss zwischen dem Durchmesser der Räder und der Länge des Kolbenschubes der Maschine:

$$\frac{D}{l} = \frac{2}{\pi} \frac{V}{v}$$

Tabelle der Werthe von

$$\alpha = 0{\cdot}1 \left(1 + e^{-\frac{N}{165}}\right)^{*)}$$

---

*) Die Grösse $K O U^2$ ist nicht der wirkliche Widerstand des Schiffes, sondern verhält sich zu demselben wie die nominelle zur Nutz-Pferdestärke der Maschinen. Ist

W der wirkliche Widerstand des Schiffes in Kilgr.,

η der Wirkungsgrad des Propellers (Schaufelrad oder Schraube),

η_1 der Wirkungsgrad der Maschinen (Verhältniss der Nutzarbeitstärke zur indicirten Arbeitstärke), so ist:

die Nutz-Pferdestärke des Propellers . . $= \frac{W U}{75}$

die Nutz-Pferdestärke der Maschinen . $N_n = \frac{W U}{75 \eta}$

die indicirte Pferdestärke der Maschinen $N_i = \frac{W U}{75 \eta \eta_1}$

N	α	N	α	N	α	N	α
10	0·194	130	0·145	250	0·122	370	0·111
20	0·189	140	0·143	260	0·121	380	0·110
30	0·183	150	0·140	270	0·119	390	0·109
40	0·178	160	0·138	280	0·118	400	0·109
50	0·174	170	0·136	290	0·117	410	0·108
60	0·170	180	0·134	300	0·116	420	0·108
70	0·165	190	0·132	310	0·115	430	0·107
80	0·162	200	0·130	320	0·114	440	0·107
90	0·158	210	0·128	330	0·114	450	0·107
100	0·155	220	0·126	340	0·113	460	0·106
110	0·151	230	0·125	350	0·112	470	0·106
120	0·148	240	0·123	360	0·111	480	0·105

Dabei ist $\eta_{\prime} = 0·4 - 0·6$, im Allgemeinen wachsend mit der Grösse der Maschinen. Für Schaufelräder ist $\eta = \frac{U}{V}$. —

Die Form des unter 1) angegebenen Ausdrucks für den Coeffizienten K beruht auf der Annahme, dass der Schiffswiderstand ganz vorwiegend durch die Reibung des Wassers an der Oberfläche des eingetauchten Theils des Schiffskörpers verursacht wird, und die empirische Formel:

$$\alpha = 0·1 \left(1 + e^{-\frac{N}{165}}\right)$$

ist aus der Vergleichung der für 16 Räderschiffe verschiedener Grösse gegebenen Werthe von L, B, T, U, N abgeleitet worden, indem dabei das Verhältniss $\frac{V}{U}$ in allen Fällen $= 1·4$ gesetzt wurde.

Diese Ansicht, dass der Schiffswiderstand vorwiegend durch die Reibung bedingt sei, ist dem Verfasser eigenthümlich (Maschinenbau, III. Band, Seite 181); er hält es deshalb für unmöglich, durch Veränderung der Schiffsform bei gegebenen Hauptdimensionen L, B, T den Widerstand erheblich zu vermindern, sowie auch die Verlängerung und schärfere Bauart der Schiffe nach vorn und hinten im Vergleich mit früherer Uebung seiner Ansicht zufolge nicht nur zwecklos, sondern schädlich ist. In Wahrheit hängt der fragliche Widerstand ohne Zweifel von verschiedenen Umständen ab, insbesondere 1) von der Vermehrung des Drucks auf das Vordertheil des Schiffes in Folge der Verdrängung des Wassers; 2) von der Verminderung des Drucks auf das Hintertheil des Schiffes um den Betrag derjenigen Kraft, durch welche das Wasser beschleunigt werden muss, um den vom bewegten Schiffe verlassenen Raum zu erfüllen; 3) von der Reibung des Wassers am Boden und an den Seitenwänden des Schiffes. Redtenbacher gibt selbst zu, dass seine Folgerungen in Betreff der vorwiegenden Bedeutung der letztgenannten Ursache sich auf nicht ganz verlässliche Thatsachen

341.

Form der Schiffe *).

Es sind bis jetzt alle Versuche gescheitert, die Form der Schiffe aus wissenschaftlichen Prinzipien herzuleiten, und es ist auch gar

---

gründen, und dass genauere Versuche möglicher Weise zu einem anderen Urtheile führen könnten. Dergleichen Versuche sind seitdem in grösserem Umfange, besonders in der französischen Marine angestellt worden; von den daraus abgeleiteten empirischen Formeln für den Schiffswiderstand W wird namentlich die Formel von Bourgois für zuverlässig gehalten, u. A. auch von Steinhaus empfohlen. Danach ist, wenn O_1 und U die in Nr. 336, L, B und T die in der Anmerkung zu Nr. 337 erklärten Bedeutungen haben, dabei aber die Geschwindigkeit in engl. Fussen pro Sekunde, die Längen in engl. Fussen ausgedrückt sind, der Widerstand W in engl. Pfunden:

$$W = \varrho_1 \, O_1 \, U^2 + \varrho_2 \, B \, U^4 + \varrho_3 \, L \, (B + 2 \, T) \, U$$

wobei im Falle $\frac{B}{L} = 0{\cdot}12 - 0{\cdot}20$ gesetzt werden soll:

$$\varrho_1 = 0{\cdot}0485 \,; \quad \varrho_2 = 0{\cdot}000731 \,; \quad \varrho_3 = 0{\cdot}00297.$$

Sind die Längen in Metern, die Geschwindigkeit in Metern pro Sekunde ausgedrückt, so findet man hiernach W in Kilg., wenn gesetzt wird:

$$\varrho_1 = 2{\cdot}55 \,; \quad \varrho_2 = 0{\cdot}126 \,; \quad \varrho_3 = 0{\cdot}048.$$

Setzt man:

$$W = \varrho \, O_1 \, U^2$$

so ist: $$\varrho = \varrho_1 + \varrho_2 \frac{B \, U^2}{O_1} + \varrho_3 \frac{L \, (B + 2 \, T)}{O_1 \, U}$$

und wenn, unter m den Widerstandscoeffizienten im Sinne von Nr. 174 verstanden,

$$W = m \, \gamma \, O_1 \, \frac{U^2}{2 \, g}$$

gesetzt wird, so ist:

$$m = \frac{2 \, g}{\gamma} \, \varrho = 0{\cdot}0196 \, \varrho$$

Uebrigens gilt diese Formel für W mit den angeführten Werthen der Coeffizienten ϱ_1, ϱ_2, ϱ_3 nur für ein breites und tiefes Fahrwasser. Bei der Fahrt auf Canälen von mässig grossem Wasserquerschnitte Q wächst der Widerstand W bedeutend, und zwar etwa auf

das 1·5 fache des obigen Werthes für $Q = 12 \, O_1$
„ 3·0 „ „ „ „ „ $Q = 6 \, O_1$

G.

*) Nach C. F. Steinhaus: „der Eisen-Schiffbau mit besonderer Beziehung auf den Bau der Damfschiffe" ist im Allgemeinen das folgende Verfahren einzuschlagen, um zu solchen Schiffsformen insbesondere eiserner Dampfschiffe zu gelangen, welche sich durch die Erfahrung als zweckmässig bewährt haben.

keine Wahrscheinlichkeit vorhanden, dass diese Aufgabe auf theoretischem Wege gelöst werden wird. Durch die zahllosen im Schiffbau gemachten Erfahrungen ist man aber allmählig auf Formen gekommen, die nur noch einen sehr geringen (grösstentheils von der Reibung herrührenden) Widerstand verursachen, und die sowohl eine genügende Stabilität, als auch zweckmässige Räumlichkeiten gewähren. Diese Formen sind als Erfahrungsresultate anzusehen, die sowohl für die Beurtheilung der bestehenden, als auch

---

Zunächst sind die Völligkeitsgrade

$$\text{des Deplacements: } \frac{\mathfrak{B}_1}{L\,B\,T} = 0{\cdot}35 - 0{\cdot}64$$

$$\text{und des Hauptquerschnitts: } \frac{O_1}{B\,T} = 0{\cdot}6 - 0{\cdot}9$$

den Umständen und dem Zwecke des Fahrzeugs gemäss anzunehmen, nämlich im Allgemeinen um so grösser, je kleiner der Tiefgang des Schiffes ist und je mehr es vorwiegend auf grosse Ladungsfähigkeit ankommt, dagegen um so kleiner, je grösser der Tiefgang ist und je mehr es vorwiegend auf grosse Geschwindigkeit der Fahrt ankommt; auch im Allgemeinen für Räderschiffe grösser als für Schraubenschiffe.

