

Querfestigkeitsuntersuchungen an einem Flußkahn.

Von Ing. G. Neugärtner, Duisburg.

In der Literatur wurde schon öfters der Querverband eines Flußschiffes, der im wesentlichen aus Bodenwrange, Spant und Deck (Gangbord) besteht, statisch untersucht. Dabei wurde die Verbindung von Spant und Deck verschieden angenommen, teils feste Einspannung¹, teils feste, aber drehbare Lagerung², teils nachgiebige Stützung durch das Deck³.

Im folgenden wird an einem einfachen Beispiel der Einfluß dieser verschiedenen Annahmen auf das Endergebnis (Beanspruchungen in Spant und Boden) untersucht. Ferner werden alle drei Annahmen für den Fall, daß mittschiffs ein Längsträger im Boden vorhanden ist, angewendet.

Fall 1: Feste, aber drehbare Lagerung des oberen Spantendes. Das Belastungsschema zeigt Abb. 1. q bedeutet darin die Differenz aus Ladungs- und Wasserdruck, wobei der Vereinfachung wegen der Ladungsdruck als gleichmäßig über die Schiffsbreite verteilte Last angenommen wurde. In den folgenden Ableitungen ist Tiefgang = Seitenhöhe angenommen. K ist die statisch bestimmte Gegenkraft zu $q \cdot b$. H ist statisch unbestimmt und wird mit Hilfe des Prinzips von Castigliano errechnet.

Abb. 2 zeigt die Hälfte des umgekehrten Portals mit allen Bezeichnungen für die Ableitung von H .

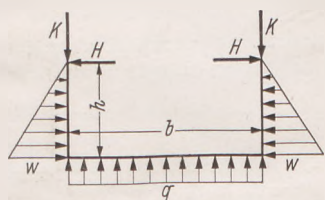


Abb. 1. Belastungsschema für Fall 1.

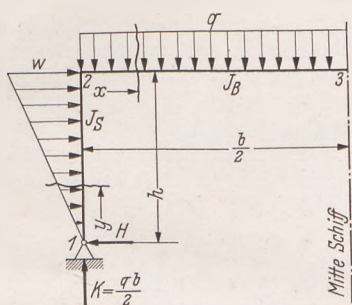


Abb. 2. Berechnungsschema für Fall 1.

Nach dem Prinzip von Castigliano ist (nur unter Berücksichtigung der Biegung)

$$\frac{\partial A}{\partial H} = \int \frac{M}{E \cdot J} \cdot \frac{\partial M}{\partial H} \cdot ds = 0.$$

Bereich 1—2:

$$M_y = Hy - w \frac{y^3}{6h} \quad (\text{Trägheitsmoment } J_s).$$

Bereich 2—3:

$$M_x = Hh - w \frac{h^2}{6} + q \frac{bx}{2} - q \frac{x^2}{2} \quad (\text{Trägheitsmoment } J_b).$$

Für $\frac{J_b}{J_s} = \eta$ gesetzt, ergibt sich

$$H = w \frac{h \cdot 2h\eta + 5b}{10 \cdot 2h\eta + 3b} - q \frac{b^3}{4h(2h\eta + 3b)}.$$

Fall 2: Feste Einspannung des oberen Spantendes. Abb. 3 zeigt das Berechnungsschema. M_0 und H sind statisch unbestimmt. Für sie ist nach Castigliano

$$\frac{\partial A}{\partial H} = \int \frac{M}{E \cdot J} \cdot \frac{\partial M}{\partial H} \cdot ds = 0 \quad \text{und}$$

$$\frac{\partial A}{\partial M_0} = \int \frac{M}{E \cdot J} \cdot \frac{\partial M}{\partial M_0} \cdot ds = 0.$$

¹ Freisem: WRH (1926) S. 194.

² Dahlmann: WRH (1932) S. 51.

³ Pohl: Schiffbau (1926) S. 551.

Bereich 1—2:

$$M_y = M_0 + Hy - w \frac{y^3}{6h} \quad (J_s). \quad \frac{J_b}{J_s} = \eta.$$

Bereich 2—3:

$$M_x = M_0 + Hh - w \frac{h^2}{6} + q \frac{bx}{2} - q \frac{x^2}{2} \quad (J_b).$$

Es wird:

$$H = w \frac{3h \cdot h\eta + 3b}{20 \cdot h\eta + 2b} - q \frac{b^3}{4h(h\eta + 2b)},$$

$$M_0 = -w \frac{h^2 \cdot 2h\eta + 7b}{60 \cdot h\eta + 2b} + q \frac{b^3}{12(h\eta + 2b)}.$$

Fall 3: Feste, aber drehbare Lagerung des oberen Spantendes mit Einspannung der Bodenwrange in einem mittschiffs angenommenen Längsträger (Abb. 4). Die Berechnung der statisch Unbestimmten erfolgt analog zu den Fällen 1 und 2.

$$\frac{\partial A}{\partial H} = 0; \quad \frac{\partial A}{\partial K} = 0.$$

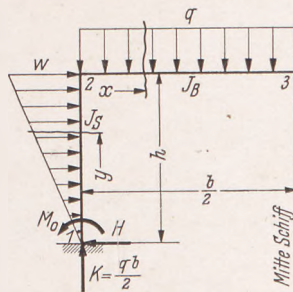


Abb. 3.

Berechnungsschema für Fall 2.

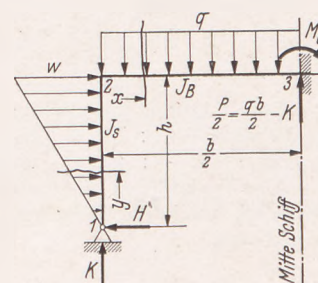


Abb. 4.

Berechnungsschema für Fall 3

Bereich 1—2:

$$M_y = Hy - w \frac{y^3}{6h} \quad (J_s).$$

Bereich 2—3:

$$M_x = Hh - w \frac{h^2}{6} + Kx - q \frac{x^2}{2} \quad (J_b).$$

$$\frac{J_b}{J_s} = \eta; \quad \text{es werden: } H = w \frac{h \cdot 8h\eta + 5b}{10 \cdot 8h\eta + 3b} - q \frac{b^3}{16h(8h\eta + 3b)},$$

$$K = w \frac{8h^3\eta}{5b(8h\eta + 3b)} + q \frac{3b \cdot 2h\eta + b}{4 \cdot 8h\eta + 3b},$$

$$M'_0 = w \frac{4h^3\eta}{15(8h\eta + 3b)} - q \frac{b^2 \cdot 4h\eta + 5b}{16 \cdot 8h\eta + 3b}.$$

Fall 4: Feste Einspannung des oberen Spantendes und feste Einspannung der Bodenwrange mittschiffs (Abb. 5).

$$\frac{\partial A}{\partial H} = 0; \quad \frac{\partial A}{\partial K} = 0; \quad \frac{\partial A}{\partial M_0} = 0.$$

Bereich 1—2:

$$M_y = M_0 + Hy - w \frac{y^3}{6h} \quad (J_s).$$

Bereich 2—3:

$$M_x = M_0 + Hh - w \frac{h^2}{6} + Kx - q \frac{x^2}{2} \quad (J_b).$$

$$H = w \frac{3h \cdot 4h\eta + 3b}{40 \cdot 2h\eta + b} - q \frac{b^3}{32h(2h\eta + b)}.$$

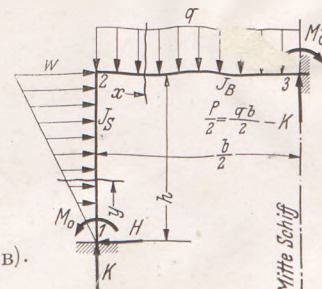


Abb. 5. Berechnungsschema für Fall 4.

$$K = w \frac{3h^2\eta}{10b \cdot (2h\eta + b)} + q \frac{b}{8} \frac{3h\eta + 2b}{2h\eta + b}$$

$$M_0 = -w \frac{h^2}{120} \frac{8h\eta + 7b}{2h\eta + b} + q \frac{b^3}{96(2h\eta + b)}$$

$$M_0 = +w \frac{h^3\eta}{20(2h\eta + b)} - q \frac{b^2}{48} \frac{3h\eta + b}{2h\eta + b}$$

Zahlenrechnung.

In Anlehnung an die Abmessungen des 1350 t-Kahnes aus der Veröffentlichung Freisem, Werft Reed. Hafen (1926) S. 194 wurden folgende Daten gewählt:

- Schiffsbreite = 9,42 m,
- Seitenhöhe = 2,50 m,
- Wasserdruck = 1250 kg/m,
- Bodendruck = -750 kg/m (Differenz aus Wasserdruck und Ladungsdruck, - bedeutet ein Mehr an Ladung).

	Bodenwrange	Spant
Bodenwrange	$J_B = 8725 \text{ cm}^4$ $W_B = 469 \text{ cm}^3$	$J_S = 95 \text{ cm}^4$ $W_B = 13,5 \text{ cm}^3$
Spant:	$J_S = 95 \text{ cm}^4$ $W_B = 13,5 \text{ cm}^3$	

$$\eta = \frac{J_B}{J_S} \approx 100 \text{ angenommen.}$$

Die Belastungen gelten für eine Spantentfernung = 500 mm.

Die Gesamtlast auf den Boden wird somit:

$$Q = -750 \cdot 9,42 = -7065 \text{ kg.}$$

Der Wasserdruck auf ein Spant:

$$W = 1250 \cdot \frac{2,5}{2} = 1562,5 \text{ kg.}$$

Fall 1:

$$K = \frac{Q}{2} = -3532,5 \text{ kg.}$$

$$H = 442,6 \text{ kg.}$$

Somit lauten die Gleichungen der Biegemomente im Bereich 1-2: $M_y = 442,6 y - 83,3 y^3$
im Bereich 2-3: $M_x = -193,5 - 3532,5 x + 375 x^2$.

Der Verlauf der Biegemomente ist aus Abb. 6 zu ersehen, wo zum Vergleich auch die Biegemomentenlinien der übrigen 3 Fälle eingetragen sind.

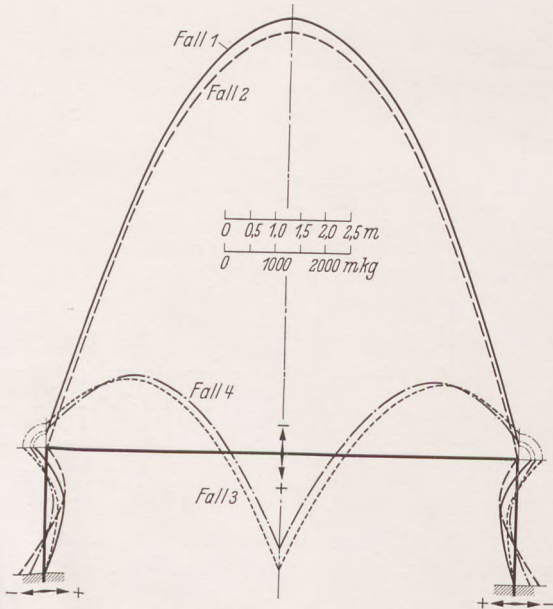


Abb. 6. Verlauf der Biegemomente im Spant und Boden.

Fall 2: Die Auflösung ergibt:

$$K = -3532,5 \text{ kg}$$

$$H = +718,2 \text{ kg}$$

$$M_0 = -468,1 \text{ kgm.}$$

Bereich 1-2: $M_y = -468,1 + 718,2 y - 83,3 y^3$
Bereich 2-3: $M_x = +27,4 - 3532,5 x + 375 x^2$.

Fall 3:
 $H = +322,7 \text{ kg}$
 $K = -1166,7 \text{ kg}$
 $M_0 = +2329,1 \text{ kgm.}$

Bereich 1-2: $322,7 y - 83,3 y^3 = M_y$
Bereich 2-3: $-493,2 - 1166,7 x + 375 x^2 = M_x$

Fall 4:
 $H = +487,9 \text{ kg}$
 $K = -1285,3 \text{ kg}$
 $M_0 = -276,6 \text{ kgm}$
 $M_0 = +1906,9 \text{ kgm.}$

Bereich 1-2: $M_y = -276,6 + 487,9 y - 83,3 y^3$
Bereich 2-3: $M_x = -356,8 - 1285,3 x + 375 x^2$

Beanspruchungen.

I. Boden.

Die größten Beanspruchungen der Bodenwangen treten mittelschiffs auf. Sie werden bei

Fall 1: $k_b = 1825 \text{ kg/cm}^2$
Fall 2: $k_b = 1770 \text{ kg/cm}^2$

d. h. die Annahme einer freien drehbaren Lagerung ergibt nur rd. 3% höhere Werte.

Fall 3: $k_b = 475 \text{ kg/cm}^2$
Fall 4: $k_b = 406 \text{ kg/cm}^2$

Der Unterschied beträgt rd. 14%.

II. Spant.

Fall 1: $k_b = 2840 \text{ kg/cm}^2$
Fall 2: $k_b = 2470 \text{ kg/cm}^2$

(ohne Einspannmoment, welches vom Balkenknie aufgenommen wird). Das Verhältnis beträgt ~13%.

Fall 3: $k_b = 1770 \text{ kg/cm}^2$
Fall 4: $k_b = 1360 \text{ kg/cm}^2$

ohne Rücksicht auf die Einspannmomente, die vom Balkenknie bzw. von der Kimm aufgenommen werden. Das Verhältnis wird ~23%.

Bleibt noch die Untersuchung des Falles, daß das Gangbord elastisch angenommen wird.

In diesem Falle entstehen ebensoviel statisch unbestimmte Stützkräfte H, als Spanten zwischen je 2 Schotten eines Laderaumes vorhanden sind. Die Berechnung erfolgt auf der Grundlage gleicher Durchbiegungen an den Kreuzungspunkten der Spantrahmen mit dem Gangbord.

Die Laderaumlänge beträgt 6,00 m, d. h. 12 Spantentfernungen. Wegen der Symmetrie entstehen 6 statisch unbestimmte Stützkräfte $H_1, H_2 \dots H_6$.

I. Die Durchbiegung des Querrahmens.

Nach Castigliano gilt für den „n“-ten Rahmen

$$E f_n = \int \frac{M}{I} \cdot \frac{\partial M}{\partial H_n} \cdot ds.$$

Nach Abb. 7 ist im Bereich 1-2:

$$M_y = H_n \cdot y - w \frac{y^3}{6h} (I_S)$$

im Bereich 2-3:

$$M_x = H_n \cdot h - w \frac{h^2}{6} + q \frac{bx}{2} - q \frac{x^2}{2} (I_B)$$

Durch Integration ergibt sich bei $\frac{I_B}{I_S} = \eta$:

$$E f_n = \frac{1}{I_B} \cdot \left\{ w \frac{h^3}{30} (2h\eta + 5b) - q \frac{b^3 h}{12} - H_n \frac{h^3}{3} (2h\eta + 3b) \right\}$$

(wobei n = 1 bis 6 ist)

II. Die Durchbiegung des Längsträgers (Gangbord).

Die gleichen Stützkräfte H_1, H_2 usw., die auf die Querrahmen entlastend wirken, stellen für den Längsträger die Belastung dar. Dessen Belastungsschema sieht unter der Annahme fester Einspannung bei den Schotten wie in Abb. 8 aus. Die Durchbiegungen unter den ein-

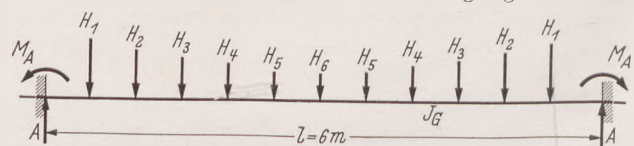


Abb. 8. Belastungsschema des Längsträgers (Gangbord).