Durch die Annahme eines dieser beiden Völligkeitsgrade ist die geeignete Wahl des anderen begrenzt, wie aus den folgenden Tabellen ersichtlich ist, welche zugleich die entsprechenden Völligkeitsgrade der Schwimmfläche enthalten, nämlich die

$$\text{Werthe von } \frac{F_1}{L\,B}.$$

$\frac{\mathfrak{B}_1}{LBT} =$	0·64	0·63	0·62	0·61	0·60	0·59	0·58	0·57	0·56	0·55
$\frac{O_1}{BT} =$ 0·90	0·779	0·775	0·768	0·762	0·750	0·739	0·727	0·716	0·705	
0·89	0·780	0·776	0·772	0·765	0·759	0·747	0·736	0 724	0·713	0·702
0·88	0·781	0·777	0·773	0·769	0·762	0·756	0·744	0 733	0 721	0·710
0·87	0·782	0·778	0·774	0·770	0·766	0·759	0·753	0·741	0·730	0·718
0·86	0·783	0·779	0·775	0·771	0·767	0·763	0·756	0·750	0·738	0·727
0·85	—	0·780	0·776	0·772	0·768	0·764	0 760	0·753	0·747	0·735
0·84	—	—	0·777	0·773	0·769	0·765	0·761	0·557	0·750	0·744
0·83	—	—	—	0·774	0·770	0·766	0·762	0·758	0·754	0·747
0·82	—	—	—	—	0·771	0·767	0·763	0·759	0·755	0·751
0·81	—	—	—	—	—	0 768	0·764	0·760	0·756	0·752
0·80	—	—	—	—	—	—	0·765	0·761	0·757	0·753
0·79	—	—	—	—	—	—	—	0·762	0·758	0·754
0·78	—	—	—	—	—	—	—	—	0·759	0·755
0·77	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0·756

für den Entwurf der neu zu erbauenden Schiffe eine sichere Grund-

	$\frac{\mathfrak{B}_1}{L\,B\,T}=$	0·54	0·53	0·52	0·51	0·50	0·49	0·48	0·47	0·46	0·45
	0·88	0·699									
	0·87	0·707	0·696								
	0·86	0·715	0·704	0·693							
	0·85	0·724	0·712	0·701	0·690						
	0·84	0·732	0·721	0·709	0·698	0·687					
	0·83	0·741	0·729	0·718	0·706	0·695	0·684				
	0·82	0·744	0·738	0·726	0·715	0·703	0·692	0·681			
	0·81	0·748	0·741	0·735	0·723	0·712	0·700	0·689	0·678		
	0·80	0·749	0·745	0·738	0·732	0·720	0·709	0·697	0·686	0·675	
	0·79	0·750	0·746	0·742	0·735	0·729	0·717	0·706	0·694	0·683	0·672
$\frac{O_1}{B\,T}=$	0·78	0·751	0·747	0·743	0·739	0·732	0·726	0·714	0·703	0·691	0·680
	0·77	0·752	0·748	0·744	0·740	0·736	0·729	0·723	0·711	0·700	0·688
	0·76	0·753	0·749	0·745	0·741	0·737	0·733	0·726	0·720	0·708	0·697
	0·75	—	0·750	0·746	0·742	0·738	0·734	0·730	0·723	0·717	0·705
	0·74	—	—	0·747	0·743	0·739	0·735	0·731	0·727	0·720	0·714
	0·73	—	—	—	0·744	0·740	0·736	0·732	0·728	0·724	0·717
	0·72	—	—	—	—	0·741	0·737	0·733	0·729	0·725	0·721
	0·71	—	—	—	—	—	0·738	0·734	0·730	0·726	0·722
	0·70	—	—	—	—	—	—	0·735	0·731	0·727	0·723
	0·69	—	—	—	—	—	—	—	0·732	0·728	0·724
	0·68	—	—	—	—	—	—	—	—	0·729	0·725
	0·67	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0·726

	$\frac{\mathfrak{B}_1}{L\,B\,T}=$	0·44	0·43	0·42	0·41	0·40	0·39	0·38	0·37	0·36	0·35
	0·78	0·669									
	0·77	0·677	0·666								
	0·76	0·685	0·674	0·663							
	0·75	0·694	0·682	0·671	0·660						
	0·74	0·702	0·691	0·679	0·668	0·657					
	0·73	0·711	0·699	0·688	0·676	0·665	0·654				
	0·72	0·714	0·708	0·696	0·685	0·673	0·662	0·651			
	0·71	0·718	0·711	0·705	0·693	0·682	0·670	0·659	0·648		
	0·70	0·719	0·715	0·708	0·702	0·690	0·679	0·667	0·656	0·645	
$\frac{O_1}{B\,T}=$	0·69	0·720	0·716	0·712	0·705	0·699	0·687	0·676	0·664	0·653	0·642
	0·68	0·721	0·717	0·713	0·709	0·702	0·696	0·684	0·673	0·661	0·650
	0·67	0·722	0·718	0·714	0·710	0·706	0·699	0·693	0·681	0·670	0·658
	0·66	0·723	0·719	0·715	0·711	0·707	0·703	0·696	0·690	0·678	0·667
	0·65	—	0·720	0·716	0·712	0·708	0·704	0·700	0·693	0·687	0·675
	0·64	—	—	0·717	0·713	0·709	0·705	0·701	0·697	0·690	0·684
	0·63	—	—	—	0·714	0·710	0·706	0·702	0·698	0·694	0·687
	0·62	—	—	—	—	0·711	0·707	0·703	0·699	0·695	0·691
	0·61	—	—	—	—	—	0·708	0·704	0·700	0·696	0·692
	0·60	—	—	—	—	—	—	0·705	0·701	0·697	0·693

lage bilden. Es ist aber nicht gerade nothwendig, die zu erbauenden Schiffe congruent oder geometrisch ähnlich mit den bereits

---

Die Gestalt des Hauptquerschnitts für einen gegebenen Völligkeitsgrad ist durch die Praxis ziemlich sicher festgestellt; die Ordinaten, d. h. die halben Breiten in den Höhen:

$$y = \frac{1}{4}T \qquad \frac{2}{4}T \qquad \frac{3}{4}T$$

über der Oberkante des Kiels sind aus der folgenden Tabelle zu entnehmen.

Ordinaten des Hauptquerschnitts.

$$\left(\frac{1}{2}B = 1000\right)$$

$\frac{O_1}{BT}$	$y=\frac{1}{4}T$	$y=\frac{2}{4}T$	$y=\frac{3}{4}T$	$\frac{O_1}{BT}$	$y=\frac{1}{4}T$	$y=\frac{2}{4}T$	$y=\frac{3}{4}T$
0·90	950	994	999	0·74	567	862	965
0·89	925	993	998	0·73	547	851	962
0·88	900	991	997	0·72	525	840	959
0·87	875	986	995	0·71	503	829	956
0·86	850	977	993	0·70	482	818	952
0·85	825	968	991	0·69	461	807	948
0·84	800	959	989	0·68	441	796	944
0·83	775	950	988	0·67	422	785	940
0·82	750	941	987	0·66	403	774	936
0·81	727	932	985	0·65	384	762	933
0·80	704	922	983	0·64	366	750	930
0·79	681	912	981	0·63	348	738	929
0·78	658	902	979	0·62	329	726	928
0·77	635	892	976	0·61	313	714	927
0·76	613	882	973	0·60	286	692	926
0·75	590	872	969	0·59	255	680	925

Die grösste Breite = B in der Schwimmfläche ist im Allgemeinen die grösste Breite des Schiffes überhaupt; bei den schärferen Fahrzeugen, d. h. bei den kleineren Völligkeitsgraden des Hauptquerschnitts kann es aber auch durch die Rücksicht auf eine gefällige Rundung der Schiffsseiten bedingt werden, die Breite des Hauptquerschnitts oberhalb der Schwimmfläche noch etwas über B hinaus wachsen zu lassen.

In der Gestalt der Schwimmfläche kommen grössere Abweichungen bei verschiedenen Schiffen vor, so dass dieselbe durch ihren Völligkeitsgrad nicht so fest bestimmt ist wie die Gestalt des Hauptquerschnitts. Im Allgemeinen kann man dieselbe nach einer der beiden folgenden Tabellen wenigstens vorläufig verzeichnen vorbehaltlich solcher nachträglicher Aenderungen, wodurch der Flächeninhalt F_1 möglichst wenig geändert wird. Die Tabellen enthalten die Ordinaten, d. h. die halben Breiten in den Entfernungen:

bestehenden Schiffen zu machen, sondern man kann durch ein gewisses Verfahren aus einer von den bestehenden guten Schiffs-

---

$$x = \frac{1}{8} L \quad \frac{2}{8} L \quad \frac{3}{8} L \quad \frac{5}{8} L \quad \frac{6}{8} L \quad \frac{7}{8} L$$

vom hintersten Perpendikel. Dabei sind Räderschiffe und Schraubenschiffe unterschieden; für gleichen Völligkeitsgrad ist die Schwimmfläche bei Ersteren am Vordertheil, bei Letzteren am Hintertheil in der Regel völliger gestaltet.