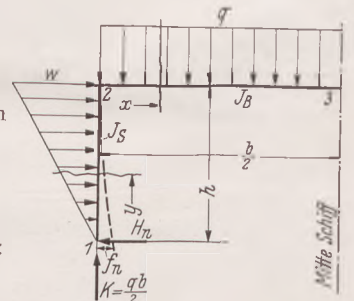


Abb. 7.

Berechnungsschema für Fall 5.

zehen Lasten werden durch Überlagerung aus den Formeln der Belastungsfälle nach Abb. 9 erhalten.

$$M_0 = -H \frac{a}{l} (1 - a),$$

Bereich 1—2: $J_x = H \frac{x^2}{6 E I I} (3 l a - 3 a^2 - l x),$

Bereich 2—3: $J_x = H \frac{a^2}{6 E I I} (3 l x - 3 x^2 - a l).$

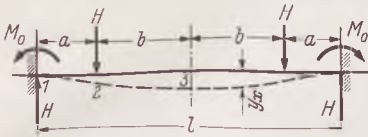


Abb. 9.

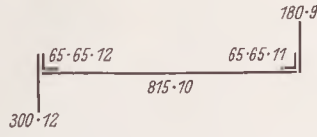


Abb. 10. Gangbord.

Für den vorliegenden Fall erhält man somit durch 6faches Überlagern die Gleichungen:

$$E f_1 = \frac{l^3}{6 \cdot 12^4 \cdot I_G} (21 H_1 + 48 H_2 + 69 H_3 + 84 H_4 + 93 H_5 + 48 H_6),$$

$$E f_2 = \frac{l^3}{6 \cdot 12^4 \cdot I_G} (48 H_1 + 144 H_2 + 228 H_3 + 288 H_4 + 324 H_5 + 168 H_6),$$

$$E f_3 = \frac{l^3}{6 \cdot 12^4 \cdot I_G} (69 H_1 + 228 H_2 + 405 H_3 + 540 H_4 + 621 H_5 + 324 H_6),$$

$$E f_4 = \frac{l^3}{6 \cdot 12^4 \cdot I_G} (84 H_1 + 288 H_2 + 540 H_3 + 768 H_4 + 912 H_5 + 480 H_6),$$

$$E f_5 = \frac{l^3}{6 \cdot 12^4 \cdot I_G} (93 H_1 + 324 H_2 + 621 H_3 + 912 H_4 + 1125 H_5 + 600 H_6),$$

$$E f_6 = \frac{l^3}{6 \cdot 12^4 \cdot I_G} (96 H_1 + 336 H_2 + 648 H_3 + 960 H_4 + 1200 H_5 + 648 H_6).$$

Die Gleichsetzung der Durchbiegungen von Längs- und Querträger gibt folgende 6 Bestimmungsgleichungen:

$$I_G = 172\,800 \text{ cm}^4$$

$$W_G = 3\,700 \text{ cm}^3$$

1. $5\,553\,155\,022 = 12\,546\,405 H_1 + 48 H_2 + 69 H_3 + 84 H_4 + 93 H_5 + 48 H_6$
2. $5\,553\,155\,022 = 48 H_1 + 12\,546\,528 H_2 + 228 H_3 + 288 H_4 + 324 H_5 + 168 H_6$
3. $5\,553\,155\,022 = 69 H_1 + 228 H_2 + 12\,546\,789 H_3 + 540 H_4 + 621 H_5 + 324 H_6$
4. $5\,553\,155\,022 = 84 H_1 + 288 H_2 + 540 H_3 + 12\,547\,152 H_4 + 912 H_5 + 480 H_6$
5. $5\,553\,155\,022 = 93 H_1 + 324 H_2 + 621 H_3 + 912 H_4 + 12\,547\,509 H_5 + 600 H_6$
6. $5\,553\,155\,022 = 96 H_1 + 336 H_2 + 648 H_3 + 960 H_4 + 1200 H_5 + 12\,547\,032 H_6.$

Die Auflösung ergibt:

$H_1 = 442,57 \text{ kg}$	$H_4 = 442,29 \text{ kg}$
$H_2 = 442,48 \text{ „}$	$H_5 = 442,22 \text{ „}$
$H_3 = 442,38 \text{ „}$	$H_6 = 442,20 \text{ „}$

$$M_A \text{ (Einspannmoment des Gangbords)} = 2635 \text{ mkg}$$

$$k_b \leq 73 \text{ kg/cm}^2.$$

Der geringe Unterschied von H_1 zu H_6 zeigt, daß das Gangbord als fast starr anzusehen ist. Der Unterschied gegenüber dem größtmöglichen H-Wert (442,6 kg Fall 1) ist so gering, daß er sich bei den Beanspruchungen überhaupt nicht bemerkbar macht. Praktisch liegt der Fall 1 vor.

Die Nachgiebigkeit des Gangbords braucht erst bei größeren Raumlängen (diese Untersuchung bleibt einer späteren Arbeit vorbehalten) oder kleineren Gangbordabmessungen (I_G kleiner) berücksichtigt zu werden.

Das gleiche gilt für den Fall mit dem Längsträger im Boden.

Um zahlenmäßig festzustellen, welchen Einfluß eine Verkleinerung des Gangbords ausüben würde, wurde angenommen, daß I_G auf $\frac{1}{100}$ sinkt (praktisch nicht möglich, da zu kleine Abmessungen).

Bei diesem geradezu unmöglich ungünstigen Fall werden

$H_1 = 440,9 \text{ kg}$	$H_4 = 430,3 \text{ kg}$
$H_2 = 437,7 \text{ „}$	$H_5 = 428,0 \text{ „}$
$H_3 = 433,8 \text{ „}$	$H_6 = 427,3 \text{ „}$

und die Beanspruchungen im mittlersten Querverband, der am wenigsten vom Gangbord unterstützt wird, werden im Boden nur um 0,2% größer, im Spant nur um 1,5% größer als beim Fall 1.

Für den Fall des Längsträgers im Boden sind die entsprechenden Werte 0,5% und 2%.

Neuzeitliche Schiffs-Wendegetriebe.

Von Ing. Paul Brucks, Hannover.

Inhalt: Bauart und Wirkungsweise neuzeitlicher Schiffs-Wendegetriebe.

Beim vorjährigen Rennen der Motorbarkassen um das Blaue Band der Elbe siegten in zwei Klassen die Barkassen „Gerda II“ und „Magdelene“, beide ausgerüstet mit einem neuartigen Wendegetriebe, welches vom Eisenwerk Wülfel in Verbindung mit Zeise entwickelt worden ist. In der Folgezeit sind zahlreiche weitere Schiffe mit diesem Getriebe versehen worden, und die Ausführungen haben sich überall bewährt. Es ist nach diesen Vorgängen von Interesse, Näheres über die Kennzeichnung des neuen Getriebes zu bringen.

Das Getriebe wurde mit dem Ziel einer möglichst kurzen Baulänge entwickelt. Man erreichte dies dadurch, daß das Kegelrad-Planeten-Getriebe zur Umkehrung der Drehrichtung nicht in der bisher üblichen Weise neben der Kupplung angeordnet, sondern um diese herum gebaut wurde. Weiterhin trägt die verwendete kleine Stahllamellenkupplung zur Erzielung einer äußerst kurzen Baulänge bei. Kupplung und Umkehrgetriebe sind dabei jedoch so bemessen, daß die üblichen Belastungswerte nicht überschritten werden und neben hoher Betriebssicherheit eine lange Lebensdauer des Getriebes gewährleistet ist. Die Kraftübertragung erfolgt bei Vorwärtsfahrt nur durch die Kupplung, während die Zahnräder des Getriebes relativ zueinander in Ruhe und unbelastet bleiben. Ein Ausschlagen oder Ausbrechen der Zähne ist hier ausgeschlossen. Das Getriebe läuft bei Vorwärtsfahrt absolut geräuschlos. Die äußerst genaue Klingelberg-Spiralverzahnung der Kegelräder bewirkt aber auch bei Rückwärtsfahrt einen praktisch geräuschlosen Lauf infolge des sanften Zahneingriffes, welchen Kegelräder mit gerader oder nur wenig geneigter Schrägverzahnung nicht besitzen. Da erfahrungsgemäß gehärtete Zahnräder bei Stößen zu Zahnbrüchen neigen, sind die Räder nicht gehärtet. Das Zahnspiel aller Kegelritzel kann mit

einer Genauigkeit von $\frac{1}{100}$ mm gleichmäßig eingestellt werden, wodurch eine gleichmäßige Teilnahme aller Ritzel an der Kraftübertragung erreicht wird.

Abb. 1 zeigt ein Schnittbild des Getriebes.

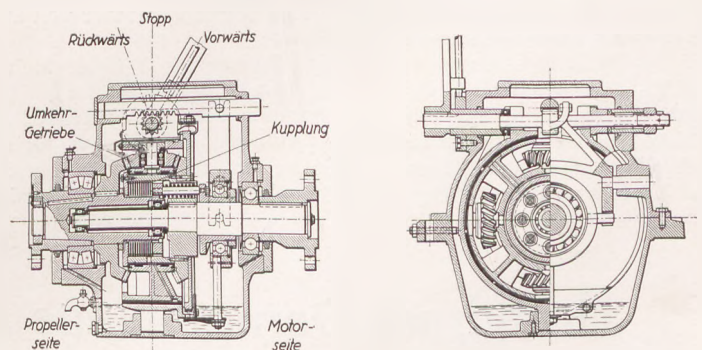


Abb. 1. Schnittbild des Wülfel-Zeise-Schiffs-Wendegetriebes.

Der Getriebeblätter ist leicht zugänglich in einem geteilten, vollkommen öldichten Gehäuse eingebaut. Der Unterteil des Gehäuses ist als Ölbehälter ausgebildet. Zur Aufnahme des Propellerschubes dient ein reichlich bemessenes Axialdrucklager. Die motorseitige Getriebebewelle ist als Massivwelle und die propellerseitige als Hohlwelle ausgebildet. Zur Verkürzung der Baulänge sind die Wellen ineinander geschoben. Daher befindet sich ein Lager der Massivwelle in der Hohlwelle und ein Lager der Hohlwelle auf der Massivwelle. Die anderen Wellenenden sind im Gehäuse gelagert. Diese Wellenlagerung ist statisch bestimmt und vermeidet Durchbiegungen und

Vibrationen der Wellen. Die Stahllamellen der Kupplung sind außen- bzw. innenverzahnt, gehärtet und geschliffen, die Innenlamellen sind federnd ausgebildet. Die Zusammenpressung der Lamellen erfolgt durch Schraubenfedern, die bei gelöster Kupplung mit dem Schaltmechanismus zusammengedrückt werden, wobei die Lamellen sich automatisch lösen. Infolge dieser Anordnung werden bei Stopp und Rückwärtsfahrt ungünstige Reibungs- und Erwärmungsverhältnisse vermieden. Zur Bedienung ragt nur ein Hebel aus dem Getriebegehäuse, der die übrigen, im Gehäuse eingeschlossenen Schaltorgane betätigt. Bei Vorwärtsfahrt wird der Hebel nach vorn gelegt, die Kupplung schaltet sich ein und verbindet die Motorwelle mit der Propellerwelle, die daher in gleicher Richtung und mit

des Bremsringes erfolgen durch Drucköl. Statt der Schraubenfedern enthält die Kupplung einen in das Kupplungsgehäuse mit Dichtungsringen eingesetzten flachen Schwebekolben, hinter den beim Einrücken das Drucköl eingeleitet wird. Eine Tellerfeder hält den Kolben in zentrischer Lage und dient zugleich beim Ausrücken als Rückzugsfeder. Diese einfache Bauart ergibt neben einer äußerst kurzen Baulänge eine völlig betriebssichere Arbeitsweise der Kupplung, da ein Klemmen des Kolbens und daher eine Störung im Betriebe ausgeschlossen sind. Das Planetenumkehrgetriebe besteht in diesem Falle aus Stirnrädern mit einer sehr genauen Evolventenschrägverzahnung, die auch bei Rückwärtsfahrt einen praktisch geräuschlosen Lauf ergibt. Auch hier sind die Getrieberäder bei Vorwärtsfahrt unbelastet

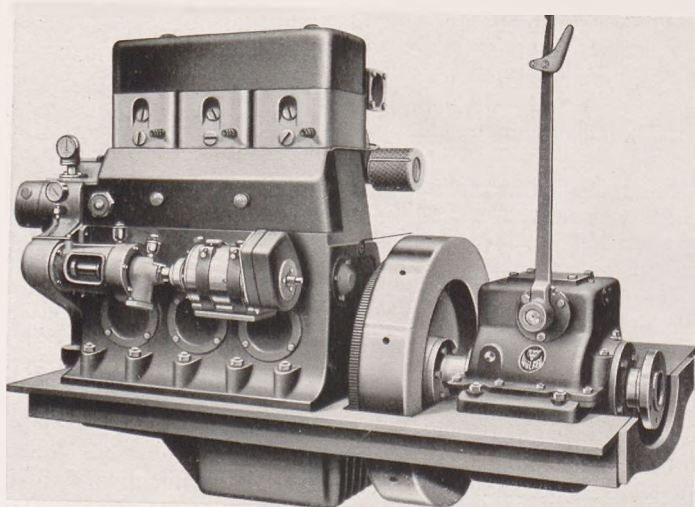


Abb. 2. Bootsmotor mit angebautem Wendegetriebe.