Ordinaten der Schwimmfläche für Räderschiffe.

$$\left(\frac{1}{2} B = 1000\right)$$

$\frac{F_1}{LB}$	$x=\frac{1}{8}L$	$x=\frac{2}{8}L$	$x=\frac{3}{8}L$	$x=\frac{5}{8}L$	$x=\frac{6}{8}L$	$x=\frac{7}{8}L$
0·78	692	937	993	991	924	591
0·77	670	930	992	988	905	560
0·76	648	923	991	984	890	539
0·75	626	916	990	980	867	518
0·74	604	909	989	976	848	497
0·73	582	902	988	972	829	476
0·72	560	895	987	968	810	455
0·71	538	887	986	964	792	434
0·70	516	879	985	960	774	413
0·69	494	870	984	956	756	392
0·68	472	861	983	952	738	370
0·67	450	852	982	948	720	350
0·66	428	843	981	943	702	330
0·65	406	834	980	938	684	310
0·64	384	825	979	933	667	289

Ordinaten der Schwimmfläche für Schraubenschiffe.

$$\left(\frac{1}{2} B = 1000\right)$$

$\frac{F_1}{LB}$	$x=\frac{1}{8}L$	$x=\frac{2}{8}L$	$x=\frac{3}{8}L$	$x=\frac{5}{8}L$	$x=\frac{6}{8}L$	$x=\frac{7}{8}L$
0·78	694	944	993	986	843	576
0·77	682	941	992	982	832	544
0·76	670	938	991	978	822	513
0·75	654	935	990	974	810	488
0·74	638	931	989	970	797	464
0·73	618	925	988	966	786	439
0·72	588	915	987	962	774	421

formen sehr viele andere ebenfalls gute Formen herausgestalten. Dieses Verfahren gründet sich auf die Voraussetzung, dass durch

$\frac{F_1}{LB}$	$x=\frac{1}{8}L$	$x=\frac{2}{8}L$	$x=\frac{3}{8}L$	$x=\frac{5}{8}L$	$x=\frac{6}{8}L$	$x=\frac{7}{8}L$
0·71	564	905	986	958	761	396
0·70	540	895	985	954	749	384
0·69	516	884	984	950	735	371
0·68	490	873	983	946	722	359
0·67	466	862	982	942	708	346
0·66	440	850	981	938	695	334
0·65	412	838	980	935	680	321
0·64	384	826	979	932	666	309

Nachdem der Hauptquerschnitt und die Schwimmfläche den vorstehend angeführten Regeln gemäss verzeichnet worden sind, wird der Völligkeitsgrad des Deplacements von dem beabsichtigt gewesenen und jener Verzeichnung zu Grunde liegenden Werthe nur wenig verschieden sein, wenn, durchweg stetige Uebergänge vorausgesetzt, schliesslich noch die Querschnitte in den Entfernungen

$$x = \frac{1}{8}L \quad \frac{2}{8}L \quad \frac{6}{8}L \quad \frac{7}{8}L$$

vom hintersten Perpendikel so verzeichnet werden, dass sie nahezu die in der folgenden Tabelle zusammengestellten Völligkeitsgrade erhalten; dieselben beziehen sich nicht auf das Rechteck B T, sondern auf die Rechtecke b T, unter b die Breiten der Schwimmfläche in denselben Entfernungen x vom hintersten Perpendikel verstanden.

Völligkeitsgrade der Querschnitte.

$\frac{O_1}{BT}$	$x=\frac{1}{8}L$	$x=\frac{2}{8}L$	$x=\frac{6}{8}L$	$x=\frac{7}{8}L$	$\frac{O_1}{BT}$	$x=\frac{1}{8}L$	$x=\frac{2}{8}L$	$x=\frac{6}{8}L$	$x=\frac{7}{8}L$
0·90	0·59	0·85	0·85	0·72	0·74	0·43	0·58	0·59	0·51
0·89	0·57	0·83	0·83	0·70	0·73	0·42	0·57	0·57	0·50
0·88	0·55	0·81	0·81	0·68	0·72	0·41	0·56	0·56	0·49
0·87	0·53	0·79	0·79	0·66	0·71	0·40	0·55	0·55	0·48
0·86	0·51	0·77	0·77	0·64	0·70	0·39	0·54	0·54	0·47
0·85	0·50	0·75	0·75	0·62	0·69	0·38	0·53	0·53	0·46
0·84	0·49	0·73	0·73	0·60	0·68	0·37	0·52	0·52	0·45
0·83	0·49	0·71	0·71	0·58	0·67	0·36	0·51	0·51	0·44
0·82	0·48	0·69	0·69	0·57	0·66	0·35	0·50	0·51	0·44
0·81	0·48	0·67	0·67	0·56	0·65	0·34	0·50	0·50	0·43
0·80	0·47	0·66	0·66	0·55	0·64	0·34	0·49	0·50	0·43
0·79	0·47	0·64	0·65	0·54	0·63	0·33	0·49	0·49	0·42
0·78	0·46	0·63	0·64	0·53	0·62	0·33	0·48	0·49	0·42
0·77	0·46	0·62	0·63	0·52	0·61	0·32	0·48	0·48	0·41
0·76	0·45	0·61	0·62	0·52	0·60	0·32	0·47	0·48	0·41
0·75	0·44	0·59	0·60	0·51	0·59	0·31	0·47	0·47	0·40

gleichförmige Ausdehnung oder Zusammenziehung eines gut geformten Schiffes nach seiner Länge oder nach seiner Breite oder endlich nach seiner Höhe wiederum eine gute Form entsteht.

Hierauf gründen sich die nachfolgenden Tabellen, vermittelst welchen man mit Leichtigkeit in jedem besonderen Falle die geeigneten Schiffsformen darstellen kann. Die Zahlenwerthe jeder einzelnen Tabelle sind einer bestimmten guten Schiffsform entnommen; sie drücken aber keine absoluten Grössen aus, sondern sind nur Verhältnisszahlen, durch welche, unabhängig von der Länge, Breite, Höhe des Schiffes, das Charakteristische seiner Form ausgedrückt wird. Diese Zahlenwerthe sind auf folgende Art erhalten worden.

Man denke sich die Länge des Schiffes zwischen den Perpendikeln in 20 gleiche Theile getheilt und durch diese Theilungspunkte Querschnittsebenen gelegt; denke sich ferner die der normalen Belastung entsprechende Tauchung in 6 gleiche Theile getheilt, und durch die Theilungspunkte horizontale Ebenen gelegt; denke sich endlich durch die Kiellinie eine vertikale Ebene geführt, welche das Schiff in zwei Hälften theilt. Die horizontalen Ebenen und die vertikalen Querebenen schneiden die Schiffsform nach gewissen Linien, von denen die ersteren „Wasserlinien", die letzteren „Spanten" genannt werden. Die Wasserlinien und Spanten durchschneiden sich in gewissen Punkten. Die ganze Breite des Schiffes = 2000 gesetzt, sind die in den Tabellen enthaltenen Zahlen die Abstände jener Punkte von der durch den Kiel gelegten Vertikalebene.

In der ersten Vertikalcolumne sind die aufeinander folgenden Querschnitte numerirt. Die Numeration beginnt (mit 0) am hin-

---

Die Wahl der angemessensten Querschnittsformen, welche diesen Völligkeitsgraden entsprechen, ist vorwiegend Sache der praktischen Erfahrung, in deren Ermangelung die Spantenrisse bewährter und ungefähr gleichen Umständen entsprechender Schiffsformen als Anhalt dienen können. Im Allgemeinen lässt sich darüber nur sagen, dass, während die Horizontalschnitte der Dampfschiffe sowohl nach dem Vordersteven als nach dem Hintersteven hin in fast gleichem Grade einen allmählig concaven Verlauf nehmen, in Betreff der Querschnitte sich dagegen das Vorderschiff und das Hinterschiff wesentlich verschieden verhalten. Während die Querschnitte des Hinterschiffes um so mehr, je näher sie dem Hintersteven liegen, gegen den Kiel scharf concav auslaufen, bleiben die Querschnitte des Vordertheils bis gegen den Vordersteven hin entweder durchaus convex oder sie laufen wenigstens in viel geringerem Grade gegen den Kiel hin allmählig concav aus. Diesem verschiedenen Verhalten entspricht der Umstand, dass nach der letzten Tabelle die Völligkeitsgrade der Querschnitte für $x = \frac{1}{8} L$ durchweg viel kleiner sind, als für $x = \frac{7}{8} L$. G.

teren Ende des Kiels und endiget (mit 20) am vorderen Ende des Schiffes. Die mit I. II. III. überschriebenen Vertikalcolumnen geben die Ordinaten der von unten nach oben gezählten Wasserlinien. Die horizontalen Zahlenreihen geben die den einzelnen Spanten entsprechenden Ordinaten. Die mit „Verdeck" überschriebene Vertikalcolumne enthält die Ordinaten für das Verdeck.

Diese Tabellen in Verbindung mit den in Nr. 337 angegebenen Verhältnisszahlen liefern in jedem besonderen Falle die dem Zwecke entsprechende Schiffsform, und man verfährt bei dem Entwurf auf folgende Weise.

Man bestimmt zuerst die 4 Hauptdimensionen, nämlich: Länge, Breite, Höhe und Tauchung des Schiffes. Eine oder zwei dieser Dimensionen werden in der Regel durch den Zweck, welchem das Schiff dienen soll, vorgeschrieben, die übrigen können nach den Verhältnissen genommen werden, welche in Nr. 337 aufgestellt wurden. Ist dies geschehen, so entscheidet man sich für die Charakteristik der Schiffsform. Die folgenden Bemerkungen können hierbei als Richtschnur dienen.

Ein Flussboot, dessen Tauchung weniger als $\frac{1}{5}$ der Breite betragen soll, muss einen flachen Boden erhalten und die Zuspitzungen des Vorder- und des Hintertheiles dürfen nicht zu scharf sein.

Ein Flussboot, dessen Tauchung $\frac{1}{5}$ oder mehr als $\frac{1}{5}$ der Breite betragen darf, muss zwar auch einen flachen Boden erhalten, die Zuspitzungen des Vorder- und Hinterschiffes dürfen aber ziemlich scharf sein.

Landseeschiffe dürfen einen etwas auf Kiel geformten Boden erhalten, und die Zuspitzungen dürfen mehr oder weniger scharf sein.

Schiffe, welche bestimmt sind, Meeresküsten zu befahren und in die Flussmündungen einzulaufen, werden im Allgemeinen wie Meerschiffe geformt, nur erhalten sie einen flachen Boden.

Hat man sich für eine bestimmte Charakteristik entschieden, so kann man die Verzeichnung des Schiffes vornehmen, wobei am bequemsten ein Maasstab dient, welcher 10tel, 100stel und 1000stel der halben Schiffsbreite gibt.

342.

Neuere Schiffsverhältnisse.