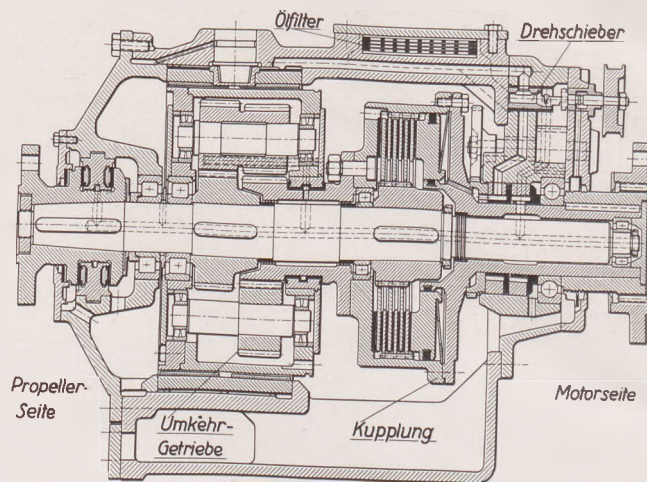


Abb. 3. Schnittbild des Wüfel-Atlantis-Schiffs-Wendegetriebes.

gleicher Drehzahl wie der Motor umläuft. Der Bremsring des Planetengetriebes ist gelöst; das Getriebe läuft unbelastet und mit relativ stillstehenden Kegelrädern um. Bei Stopp wird der Hebel in die Mittelraste gelegt, die Kupplung rückt aus und die Propellerwelle steht still. Der Bremsring bleibt gelöst, die Planetenräder rollen auf dem stillstehenden propellerseitigen Zentralrad ab. Bei Rückwärtsfahrt wird der Hebel nach hinten in die Rückwärtsraste gestellt. Hierdurch wird der Bremsring angezogen und hält das Planetengehäuse fest. Das Planetengetriebe wirkt jetzt als Umkehrgetriebe: die Planetenräder drehen sich auf der Stelle und treiben das propellerseitige Zentralrad und damit die Propellerwelle in umgekehrter Richtung aber mit gleicher Drehzahl wie der Motor an. Beim Manövrieren ist ein Feststellen des Hebels in den Rasten nicht erforderlich, die einzelnen Manöver gehen elastisch und geräuschlos ineinander über. Eine Zentral-Ölumlaufschmierung versorgt bei Stopp und Rückwärtsfahrt automatisch alle umlaufenden Teile ausreichend mit Schmieröl, wodurch auch bei Rückwärtsfahrt ein praktisch verschleißloser Betrieb erreicht wird. Die Wartung des Getriebes beschränkt sich auf eine gelegentliche Kontrolle des Ölstandes. Ein Nachstellen der Kupplung ist nicht erforderlich. Der Bremsring ist durch eine Nachstellmutter von außen bei geschlossenem Gehäuse nachstellbar.

Für größere Leistungen hat das Eisenwerk Wüfel auch ein Schiffs-Wendegetriebe mit Öldrucksteuerung ausgeführt, welches in der Praxis unter dem Namen Wüfel-Atlantis-Schiffs-Wendegetriebe bekannt ist (Abb. 3). Bei diesem Getriebe sind Kupplung und Umkehrgetriebe hintereinander angeordnet. Das Zusammenpressen der Kupplungslamellen und das Anziehen

und in relativer Ruhe, werden also geschont. Der Bremsring ist ein geschlitzter, federnder Stahling, der mit einem Stahlblechmantel umgeben ist und in eine Ringnut des Gehäuses schließend passend eingelassen wird. Bei Rückwärtsfahrt wird in diese Ringnut Drucköl eingeleitet, wodurch der Bremsring zusammengepreßt und das Planetengehäuse festgehalten wird. Ein Bolzen im Getriebegehäuse verhindert die Drehung des Bremsringes.

Das Öl wird von einer Zahnradpumpe gefördert und, nachdem es vorher ein leicht zu reinigendes Ölfilter passiert hat, durch einen Drehschieber entweder auf den Schwebekolben oder den Bremsring gedrückt oder bei Stopp in die Schmierleitung und das Gehäuse zurückgeleitet. Der Drehschieber wird durch den oben erwähnten Seilzug vom Steuerstande aus betätigt. Durch Drehung des Drehschiebers über die normale Vorwärts- oder Rückwärtsstellung hinaus wird der Anpreßdruck in Kupplung oder Bremse schnell erhöht, so daß die Schaltzeiten für Vorwärts- oder Rückwärtsanlauf erheblich abgekürzt werden. Der Steuerhebel am Führerstande hat zu diesem Zwecke federnde Anschläge, die bei Schnellsteuerung herabgedrückt werden müssen. Die Zahnradpumpe liefert zugleich auch das Schmieröl für alle umlaufenden Teile.

Zur Aufnahme des Propellerschubes dient hier ein reichlich bemessenes Segmentdrucklager, dessen Segmente mit Weißmetall ausgegossen sind und eine tragfähige, ununterbrochene Ölschicht zwischen Druckring und Lager herstellen.

Das Getriebegehäuse ist längsgeteilt und vollkommen öldicht; die Ölleitungen für Drucköl und Schmieröl sind innerhalb des Gehäuses durch Bohrungen hergestellt. Nach Abheben des Getriebedeckels kann der gesamte Getriebeblätter herausgehoben und in seine Einzelteile zerlegt werden.

Hochdruck-Dampfanlage zur schnellen Dampferzeugung.

Von Dr.-Ing. R. Roosen, Kassel.

In Fällen, in denen Dampf von hohem Druck und hoher Temperatur zur Prüfung von Armaturen, für Versuchszwecke und dgl. gebraucht wird, legt man Wert auf einen Kessel mit kurzer Anheizzeit, einfacher Bedienung und niedrigen Anschaffungskosten, wozu die Brennstoffart wegen des häufig nur kurzzeitigen Dampfbedarfes weniger von Bedeutung ist. In solchen Fällen hat sich eine Hochdruck-Dampfanlage als sehr vorteilhaft erwiesen, wie sie die Firma Henschel & Sohn G. m. b. H., Kassel, auf Grund ihrer Arbeiten auf dem Gebiet der Dampftriebwagen und Dampfplastwagen entwickelt und schon verschiedentlich geliefert hat.

Die Anlage (s. Abb. 1) besteht aus einem ölgefeuerten Hochdruck-

kessel mit selbsttätiger Druck- und Temperaturregelung samt Brenner, Feuerungsgebläse, das von einem an das Netz angeschlossenen Elektromotor betrieben wird, frischdampfgetriebener Speisepumpe, Speisewasservorwärmer, Kondensat- und Brennstoffbehältern. Im ölgefeuerten Hochdruck-Zwangsdurchlaufkessel mit kleinem Wasserinhalt erfolgt die Erwärmung und Verdampfung des Wassers in einem einzigen fortlaufend spiralig und trommelartig gewickelten Rohrstrang, dessen einzelne Abschnitte, Vorwärmzone, Verdampfungszone und Überhitzer, durch Verschraubungen lösbar miteinander verbunden sind. Als Brennstoff kommt Braunkohlenteeröl oder Steinkohlenteeröl zur Verwendung. Das Brennstoffluftgemisch zündet durch Zündfunken. Die

selbsttätige Druck- und Temperaturregelung paßt durch entsprechenden Einsatz von Speisepumpe, Feuerungsgebläse und Brennstoffpumpe die Dampfmenge jeder Anforderung sogleich an. Hierzu ist ein elektrischer Kontaktapparat vorhanden, der die Impulse über

gut isoliert und hat keine Einmauerung. Die Anlage braucht nur wenig Grundfläche. Zur Aufstellung sind keine Fundamente erforderlich. Daher kann die Anlage, zumal alle Teile kleine Abmessungen haben, leicht an einen beliebigen Verwendungsort gebracht werden.

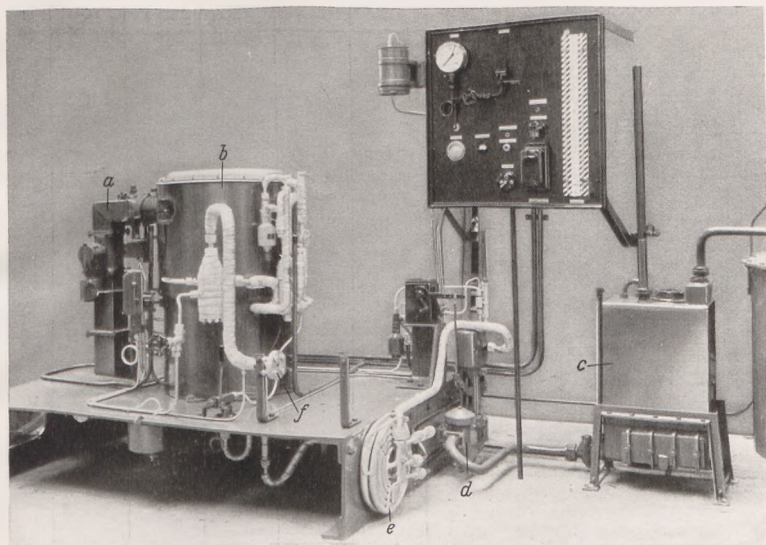


Abb. 1. Anlage zur Erzeugung von Hochdruckdampf für eine Armaturenfabrik.
a = Gebläseschacht, b = Hochdruckkessel, c = Kondensatbehälter, d = Speisepumpe, e = Vorwärmer, f = Dampfentnahmeanschluß.

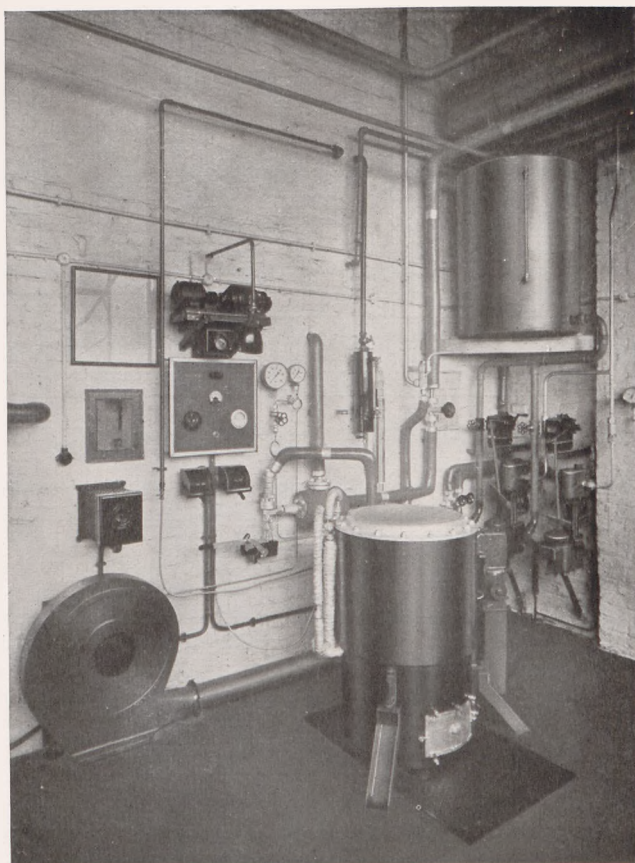


Abb. 2. Anlage zur Erzeugung von Hochdruckdampf für Sonderzwecke.

Relais und Magnetventile an die Hilfsmaschinen weitergibt. Der Strom für die Regelung wird einer Batterie entnommen. Bei Überschreitung des Solldruckes schaltet eine Membran die Hilfsmaschinen ab. Ein Thermostat überwacht die Einhaltung einer bestimmten Höchsttemperatur. Dampfdruck und Dampfentemperatur können in weiten Grenzen beliebig eingestellt werden. Der Höchstdruck beträgt etwa 120 atü, die Höchsttemperatur etwa 450°.

Der Abdampf kann in einem mitgelieferten wassergekühlten Kondensator bei Atmosphärendruck niedergeschlagen und das Kondensat wieder als Kesselspeisewasser verwendet werden.

Der Kessel hat wegen seines geringen Wasserinhaltes eine sehr kurze Anheizzeit von etwa 3 Minuten.

Der in Abb. 2 dargestellte Kessel, der mit Braunkohlenteeröl gefeuert wird, erzeugt mit 9 m² Heizfläche stündlich bis 800 kg Dampf von 100 atü und 450° mit einem Wirkungsgrad von 75—80%, der sich auch bei Teillast nicht ändert. Der Kessel ist etwa 1 m hoch,

Bei der zunehmenden Verwendung von Hochdruckdampf im Schiffsantrieb wird vom Schiffbau die Möglichkeit begrüßt werden, durch Aufstellung einer kleinen Hochdruck-Dampfmaschine mit geringen Anschaffungskosten Dampf für Prüfzwecke, für die Warmhaltung von Maschinen und für andere Sonderzwecke erzeugen zu können.

Neue Tankschiff-Typen auf dem Kaspischen Meer¹

Von Dipl.-Ing. K. A. Pohl, Berlin.

Die hier vorliegende Aufgabe war, seefähige Schiffe von so geringem Tiefgang zu schaffen, daß nicht mehr wie bisher auf dem Wege von Baku nach Astrachan eine Umladung aus Kaspisch-Meer-Schiffen in Wolga-Schiffe nötig war. Die Problemstellung war eine in erster Linie festigkeitstechnische, deren Lösung auf Grund eingehender Berechnungen im Sinne der Abb. 1 vorgeschlagen wurde.

Da die Versteifungsbögen ein Gewicht von 418 t hatten und ihre Beanspruchungen nicht in idealer Form zu gleichmäßiger Entlastung des Schiffskörpers anzubringen sind, so wurde ins Auge gefaßt, an ihrer Stelle eine Brückenkonstruktion zur Versteifung des Schiffskörpers zu benutzen, woraus dann der in der Abb. 2 dargestellte Schiffstyp entwickelt wurde.

Die Vergleichsberechnungen für Schiffe normaler Bauart ohne Aufbauten (in den Zahlentafeln A genannt) mit Schiffen mit Versteifungsbögen (B) und Schiffen mit Brückenaufbauten (C) in konstruktiver und betriebstechnischer Hinsicht sind von Interesse. Bei allen Bauarten wurden folgende Annahmen zugrunde gelegt:

1. gleiches Verhältnis von L/B (8,0) und B/T (5,0) sowie gleiche Völligkeitskoeffizienten (0,83);
2. gleiche sonstige Formgebung bei allen drei Bauarten;
3. L/H bei Schiffen normaler Bauart 17,5, bei Schiffen mit Versteifungsbögen 27—28 und bei Schiffen mit Brücke 13, bzw. 20 für die Schiffsenden außerhalb der Brücke.

Die Abmessungen sind aus der Zahlentafel 1 zu ersehen. Die

Zahlentafel 1. Hauptabmessungen der zum Vergleich herangezogenen Schiffstypen.

Schiffstyp	L m	B m	T m	H m	δ	D cbm	Nutztragsfähigkeit (t)	Anmerkungen
Mit Versteifungsbogen (Typ B)	140,0	17,5	3,5	5,2	0,83	7200	4535	
	160,0	20,0	4,0	5,8	0,83	10800	7272	
	180,0	22,5	4,5	6,4	0,83	15350	11160	
Normale Bauart (ohne Aufbauten) (Typ A)	140,0	17,5	3,5	8,0	0,83	7200	4310	
	160,0	20,0	4,0	9,0	0,83	10800	7025	
Mit Versteifungsaufbau (Typ C)	140,0	17,5	3,5	5,2/10,0	0,83	7200	4545	Als günstig erwies sich H = 7,0/11,8 m
	160,0	20,0	4,0	5,8/10,6	0,83	10800	7270	
	180,0	22,5	4,5	9,0/13,8	0,83	15350	11120 15980	

¹ Vom Verfasser nach russischen Literaturquellen bearbeitet. — Dieser Bericht kennzeichnet Untersuchungen, welche in sich großes Interesse auf Grund der hier aufgezeigten Vergleichsmethoden besitzen. Die eigenartige Problemstellung selbst und ihre Behandlung haben uns zur Annahme der Arbeit bewogen, obwohl wir einzelnen Darlegungen und zahlenmäßigen Ergebnissen nicht ohne Bedenken gegenüberstehen. — Chefredaktion.