In neuerer Zeit findet man die Schiffe im Verhältniss zur Breite länger gemacht als die Regeln Nr. 337 angeben. Ich habe es jedoch vorgezogen, die früher üblich gewesenen Verhältnisse beizubehalten, weil diese übermässig langen Schiffe grosse Widerstände verursachen, eine geringe Stabilität gewähren, geringe Festigkeit besitzen und sowohl am Vorderschiff wie am Hinterschiff Räumlichkeiten darbieten, die für die Benutzung nicht zweckmässig sind.

343.

Fluss-Schiff.

Rainbow.

(Tredgold on the Steam-Engine. Appendix A and B.)

Hinterschiff.								Vorderschiff.							
x	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	Verdeck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	Verdeck.
0	20	20	20	20	20	20	700	10	770	860	930	950	980	990	1000
1	75	110	150	200	260	336	750	11	745	850	900	940	960	980	1000
2	165	250	325	385	455	520	810	12	710	810	860	910	940	960	1000
3	280	400	480	530	590	640	860	13	640	750	810	845	870	900	1000
4	400	530	610	665	710	750	900	14	545	665	730	760	800	830	960
5	515	640	700	750	790	830	930	15	440	550	620	660	700	735	890
6	610	710	770	820	860	890	960	16	320	460	530	570	610	645	820
7	680	770	830	880	910	930	980	17	200	300	350	390	430	460	670
8	730	820	880	910	945	960	990	18	90	160	210	230	260	290	500
9	760	860	910	940	970	990	1000	19	30	35	55	70	80	90	270
10	770	860	930	950	980	990	1000	20	—	—	—	—	—	—	30

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L:

1.	Schnitt	0·471
2.	„	0·477
3.	„	0·582
4.	„	0·621
5.	„	0·656
6.	„	0·688

Volumen des verdrängten Wassers . . . . $= 0{\cdot}525\ B\,L\,T$

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers (Nr. 356) $\begin{cases} \left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}488\ L \\ \left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}600\ T \end{cases}$

Bedingung der Stabilität (Nr. 356) . . . $e < 0{\cdot}0769 \left(\frac{B}{T}\right) B$

344.

Fluss-Schiff.

Diamond.

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.					Vorderschiff.				
x	I.	II.	III.	Verdeck	x	I.	II.	III.	Verdeck
0	30	30	30	800	10	830	910	960	1000
1	45	100	165	850	11	810	910	950	990
2	120	230	390	900	12	760	870	930	990
3	240	400	600	930	13	680	810	870	960
4	380	590	750	930	14	570	700	780	930
5	520	700	825	970	15	440	570	650	860
6	630	790	880	990	16	310	420	500	770
7	730	840	910	990	17	200	270	340	640
8	790	880	940	990	18	110	150	200	480
9	830	910	960	1000	19	30	40	60	270
10	830	910	960	1000	20	—	—	—	30

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L
1. Schnitt 0·452
2. „ 0·556
3. „ 0·633

Volumen des verdrängten Wassers . . . . = 0·441 B L T

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers (Nr. 356)
$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}485\ L$
$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}602\ T$

Bedingung der Stabilität (Nr. 356) . . . $e < 0{\cdot}0802 \left(\frac{B}{T}\right) B$

345.

Fluss-Schiff.

Ipswich and London.

(Tredgold on the Steam-Engine. Appendix E and F.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.
0	15	15	65	215	510	710	10	750	910	970	1000	1000	1000
1	60	140	320	600	765	780	11	725	890	960	1000	1000	1000
2	130	300	534	740	840	840	12	670	840	920	975	975	975
3	245	490	680	830	890	890	13	590	670	780	850	920	930
4	370	640	790	890	930	930	14	490	670	770	850	890	890
5	525	760	880	940	950	950	15	380	550	660	740	790	800
6	650	850	940	960	970	980	16	280	440	540	600	670	690
7	730	900	970	990	1000	1000	17	190	310	400	470	530	550
8	750	920	970	990	1000	1000	18	110	190	260	310	360	390
9	760	910	970	1000	1000	1000	19	35	80	120	155	185	200
10	750	910	970	1000	1000	1000	20	—	—	—	—	—	20

Diese Tabellenwerthe bestimmen die Form des ganzen Schiffes. Es ist nämlich das Schiff durch fünf horizontale Ebenen geschnitten, die um $\frac{1}{5}$ H von einander abstehen. Der fünfte Schnitt geht demnach durch die mittlere Höhe des Schiffes. Die normale Tauchung reicht bis an den zweiten Schnitt.

346.

Fluss-Schiff.

Red-Rower.

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.
0	40	40	40	40	40	800	10	840	920	970	1000	1000	1000
1	50	78	135	215	310	870	11	830	910	960	990	1000	1000
2	110	160	280	410	540	910	12	780	870	940	980	1000	1000
3	178	300	440	600	700	940	13	680	800	870	935	970	990
4	310	480	600	740	830	980	14	550	700	780	850	920	970
5	470	630	750	850	900	1000	15	400	550	660	740	810	930
6	630	760	850	930	960	1000	16	260	400	510	610	680	860
7	740	840	920	970	980	1000	17	140	260	360	460	520	750
8	800	900	950	980	1000	1000	18	66	137	220	300	360	590
9	830	920	970	1000	1000	1000	19	40	50	80	120	150	340
10	840	920	970	1000	1000	1000	20	—	—	—	—	—	40

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L:
- 1. Schnitt 0·409
- 2. „ 0·537
- 3. „ 0·616
- 4. „ 0·688
- 5. „ 0·733

Volumen des verdrängten Wassers . . . . = 0·523 B L T

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers (Nr. 356):

$$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}497\ L$$

$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}594\ T$$

Bedingung der Stabilität (Nr. 356) . . . $e < 0{\cdot}0901 \left(\frac{B}{T}\right) B$

347.

Landsee-Schiff

mit ziemlich scharfen Formen, der Boden nach der Kiellinie hin geneigt.

Hinterschiff.					Vorderschiff.				
x	I.	II.	III.	IV.	x	I.	II.	III.	IV.
0	15	15	15	15	10	710	896	963	985
1	50	80	125	205	11	670	863	935	968
2	105	185	285	405	12	595	798	877	915
3	180	315	445	590	13	495	700	790	845
4	294	460	600	732	14	398	584	688	750
5	422	605	735	840	15	285	445	548	620
6	545	732	835	905	16	180	303	400	470
7	633	816	905	950	17	100	190	262	320
8	700	880	952	978	18	42	94	135	180
9	715	900	965	990	19	15	30	40	60
10	710	896	963	985	20	—	—	—	15

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L
- 1. Schnitt 0·357
- 2. „ 0·494
- 3. „ 0·580
- 4. „ 0·637

Volumen des verdrängten Wassers . . . . $= 0{\cdot}434$ B L T

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers (Nr. 356)
$$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}475\ L$$
$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}604\ T$$

Bedingung der Stabilität (Nr. 356) . . . $e < 0{\cdot}0846 \left(\frac{B}{T}\right) B$

348.

Meer-Schiff.

Isis.

(Tredgold on the Steam-Engine. Appendix E and F.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.
0	30	30	30	30	30	714	10	890	975	1000	1000	1000	1000
1	80	158	248	383	580	815	11	893	980	1000	1000	1000	1000
2	180	342	522	695	810	875	12	880	975	1000	1000	1000	1000
3	300	550	738	848	900	925	13	835	960	987	1000	1000	1000
4	440	732	864	920	950	960	14	760	918	960	990	1000	1000
5	590	835	928	964	990	994	15	644	834	920	955	980	1000
6	724	890	960	988	995	1000	16	500	695	800	875	920	1000
7	794	930	978	1000	1000	1000	17	356	520	645	740	810	970
8	874	955	990	1000	1000	1000	18	195	310	430	530	620	885
9	880	974	1000	1000	1000	1000	19	55	110	180	250	330	645
10	890	975	1000	1000	1000	1000	20	—	—	—	—	—	30

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L
1. Schnitt 0·544
2. „ 0·683
3. „ 0·759
4. „ 0·808
5. „ 0·845

Volumen des verdrängten Wassers . . . . $= 0{\cdot}643\ B\,L\,T$

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers (Nr. 356)

$$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}494\ L$$
$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}518\ T$$

Bedingung der Stabilität (Nr. 356) . . . $e < 0{\cdot}0958 \left(\frac{B}{T}\right) B$

349.

Meer-Schiff.

Medea.

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.
0	30	30	30	30	30	820	10	785	945	980	990	1000	1000
1	30	75	160	336	600	880	11	790	950	980	990	1000	1000
2	70	170	355	590	785	920	12	770	940	970	990	1000	1000
3	130	320	565	760	860	945	13	700	900	965	990	995	1000
4	205	500	735	855	905	965	14	600	835	935	970	980	1000
5	305	670	850	910	940	985	15	460	720	860	940	950	1000
6	430	770	900	940	955	990	16	320	550	740	850	900	1000
7	540	840	940	960	980	1000	17	200	370	550	690	800	980
8	650	887	955	983	988	1000	18	100	190	310	440	565	910
9	730	920	970	990	1000	1000	19	40	40	60	115	200	685
10	785	945	980	990	1000	1000	20	—	—	—	—	—	40

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L:
1. Schnitt 0·396
2. „ 0·583
3. „ 0·692
4. „ 0·767
5. „ 0·843

Volumen des verdrängten Wassers . . . . = 0·530 B L T

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers (Nr. 356) $\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}533\ L$, $\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}640\ T$

Bedingung der Stabilität (Nr. 356) . . . $e < 0{\cdot}109 \left(\frac{B}{T}\right) B$

350.

Meer-Schiff.

Berenice.