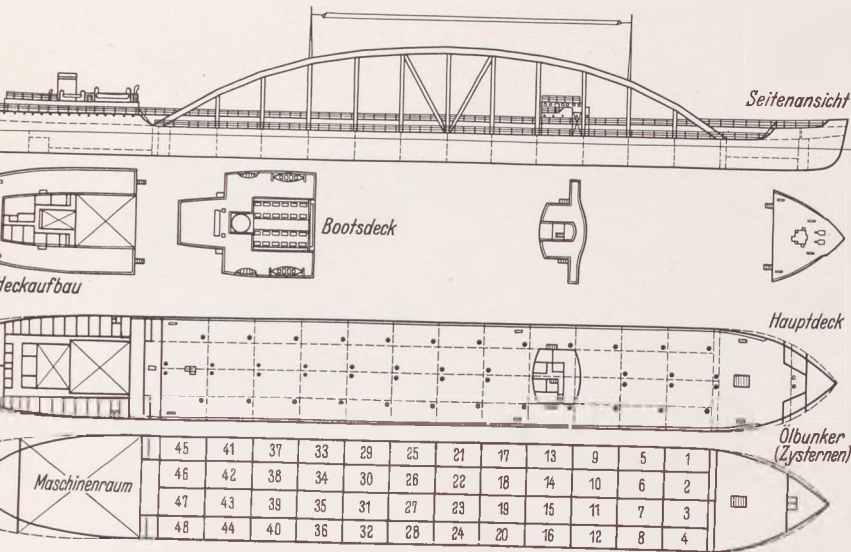


Abb. 1. Tankschiff mit Versteifungsbogen.

Ermittlung der Schlingerperiode ergab die in der Zahlentafel 2 zusammengestellten Werte. Bei den Ermittlungen wurde der Einfluß der virtuellen Flüssigkeitsmassen berücksichtigt, zumal die untersuchten Schiffe sämtlich hohe Gesamtvolligkeitsgrade und verhältnismäßig hohes B/T-Verhältnis aufweisen. Da nach den Angaben von Lamb bei Rotationsellipsoiden mit einem Halbachsenverhältnis von 2,5 — welches dem B/T-Verhältnis von 5,0 entspricht — dieser Einfluß der virtuellen Massen mit 37,1% in Rechnung gesetzt werden kann, ist den Berechnungen ein Sicherheitsbeiwert von 40% des Trägheitsmomentes der Flüssigkeitsmasse im Schiffsraum zugrunde gelegt worden. Gewisse Beobachtungen am fahrenden Schiff

Zahlentafel 2. Schlingerperioden der zum Vergleich herangezogenen Schiffstypen

Kennzeichnungen	Schiffslänge in m					
	Typ B		Typ A		Typ C	
	140	160	180	140	160	180
ρ_q — Metazentrischer Halbmesser (m)	7,23	8,25	9,37	7,23	8,25	9,37
Trägheitshalbmesser der Schiffsmasse r (m)	5,65	6,46	7,16	$\frac{2,95}{6,22}$	$\frac{5,66}{7,11}$	7,16
Höhe des Körpers $\Theta - z$ (m)	1,81	2,07	2,33	1,81	2,07	2,33
Höhe des Gewichts $\Theta - z_g$ (m)	3,32	3,6	3,7	4,05	4,5	4,62
Metazentrische Höhe $h_q = z + \rho - z_g$ (m)	5,72	6,72	8,0	4,99	5,82	7,08
Volle Schlingerperiode (bei seitl. Schl.) $T \approx \frac{2r}{\sqrt{h}}$ (sec)						
(ohne Berücksichtigung der virtuellen Massen)	4,72	5,00	5,1	$\frac{4,5^1}{5,65^2}$	$\frac{4,70^1}{6,0^2}$	5,4
— Trägheitshalbmesser mit Berücksichtigung der virtuellen Massen und eines 5proz. Zuschlages für eigene Trägheitsmomente (m)	6,8	7,76	8,75	$\frac{6,25^1}{7,35^2}$	7,15	9,0
Volle Schlingerperiode mit Berücksichtigung der virtuellen Massen (sec)	5,7	6,0	6,25	$\frac{5,68^1}{6,7^2}$	6,05	6,8

¹ Ladung in den mittleren Ölbunkern.
² Ladung in den seitlichen Ölbunkern.

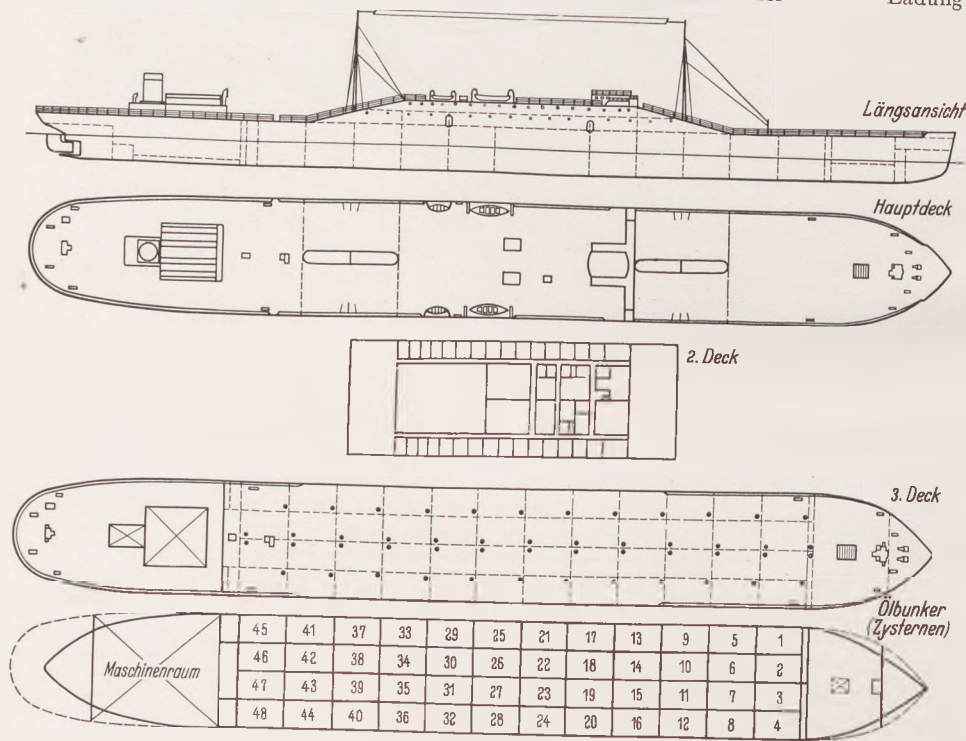


Abb. 2. Tankschiff mit Versteifungsaufbau.