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.
0	—	—	—	—	—	—	10	820	930	970	990	1000	1000
1	67	110	165	220	325	480	11	810	925	965	990	1000	1000
2	145	250	350	450	570	695	12	790	920	950	980	1000	1000
3	245	410	540	635	730	810	13	730	875	920	950	980	990
4	360	555	680	765	815	880	14	640	790	860	900	930	960
5	478	690	790	840	875	920	15	515	670	760	820	860	910
6	520	780	855	895	920	950	16	380	530	610	690	750	810
7	685	835	895	930	950	970	17	230	350	430	510	570	645
8	750	870	930	960	970	985	18	90	150	210	275	330	400
9	795	905	955	980	995	1000	19	—	—	—	—	—	45
10	820	920	970	990	1000	1000	20	—	—	—	—	—	—

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L:

1. Schnitt 0·456
2. " 0·576
3. " 0·641
4. " 0·689
5. " 0·728
6. " 0·772

Volumen des verdrängten Wassers . . . . $= 0{\cdot}579\ BLT$

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers (Nr. 356)
$$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}577\ L$$
$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}579\ T$$

Bedingung der Stabilität (Nr. 356) . . . $e < 0{\cdot}0907 \left(\frac{B}{T}\right) B$

351.

Meer-Schiff.

Cyclops.

(Tredgold on the Steam-Engine. Appendix E and F.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.
0	20	20	20	20	20	680	10	575	835	940	980	1000	1000
1	20	65	120	210	355	765	11	570	835	935	980	1000	1000
2	80	164	300	460	635	845	12	545	820	930	980	1000	1000
3	150	300	482	660	770	920	13	505	790	910	964	1000	1030
4	230	430	635	770	850	985	14	450	730	870	935	980	1132
5	320	560	740	850	910	1045	15	375	645	810	880	932	1135
6	400	665	820	900	950	1090	16	300	532	710	790	860	1080
7	465	735	865	930	970	1130	17	210	395	555	660	735	980
8	515	785	900	955	990	1150	18	120	240	360	460	550	820
9	555	810	924	965	1000	1120	19	30	90	140	200	273	530
10	575	835	940	980	1000	1000	20	—	—	—	—	—	30

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L
$$\left\{\begin{array}{lll} 1. & \text{Schnitt} & 0{\cdot}321 \\ 2. & \text{„} & 0{\cdot}522 \\ 3. & \text{„} & 0{\cdot}648 \\ 4. & \text{„} & 0{\cdot}727 \\ 5. & \text{„} & 0{\cdot}788 \end{array}\right.$$

Volumen des verdrängten Wassers . . . . $= 0{\cdot}522\ B\,L\,T$

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers (Nr. 356)
$$\left\{\begin{array}{l} \left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}507\ L \\ \left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}613\ T \end{array}\right.$$

Bedingung der Stabilität (Nr. 356) . . . $e < 0{\cdot}102 \left(\frac{B}{T}\right) B$

352.

Meer-Schiff.

Colchis.

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.								Vorderschiff.							
x	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	Verdeck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	Verdeck.
0	33	33	33	33	33	33	730	10	780	860	930	960	990	1000	1240
1	33	70	120	180	253	370	930	11	780	860	930	960	990	1000	1240
2	70	160	254	360	470	595	1000	12	770	860	920	960	990	1000	1000
3	152	260	415	528	650	740	1090	13	720	810	890	940	980	990	1000
4	240	410	550	660	760	840	1125	14	630	740	820	890	930	970	1000
5	375	550	680	770	850	910	1180	15	510	640	730	800	860	900	990
6	520	680	790	850	920	950	1190	16	360	500	580	680	750	800	940
7	620	770	840	900	950	980	1215	17	225	320	430	510	580	650	880
8	720	820	900	940	965	990	1230	18	70	145	250	320	400	450	730
9	770	850	920	960	990	1000	1240	19	33	33	50	85	150	190	470
10	780	860	930	960	990	1000	1240	20	—	—	—	—	—	—	33

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L:
- 1. Schnitt 0·419
- 2. „ 0·518
- 3. „ 0·600
- 4. „ 0·714
- 5. „ 0·722
- 6. „ 0·767

Volumen des verdrängten Wassers . . . . $= 0{\cdot}559\ B L T$

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers (Nr. 356)
$$\left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}491\ L \\ \left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}589\ T \end{array} \right.$$

Bedingung der Stabilität (Nr. 356) . . . $e < 0{\cdot}0915 \left(\frac{B}{T}\right) B$

353.

Nile-Steam-Ship.

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.
0	30	35	40	54	90	200	10	680	870	930	960	990	1000
1	50	90	150	280	440	665	11	670	860	930	960	990	1000
2	100	210	360	560	730	840	12	670	850	930	960	990	1000
3	160	370	570	730	840	910	13	670	850	930	960	990	1000
4	240	550	720	840	910	950	14	650	840	920	950	990	1000
5	360	690	810	900	950	990	15	590	790	890	940	970	980
6	470	770	870	930	970	995	16	460	690	810	880	910	940
7	575	820	900	940	980	1000	17	290	495	640	730	780	810
8	660	850	920	945	980	1000	18	70	220	340	440	510	560
9	660	870	920	950	980	1000	19	—	—	—	—	80	150
10	680	870	930	960	990	1000	20	—	—	—	—	—	30

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L:
- 1. Schnitt 0·402
- 2. „ 0·586
- 3. „ 0·679
- 4. „ 0·746
- 5. „ 0·803
- 6. „ 0·849

Volumen des verdrängten Wassers . . . . $=$ 0·606 B L T

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers (Nr. 356)
$$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}494\ L$$
$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}595\ T$$

Bedingung der Stabilität (Nr. 356) . . . $e < 0{\cdot}1027 \left(\frac{B}{T}\right) B$

354.

Meer- und Fluss-Schiff.

Firebrand.

(Tredgold on the Steam-Engine. Enlarged Edition.)

Hinterschiff.							Vorderschiff.						
x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.	x	I.	II.	III.	IV.	V.	Verdeck.
0	20	20	20	20	20	770	10	410	850	990	1000	1000	1000
1	55	80	150	275	480	920	11	400	870	980	1000	1000	1000
2	70	140	320	510	730	950	12	390	860	980	1000	1000	1000
3	100	240	470	700	880	990	13	360	810	960	990	1000	1000
4	140	360	620	830	940	1000	14	300	730	930	980	990	1000
5	180	470	760	910	990	1000	15	230	630	840	920	970	1000
6	230	600	850	980	1000	1000	16	160	470	670	800	880	990
7	300	700	900	990	1000	1000	17	100	280	470	610	710	960
8	350	790	950	1000	1000	1000	18	50	125	230	350	440	860
9	390	820	980	1000	1000	1000	19	—	—	—	70	120	620
10	410	850	990	1000	1000	1000	20	—	—	—	—	—	20

Verhältnisse zwischen den Horizontalschnitten und dem Rechteck B L
- 1. Schnitt 0·211
- 2. „ 0·492
- 3. „ 0·653
- 4. „ 0·746
- 5. „ 0·807

Volumen des verdrängten Wassers . . . . $= 0{\cdot}480\ B\,L\,T$

Coordinaten des Schwerpunktes des verdrängten Wassers (Nr. 356)

$$\left(\frac{x}{W}\right) = 0{\cdot}515\ L$$

$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}664\ T$$

Bedingung der Stabilität (Nr. 356) . . . $e < 0{\cdot}121 \left(\frac{B}{T}\right) B$

355.

Verzeichnung der Schiffsformen vermittelst der Quadranten-Methode. Tafel XXXVIII.

Die Methoden, welche bisher zur Verzeichnung der Schiffsformen ersonnen wurden, und nach welchen die Schiffsrisse wirklich gemacht werden, beruhen in der Regel auf gewissen graphischen Interpolationen oder Senteneintheilungen. Eine der besseren dieser Methoden ist die folgende sogenannte Quadranten-Methode. Nach diesem Verfahren verzeichnet man zuerst mit Benutzung einer Modellzeichnung eines Schiffes oder vermittelst der Tabellenwerthe No. 343 bis 354

a) den Längenschnitt des Schiffes (Fig. 1) und theilt die Länge vom Hintersteven bis zur Spitze des Vorderstevens in 20 gleiche Theile;
b) den Grundriss des Verdecks (Fig. 3);
c) den Hauptspant Nr. 10 des Schiffes (Fig. 2);
d) die Spanten, welche den Theilungspunkten 0, 1, 5 des Hinterschiffes, und die Spanten, welche den Theilungspunkten 15 und 19 des Vorderschiffes entsprechen.

Nach diesen Vorbereitungen ergeben sich die übrigen Spanten durch folgendes Verfahren:

Man theilt die 1te, 10te und 19te Spante (Fig. 2) in so viele gleiche Theile, als die Anzahl der Punkte beträgt, die von jeder Spante bestimmt werden sollen (in der Zeichnung sind 10 Theile angenommen), und verbindet die correspondirenden Punkte wie a und b, a_1 und b_1 durch gerade Linien, so sind dies die Senten.

Um nun die Punkte zu finden, in welchen die Sente a b von den Spanten geschnitten wird, verzeichne man einen Quadranten (Fig. 4) und theile denselben in 9 gleiche Winkel, nehme hierauf die Länge a b (Fig. 2) und trage sie nach $\alpha\,\beta$ (Fig. 4) auf, nehme ferner die Länge a c (Fig. 2), die dem Punkt entspricht, in welchem die Sente a b von der 5ten Spante geschnitten wird, und suche in Fig. 4 in dem Radius Nr. 5 den Punkt γ, dessen Entfernung von der Linie α 1 gleich a c ist.

Verzeichnet man nun einen Kreisbogen $\beta\,\gamma\,\delta$, dessen Mittelpunkt o in der abwärts verlängerten Richtung von $\beta\,\alpha$ liegt und welcher durch die Punkte β und γ geht, so scheidet derselbe die Radien, durch welche man den Quadranten (Fig. 4) getheilt hat, in einer Folge von Punkten, und wenn man die zu $\gamma\,\varepsilon$ parallelen Ordinaten dieser Durchschnittspunkte auf die Sente a b (Fig. 2) von a an aufträgt, so erhält man die Punkte, in welchen diese Sente a b von sämmtlichen Spanten geschnitten wird.

Wiederholt man die gleiche Construction mit jeder der übrigen Senten des Hinterschiffes und auch in Fig. 5 mit jeder Sente des Vorderschiffes, so ergeben sich die Punkte, in welchen sämmtliche Senten von sämmtlichen Spanten geschnitten werden, und wenn man endlich die Punkte, welche jeder Spante entsprechen, vermittelst einer elastischen Feder durch eine stetige Linie verbindet, so erhält man den vollständigen Spantenriss.

Ist einmal der Spantenriss verzeichnet, so unterliegt es keiner Schwierigkeit, im Grundriss des Schiffes eine beliebige Anzahl von Horizontalschnitten darzustellen, oder überhaupt ein beliebiges System von Schnittlinien zu verzeichnen.

356.

Regeln zur Berechnung

a) des Volumens des verdrängten Wassers; b) des Schwerpunktes desselben; c) des Ortes, nach welchem der Schwerpunkt der Maschinen fallen muss, damit das Schiff überall gleich tief taucht; d) der Stabilität des Schiffes.

1) Berechnung des Flächeninhaltes eines Horizontalschnittes.

Nennt man:

$y_0, y_1, y_2 \cdots y_{20}$ die Tabellenwerthe, welche dem zu berechnenden Horizontalschnitt entsprechen,

F den Flächeninhalt desselben,

$\frac{F}{BL} = f$ das Verhältniss zwischen dem Flächeninhalt F und jenem des der Schwimmfläche umschriebenen Rechteckes,

so ist:

$$f = \frac{1}{20000} \left[\frac{1}{2} (y_0 + y_{20}) + y_1 + y_2 + \cdots + y_{19} \right]$$

2) Volumen des verdrängten Wassers bei gegebener Tauchung.

Nennt man:

n die Anzahl der Horizontalschnitte, welche durch den eingetauchten Theil gelegt sind,

$f_1, f_2 \ldots f_n$ die nach Regel (1) berechneten Verhältnisse zwischen den Flächeninhalten der Horizontalschnitte und dem Flächeninhalt des Rechteckes B L,

$\mathfrak{V}_1$ das Volumen des verdrängten Wassers, so ist:

$$\frac{\mathfrak{B}_1}{L\,B\,T} = \frac{1}{n}\left(f_1 + f_2 + \ldots + f_{n-1} + \frac{1}{2}\,f_n\right)$$

3) Höhe des Schwerpunktes der verdrängten Flüssigkeit über der Kiellinie.

Bezeichnet man diese Höhe mit $\left(\frac{y}{W}\right)$ und behält die vorigen Bezeichnungen bei, so ist:

$$\frac{\left(\frac{y}{W}\right)}{T} = \frac{1}{4\,n}\,\frac{\frac{1}{3}\,f_1 + (2n-1)\,f_n + 4\,f_1 + 8\,f_2 + 12\,f_3 + \ldots + 4\,(n-1)\,f_{n-1}}{f_1 + f_2 + \ldots + f_{n-1} + \frac{1}{2}\,f_n}$$

Nach den Beispielen Nr. 343 bis 354 ist sowohl für Fluss- wie für Meer-Dampfschiffe im Mittel:

$$\left(\frac{y}{W}\right) = 0{\cdot}60\ T$$

4) Flächeninhalt eines Querschnittes des verdrängten Wassers.

Nennt man:

$z_1,\ z_2,\ z_3 \ldots z_n$ die Tabellenwerthe, welche dem zu berechnenden Querschnitt entsprechen,

q das Verhältniss zwischen dem zu berechnenden Flächeninhalt und dem Rechteck $B\,T$,

so ist:

$$q = \frac{1}{2000}\,\frac{1}{n}\left[z_n + 2\,(z_1 + z_2 + \ldots + z_{n-1})\right]$$

5) Horizontalabstand des Schwerpunktes des verdrängten Wassers von dem hintern Endpunkt des Kiels.

Nennt man:

$\left(\frac{x}{W}\right)$ den zu berechnenden Horizontalabstand,

$q_0,\ q_1,\ q_2 \ldots q_{19}$ die nach Regel (4) berechneten Verhältnisse zwischen den Flächeninhalten sämmtlicher Querschnitte und dem Rechteck $B\,T$, so ist:

$$\frac{\left(\frac{x}{W}\right)}{L} = \frac{1}{1600}\,\frac{L\,B\,T}{\mathfrak{B}_1}\left(q_0 + 4\,q_1 + 8\,q_2 + 12\,q_3 + \ldots + 76\,q_{19}\right)$$

Nach den Beispielen Nr. 343 bis 354 ist im Mittel:

$$\binom{x}{W} = \begin{cases} 0{\cdot}485 \text{ L für Fluss-Dampfschiffe} \\ 0{\cdot}515 \text{ L für Meer-Dampfschiffe.} \end{cases}$$

6) Schwerpunkt des Schiffes mit Ausrüstung, aber ohne Maschinen und ohne Kessel.

Das Gewicht des Baues und die Coordinaten des Schwerpunktes können nur allein, nachdem der Entwurf beendigt ist, nach den gewöhnlichen allgemeinen Regeln berechnet werden.

Es seien $\binom{x}{S}$ und $\binom{y}{S}$ die so berechneten Coordinaten in Bezug auf den hinteren Endpunkt des Kiels.

7) Bedingung der Stabilität des Schiffes.

Nennt man:

Σy^3 die Summe der dritten Potenzen der Tabellenwerthe, welche der Schwimmfläche entsprechen,

e die Höhe des Schwerpunktes des ganzen Baues mit Einschluss der Maschinen über dem Schwerpunkt des verdrängten Wassers*),

so ist die Bedingung der Stabilität:

$$\frac{L\ B^3\ \Sigma y^3}{240\ 000\ 000\ 000} > e\,\mathfrak{B}_1$$

8) Der Ort, an welchem die Maschinen mit Kessel aufgestellt werden müssen, damit das Schiff überall gleich tief taucht.

Nennt man:

S das Gewicht des Schiffes sammt Ausrüstung, jedoch ohne Maschinen und ohne Kessel,

$\binom{x}{S}$ den Horizontalabstand des Schwerpunktes von S von dem hinteren Endpunkt des Kiels,

M das Gewicht der Maschinen sammt Kessel,

$\binom{x}{M}$ den Horizontalabstand des Schwerpunktes von M von dem hinteren Endpunkt des Kiels,

---

*) Der Schwerpunkt des belasteten Schiffes liegt bei Kriegsschiffen nahe in der Schwimmfläche. Bei Handelsschiffen ist seine Lage von der Art der Ladung abhängig, im Durchschnitt kann er aber in der Mitte des Schiffshöhe H liegend angenommen werden, welche bei Flussdampfern = 0·5 B, bei Meerdampfern = (0·6 — 0·75) B zu sein pflegt. G.

$W = S + M$ und $\left(\frac{x}{W}\right)$ das Gewicht des bei voller Belastung des Schiffes verdrängten Wassers und den Horizontalabstand seines Schwerpunktes von dem hintern Endpunkt des Kiels, so ist:

$$\left(\frac{x}{M}\right) = \frac{W\left(\frac{x}{W}\right) - S\left(\frac{x}{S}\right)}{M}$$

357.

Die Schraube als Treibapparat.

Taf. XXXVII, Fig. 5 und 6.

Die folgenden Resultate sind das Ergebniss einer theoretischen Untersuchung und bedürfen noch der Bestätigung oder wahrscheinlich einer Berichtigung durch die Erfahrung.

Bezeichnet man mit:

R den äusseren Halbmesser des Schraubenrades,

α den Winkel, welchen die Schraubenlinie am äusseren Umfange des Rades mit einer zu dessen Axe senkrecht gelegten Ebene bildet,

$o = R^2 \pi$ den Flächeninhalt der Projektion des Schraubenrades auf eine die Axe des Rades senkrecht durchschneidende Ebene,

$k = 102$ einen Coeffizienten zur Bestimmung des Druckes der Schraube gegen das Wasser,

n die Anzahl der Umdrehungen der Schraube per 1 Minute,

N die nominelle Pferdekraft der das Schraubenrad treibenden Maschinen,

$O = B\,T$ das Produkt aus der Breite des Schiffes in die Tauchung,

U die relative Geschwindigkeit des Schiffes gegen das Wasser,

B, L, T die Breite, Länge und Tauchung des Schiffes,

$K = 0{\cdot}1 \left(1 + e^{-\frac{N}{165}}\right)\left(\frac{2}{3}\,\frac{L}{T} + 2\,\frac{L}{B}\right)$ einen Coeffizienten zur Bestimmung des Schiffswiderstandes,

$\varphi(\alpha) = 1 + 2 \operatorname{tang}^2 \alpha \operatorname{lognat}(\sin \alpha)$ eine Funktion des Winkels α, die zur Berechnung der Wirkung der Schraube dient.

Für α =	20^0	25^0	30^0	35^0
ist $\varphi(\alpha)$ =	0·716	0·625	0·538	0·455

Annähernd kann innerhalb dieser Grenzen von α auch gesetzt werden: $\varphi(\alpha) = 1 - 0{\cdot}015\,\alpha^0$

Dies vorausgesetzt hat man zur Bestimmung von N und n folgende Ausdrücke:

$$N = \frac{K O U^3}{75}\left(1+\sqrt{\frac{K}{k}\frac{O}{o}\frac{1}{\varphi(\alpha)}}\right)$$

$$n = \frac{60}{2\pi} U \frac{1+\sqrt{\frac{K}{k}\frac{O}{o}\frac{1}{\varphi(\alpha)}}}{R \operatorname{tang} \alpha}$$

Die Bedingungen der vortheilhaftesten Wirkung einer Schraube wären

$$o = \infty \qquad n = \infty \qquad \alpha = 0$$

sind also nicht realisirbar.

Befriedigende Leistungen können nur bei tiefgehenden Meerschiffen erzielt werden. Für Meerschiffe ist im Durchschnitt zu setzen:

$$K = 4 \qquad k = 102 \qquad \alpha = 25^0 \qquad \varphi(\alpha) = 0{\cdot}625$$
$$R = 0{\cdot}5\ T = 0{\cdot}2\ B \qquad o = 0{\cdot}126\ B^2 \qquad O = B\ T = 0{\cdot}4\ B^2$$

und dann findet man:

$$N = 0{\cdot}077\, O\, U^3$$
$$n = 148\ \frac{U}{B}$$

Dieser Werth von N stimmt beinahe mit jenem überein, der für Schaufelräder gilt*).

*) Bei dem schwankenden Verhältniss der Nominal-Pferdestärke N zur indicirten Pferdestärke N_i oder zur Nutz-Pferdestärke N_n ist es vorzuziehen, eine der Letzteren zu den Dimensionen und zur Geschwindigkeit des Schiffes in Beziehung zu setzen, wie es auch vom Verfasser im 3. Bande seines Werkes „der Maschinenbau" geschieht, aber unter Benutzung einer Formel für den Schiffswiderstand, welche aus der in Nr. 340 angeführten Formel unter Voraussetzung eines constanten Verhältnisses $\frac{N_n}{N} = 1{\cdot}5$ abgeleitet wird.

Gemäss der Anmerkung zu Nr. 340 hat man, wenn

$W = \varrho\, O_1 U^2$ den Schiffswiderstand,
η den Wirkungsgrad der Schraube,
$\eta_1 = 0{\cdot}4$ bis $0{\cdot}6$ den Wirkungsgrad der Maschine $= \frac{N_n}{N_i}$ bedeutet,

$$N_i = \frac{W U}{75\, \eta \eta_1} = \frac{\varrho}{75\, \eta \eta_1} O_1 U^3$$

worin ϱ nach der ebendaselbst angegebenen Formel zu berechnen ist.

Die vom Verfasser angegebenen theoretischen Formeln für die Wirkung der

358.

Die Turbine als Treibapparat.

Taf. XXXVII, Fig. 7 und 8.

Die nachfolgenden Resultate sind das Ergebniss einer theoretischen Untersuchung, und bedürfen wahrscheinlich einer Berichtigung.

Es sei Taf. XXXVII, Fig 7 und 8:

R_1 der äussere
R_2 der innere
$R = \frac{R_1 + R_2}{2}$ der mittlere
} Halbmesser der Turbine,

$(R_1^2 - R_2^2)\,\pi = o$ der Flächeninhalt des Turbinenrades,

β der Winkel, unter welchem die Schaufelflächen in einer Entfernung R von der Axe die Ebene des Rades durchschneiden, an welcher das Wasser in das Rad eintritt,

γ der Winkel, unter welchem die Schaufelflächen in einer Entfernung R von der Axe die Ebene des Rades durchschneiden, an welcher das Wasser aus dem Rade tritt,

B, L, T die Breite, Länge, Tauchung des Schiffes,

$B\,T = O$ das Produkt aus der Breite des Schiffes in die Tauchung,

$K = 0{\cdot}1\left(1 + e^{-\frac{N}{165}}\right)\left(\frac{2}{3}\frac{L}{T} + 2\,\frac{L}{B}\right)$ Coeffizient zur Bestimmung des Schiffswiderstandes,

---

Schraube als Treibapparat beruhen auf der Annahme, dass das Wasser am Hintertheil des Schiffes, wo sich die Schraube befindet, ohne Bewegung sei. Ist aber

C die mittlere Geschwindigkeit des mit der Schraube in Berührung kommenden Wassers im Sinne von U,

V die Umfangsgeschwindigkeit der Schraube,

so ergiebt sich das Verhältniss der Ganghöhe der Schraube zu dem Wege, welchen das Schiff während einer Umdrehung der Schraube durchläuft

$$\frac{V \operatorname{tg} \alpha}{U} = 1 - \frac{C}{U} + \sqrt{\frac{\varrho\, O_1}{k\, o}\,\frac{1}{\varphi(\alpha)}}$$

Dabei ist o nur etwa $= 0{\cdot}45\,\pi\,R^2$ zu setzen (Anmerk. zu Nr. 337), wogegen dann k etwas $>$ 102 gesetzt werden kann, etwa $k = 120$ entsprechend einem Widerstandscoeffizienten m im Sinne von Nr. 174:

$m = 0{\cdot}0196 \quad k = 2{\cdot}35$ (siehe Nr. 340, Anmerkung).

Bei der schwankenden, von der Form des Hinterschiffes abhängigen und einer theoretischen Beurtheilung unzugänglichen Grösse von $\frac{C}{U}$ entzieht sich auch

$k = \frac{1000}{g} = 102$ Coeffizient zur Bestimmung des Druckes der Schaufeln gegen das Wasser,

U die relative Geschwindigkeit des Schiffes gegen das Wasser,

n Anzahl der Umdrehungen der Turbine per 1 Minute,

N die nominelle Pferdekraft der Maschinen, welche die Turbine umtreiben.

Dies vorausgesetzt hat man zur Bestimmung der Grössen β, n, N folgende Gleichungen:

---

das ebenso schwankende Verhältniss $\frac{V \operatorname{tg} \alpha}{U}$ der theoretischen Bestimmung; nach Versuchen ist im Durchschnitt:

$$\frac{V \operatorname{tg} \alpha}{U} = 1{\cdot}2$$

Der Wirkungsgrad η der Schraube ist $< \frac{U}{V \operatorname{tg} \alpha}$ besonders wegen der Reibung am Wasser. Setzt man nach Schätzung im Mittel:

$$\eta = \frac{2}{3}, \; \eta_i = \frac{1}{2}, \text{ so wird: } N_i = \frac{\varrho}{25} \, O_1 \, U^3$$

Nach Versuchen, welche in den Jahren 1843—1850 mit 21 verschiedenen Schraubenschiffen der englischen Marine und 26 verschiedenen Schrauben angestellt wurden (Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. V, pag. 100), ergab sich das Verhältniss zwischen N_i und $O_1 U^3$ zwischen weiten Grenzen schwankend, im Mittel aber (reducirt auf Metermass):

$$N_i = 0{\cdot}19 \, O_1 \, U^3$$

Danach wäre mit $\eta \eta_1 = \frac{1}{3}$ für die fraglichen Schiffe im Durchschnitt:

$$\varrho = 25 \times 0{\cdot}19 = 4{\cdot}75$$
$$m = 0{\cdot}0196 \times 4{\cdot}75 = 0{\cdot}093$$

Im Mittel war ferner:

$$O_1 = 3{\cdot}4 \, \pi R^2, \; \alpha = 19^0 \, 40', \text{ also } \varphi(\alpha) = 0{\cdot}721$$

Damit und mit $k = 120$, $o = 0{\cdot}45 \, \pi R^2$ ergiebt sich nach der theoretischen Formel:

$$\frac{V \operatorname{tg} \alpha}{U} = 1{\cdot}644 - \frac{C}{U}$$

Den Messungen zufolge war im Mittel:

$$\frac{V \operatorname{tg} \alpha}{U} = 1{\cdot}192, \text{ folglich } \frac{C}{U} = 0{\cdot}45$$

Hieraus lässt sich schliessen, dass die eigene Bewegung des Wassers hinter dem Schiffe von wesentlichem Einflusse auf die Wirkung der Schraube sein muss.

G.

$$\sin \beta = \frac{\sin \gamma}{1 + \frac{K\,O}{k\,o}}$$

$$n = \frac{30}{\pi} \frac{U}{R \operatorname{tang} \beta}$$

$$N = \frac{K\,O\,U^3}{75} \frac{\operatorname{tang} \frac{1}{2} (\beta + \gamma)}{\operatorname{tang} \beta}$$

Die Bedingungen der bestmöglichen Wirkung der Turbine wären:

$$\beta = \gamma = 0 \qquad o = \infty \qquad n = \infty$$

sind also nicht realisirbar.

Befriedigende Leistungen des Apparats sind nur bei tief tauchenden Meerschiffen zu erwarten. Für solche Schiffe ist zu setzen:

$$K = 4 \quad R_1 = \frac{1}{2} T = 0{\cdot}2\,B \qquad o = 0{\cdot}0945\,B^2$$

$$k = 102 \quad R_2 = \frac{1}{2} R_1 = 0{\cdot}1\,B \qquad O = 0{\cdot}4\,B^2$$

$$R = \frac{1}{2} (R_1 + R_2) = 0{\cdot}15\,B$$

Für $\gamma = 45^0$ wird: $\beta = 37^0 20'$, $n = 83 \frac{U}{B}$, $N = 0{\cdot}061\,O\,U^3$

Für $\gamma = 30^0$ wird: $\beta = 25^0 24'$, $n = 134 \frac{U}{B}$, $N = 0{\cdot}059\,O\,U^3$*)

*) Turbinenschiffe anderer Art sind seit 1851 (durch *Ruthven* in Greenock und *Seydell* in Stettin) in kleineren Verhältnissen, neuerdings aber auch in grösserem Massstabe zur praktischen Ausführung gekommen, welche ihrem wesentlichen Wirkungsprinzip gemäss als Reactionspropeller-Schiffe bezeichnet werden können. Bei denselben wird von einer Kreiselpumpe oder umgekehrten Turbine mit vertikaler Axe das Wasser durch Oeffnungen im Schiffsboden angesaugt und in zwei Druckröhren getrieben, welche in der Gegend des Hauptquerschnitts innerhalb der Schiffswand bis zur Wasserfläche beiderseits hinaufgeführt sind, und aus welchen ausserhalb des Schiffes das Wasser nach hinten zu ausfliesst, so dass der vorwärts gerichtete Reactionsdruck als treibende Kraft wirkt. Zum Zweck des Wendens oder Rückwärtsfahrens kann man das Wasser an einer oder an beiden Seiten auch vorwärts ausfliessen lassen. Bezeichnet:

A die Summe der Mündungsquerschnitte beider Druckröhren,

V die relative Ausflussgeschwindigkeit des Wassers in diesen Mündungen,

359.

Schwingende Bewegungen eines Schiffes.

a) Vertikal-Oscillationen des Schwerpunktes.

Nennt man:

f B L den Flächeninhalt der Schwimmfläche,

α B L T das Volumen des verdrängten Wassers,

ϑ den Widerstandscoeffizienten für die Bewegung des Wassers in der Kreiselpumpe und den Druckröhren, bezogen auf die Geschwindigkeit V,

$m = 0{\cdot}0196\ \varrho$ den Widerstandscoeffizienten des Schiffes (Nr. 340, Anmerk.),

η den Wirkungsgrad des Treibapparats mit Rücksicht auf die hydraulischen Widerstände und die absolute Geschwindigkeit $= V - U$ des ausfliessenden Wassers,

η_1 den Wirkungsgrad der Maschinen mit Rücksicht auf ihre eigenen Reibungswiderstände und die Zapfenreibung der Kreiselpumpe,

L, B, T, U und O_1 siehe Nr. 336, $x = \frac{V}{U}$,

so ist die indicirte Pferdestärke der Maschinen:

$$N_i = \frac{\varrho\, O_1\, U^3}{75\, \eta\, \eta_1}$$

$$\eta = \frac{2\,(x-1)}{(1+\vartheta)\,x^2 - 1}; \quad A = \frac{1}{2}\,\frac{m\, O_1}{x\,(x-1)}$$

$$\eta = \text{max.} = 1 - \sqrt{\frac{\vartheta}{1+\vartheta}} \text{ für } x = 1 + \sqrt{\frac{\vartheta}{1+\vartheta}}$$

Aus den Resultaten der im Jahre 1867 ausgeführten Probefahrten mit der Waterwitch, einem Kanonenboot der englischen Marine und dem grössten Schiffe, welches bisher mit einem solchen Treibapparat versehen wurde:

$L = 49{\cdot}4$ Mtr., $B = 9{\cdot}75$ Mtr., $T = 3{\cdot}42$ Mtr.

$O_1 = 32{\cdot}24$ Quadratmtr., $A = 0{\cdot}557$ Quadratmtr.

Querschnitt der Druckröhren $= \frac{25}{16} \times$ Mündungsquerschnitt,

Durchmesser der Kreiselpumpe $= 4{\cdot}4$ Mtr.,

$U = 4{\cdot}76$ Mtr. pro Sek. bei $N_i = 777$

lässt sich entnehmen: $x = 2{\cdot}03$ und $\eta\, \eta_1 = 0{\cdot}219$

entsprechend: $\eta = 0{\cdot}459$ und $\eta_1 = 0{\cdot}477$ für $\vartheta = \frac{1}{3}$.

Mit $\vartheta = \frac{1}{3}$ wäre:

$$\eta = \text{max.} = 0{\cdot}5 \text{ für } x = \frac{V}{U} = 1{\cdot}5 \text{ und } A = \frac{2}{3}\, m\, O_1.$$

Indessen ist es vorzuziehen, x etwas grösser zu nehmen, weil dadurch η nur wenig, dagegen A und entsprechend der ganze Treibapparat erheblich kleiner wird. Insbesondere so ist ($g = 9{\cdot}81$) die Zeit einer Vertikal-Oscillation des Schiffes:

$$\mathfrak{T} = \pi \sqrt{\frac{\alpha}{f} \frac{T}{g}}$$

b) Oscillation des Schiffes um eine durch den Schwerpunkt gehende mit der Kiellinie parallele Axe (Schlingern).

Nennt man:

μ das Trägheitsmoment der Schwimmfläche in Bezug auf ihre Längenaxe,

λ das Trägheitsmoment des ganzen Baues mit Maschinen, Kessel und Ausrüstung in Bezug auf die durch den Schwerpunkt gehende mit der Kiellinie parallele Axe,

γ das Gewicht von einem Cubikmeter Wasser,

e die Höhe des Schwerpunktes des Baues über dem Schwerpunkt des verdrängten Wassers,

$\mathfrak{V}_1$ das Volumen des verdrängten Wassers,

so ist die Zeit einer Oscillation:

$$\mathfrak{T} = \pi \sqrt{\frac{\lambda}{\gamma(\mu - e\mathfrak{V}_1)}}$$

c) Oscillation um eine durch den Schwerpunkt des Baues gehende auf der Kiellinie senkrechte Queraxe (Stampfen).

Es sei:

μ_1 das Trägheitsmoment der Schwimmfläche in Bezug auf ihre Queraxe,

λ_1 das Trägheitsmoment des Baues in Bezug auf die durch den Schwerpunkt des Baues gehende Queraxe,

γ, e und $\mathfrak{V}_1$ wie oben,

so ist die Schwingungszeit:

$$\mathfrak{T} = \pi \sqrt{\frac{\lambda_1}{\gamma(\mu_1 - e\mathfrak{V}_1)}}$$

---

mit $\vartheta = \frac{1}{3}$ und $x = \frac{V}{U} = 2$ wird $\eta = 0{\cdot}46$ und $A = \frac{1}{4}$ m O_1.

Bei zwei zur Vergleichung in fast derselben Grösse und Form gebauten und gleichzeitig probirten Zweischraubenschiffen wurde $\eta\,\eta_1$ im Mittel um 17 % grösser gefunden, als bei der Waterwitch; auch gebrauchte Letztere bei dem Vorwärtsausströmen des einen und Rückwärtsausströmen des anderen Wasserstrahls doppelt so viel Zeit zum Wenden wie die Zweischraubenschiffe bei dem Vorwärtsgang der einen und Rückwärtsgang der anderen Schraube. G.

360.

Regeln für Watt'sche Schiffsmaschinen.

Cylinder.

Spannung des Dampfes im Cylinder per 1 Quadratmeter	$= 8330$ Kilg.
D Durchmesser eines Dampfcylinders in Metern	$= 0{\cdot}11\,(1 + \sqrt{N})$
l Länge des Kolbenschubes	$= 1{\cdot}1$ D
Querschnitt der Dampfkanäle $\left(O = \frac{\pi}{4} D^2\right)$	$= \frac{1}{30} O$ bis $\frac{1}{20} O$
Breite der Dampfkanäle	$= 0{\cdot}36$ D
Durchmesser der Kolbenstange	$= 0{\cdot}10$ D

Luftpumpe.

Durchmesser der Luftpumpe	$= 0{\cdot}57$ D
Kolbenschub der Luftpumpe	$= \frac{1}{2}\, l = 0{\cdot}55$ D
Ventil-Oeffnungen { Höhe	$= 0{\cdot}13$ D
Ventil-Oeffnungen { Breite	$= 0{\cdot}50$ D
Durchmesser der Kolbenstange	$= 0{\cdot}06$ D

Speisepumpen.

Durchmesser einer Pumpe	$= 0{\cdot}11$ D
Kolbenschub	$= \frac{1}{2}\, l = 0{\cdot}55$ D

Traversen.

a) Für den Dampfcylinder und für die Triebstange.

Länge der Traverse	$= 1{\cdot}55$ D
Durchmesser der Zapfen an der Traverse	$= 0{\cdot}10$ D
Höhe der Traverse in der Mitte	$= 0{\cdot}27$ D
Dicke der Traverse	$= 0{\cdot}09$ D

b) Für die Luftpumpe.

Länge der Traverse	$= 1{\cdot}55$ D
Durchmesser der Zapfen	$= 0{\cdot}06$ D
Höhe der Traverse (in der Mitte)	$= 0{\cdot}19$ D
Dicke der Traverse (in der Mitte)	$= 0{\cdot}06$ D
Metalldicke der Hülse	$= 0{\cdot}03$ D

Triebstangen.

Länge der Hängestangen	= 2·20 D
Durchmesser in der Mitte	= 0·10 D
Länge der Triebstange	= 2·60 D
Durchmesser in der Mitte	= 0·14 D

Die Balanciers.

Länge eines Balanciers . . . = 3·14 l	= 3·45 D
Höhe in der Mitte	= 0·65 D
Dicke der Nerve	= 0·04 D
Durchmesser des Drehungszapfens	= 0·19 D

Die Kurbel.

Durchmesser des Kurbelzapfens	= 0·14 D
Durchmesser der Kurbelwelle	= 0·22 D
Halbmesser der Kurbel	= 0·55 D