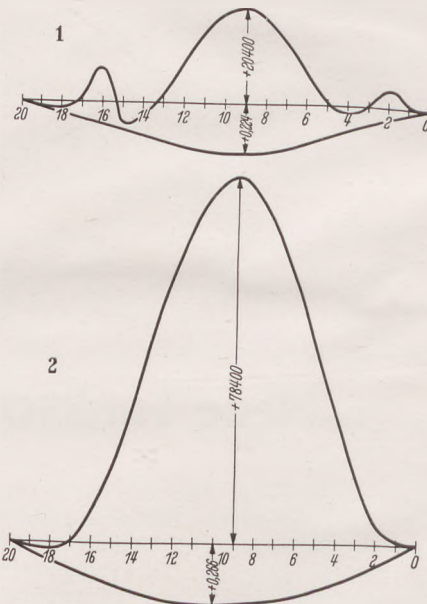


Abb. 3. Für die Schiffstypen ermittelte Biegemomente und Durchbiegungen.

- 180 m langes Schiff mit Versteifungsbogen: Wellental in der Schiffsmitte.
- 180 m langes Schiff mit Versteifungsaufbauten: Wellental in der Schiffsmitte.

lassen jedoch vermuten, daß in der Praxis der Einfluß der virtuellen Flüssigkeitsmassen noch höher ist.

Wie aus der Zahlentafel 2 ersichtlich, wird die Schwingungsperiode mit der Zunahme der Schiffsabmessungen länger, wobei allerdings zu berücksichtigen ist, daß die in der Zahlentafel 2 angegebenen Schwingungswerte als theoretisch angesehen werden müssen und nicht immer den tatsächlichen Verhältnissen im unregelmäßigen Wellengang des Kaspischen Meeres entsprechen dürften. Die erhaltenen Werte im Bereiche von 6—7 sec für die Schwingung sind ziemlich gering.

Die zweite Untersuchung der zu vergleichenden Schiffstypen betraf die Ermittlung der Längs- und Querfestigkeit des Schiffskörpers. Den diesbezüglichen Berechnungen, deren Ergebnisse aus der Zahlentafel 3 ersichtlich sind, wurde eine Welle von 120 x 5 m und die Vollbelastung der Schiffe zugrunde gelegt, nachdem die Untersuchungen gezeigt hatten, daß sich bei teilweiser Ladung (Ladung nur in den

mittleren oder nur in den seitlichen Öltanks) geringere Biegemomente ergaben als bei Vollladung. Als maßgebende Belastung wurden die größten Biegemomente bei verschiedenen Lagen der Welle gegenüber dem Schiffskörper benutzt, indem für die Maximalmomente die Umhüllungskurven konstruiert wurden, die allen Festigkeitsberechnungen zugrunde liegen. Die größten Biegemomente ergaben sich dabei im Wellental, während auf dem Wellenberg die Belastung der Schiffe mit Versteifungsbögen günstiger ausfiel als für die anderen Schiffstypen. Für die größten 180 m langen Schiffe mit Versteifungsaufbauten wurde übrigens auch das Biegemoment bei einer Überbelastung bis zu $D = 19\,730$ t ermittelt, das sich auf $81\,390$ m/t stellte, während den konstruktiven Berechnungen ein Biegemoment von $78\,000$ t zugrunde gelegt wurde, was die Möglichkeit gab, die normale Tragfähigkeit des Schiffes (bei $t = 4,5$ m) um 4370 t ohne Verstärkung des Schiffskörpers zu überschreiten.

Zahlentafel 3. Zusammenstellung der Hauptangaben über die einzelnen Schiffstypen.

Nr.	Angaben	Schiffstypen					
		L = 140 m		L = 160 m		L = 180 m	
		Typ B	Typ C	Typ B	Typ C	Typ B	Typ C
1	B (Schiffsbreite)	17,5	17,5	20,0	20,0	22,5	22,5
2	H (Seitenhöhe)	5,2	8,0	5,8	9,2	6,4	—
3	T (Tiefgang)	3,5	3,5	4,0	4,0	4,5	4,5
4	δ (Völligkeitskoeffizient)	0,828	0,828	0,828	0,828	0,828	0,828
5	D (Wasserverdrängung)	7 200	7 200	10 790	10 790	15 360	15 360
6	BHP (Gesamtleistung)	4 800	4 800	5 400	5 400	6 900	6 900
7	G_M (Maschinengewicht)	725,0	725,0	890	890	1 020	1 020
8	G_K (Gew. d. Schiffskörpers einschl. Aus- rüstung)	1 781	2 006	2 450	2 804	3 151	3 194
9	M_1 (Maxim. Biegemoment) im ruhigen Wasser	7 830	9 450	15 400	13 600	20 800	14 100
10	$K_1 = \frac{DL}{M_1}$	129	107	112	127	133	196
11	Q_{s_1} (Maxim. Querkraft im ruhigen Wasser)	469	489	627	788	911	905
12	$n = \frac{D}{Q_{s_1}}$	15,4	14,7	17,2	13,7	16,85	17,0
13	M_2 (Maxim. Biegemoment i. Wellental) . .	36 800	36 600	53 000	53 800	65 900	67 400
14	$K_2 = \frac{DL}{M_2}$	27,4	27,6	32,5	32,0	42,0	41,0
15	Q_{s_2} (Maxim. Querkraft im Wellental) . . .	909	893	1 180	1 203	1 429	1 443
16	$n_2 = \frac{D}{Q_{s_2}}$	7,9	8,05	9,05	8,96	10,85	10,65
17	M_3 (Maxim. Biegemoment i. Wellenberg) . .	26 000	31 900	39 500	48 400	51 500	63 700
18	$K_3 = \frac{DL}{M_3}$	38,8	31,7	43,7	35,6	53,7	43,5
19	Q_{s_3} (Maxim. Querkraft im Wellenberg) . .	691	818	923	1 114	1 132	1 343
20	$n_3 = \frac{D}{Q_{s_3}}$	10,4	8,8	11,6	9,68	13,55	11,45
21	M_4 (Gesamt-Biegemom. im Wellental) . . .	37 100	38 300	61 600	59 400	78 000	68 600
22	$K_4' = \frac{DL}{M_4}$	27,2	26,4	28,0	29,1	35,5	40,4
23	Q_{s_4} (Gesamt-Querkraft im Wellental) . . .	986	1 206	1 529	1 466	1 581	1 588
24	$n_4' = \frac{D}{Q_{s_4}}$	7,2	5,97	6,98	7,35	9,8	9,7
25	M_5 (Gesamt-Biegemom. im Wellenberg) . .	29 600	34 400	37 000	48 500	43 700	63 100
26	$K_5' = \frac{DL}{M_5}$	34,1	29,4	46,6	35,6	63,3	43,8
27	Q_{s_5} (Gesamt-Querkraft im Wellenberg) . .	904	1 067	897	1 218	1 342	1 703
28	$n_5' = \frac{D}{Q_{s_5}}$	7,95	6,75	12,0	8,85	11,44	9,01
29	I_{\square} (Trägheitsmoment i. Mittelquerschnitt)	$323,7 \cdot 10^6 \text{ CM}^4$	$1397 \cdot 10^6 \text{ CM}^4$	$527 \cdot 10^6 \text{ CM}^4$	$2624 \cdot 10^6 \text{ CM}^4$	$757 \cdot 10^6 \text{ CM}^4$	$5157 \cdot 10^6 \text{ CM}^4$
30	W_{\min}	$1,1 \cdot 10^6 \text{ CM}^3$	$3,32 \cdot 10^6 \text{ CM}^3$	$1,52 \cdot 10^6$	$5,44 \cdot 10^3$	$1,93 \cdot 10^6 \text{ CM}^3$	$7,26 \cdot 10^6 \text{ CM}^3$
31	W_{\max} (bei Typ B ohne Versteifungs- bögen)	$1,37 \cdot 10^6 \text{ CM}^3$	$3,57 \cdot 10^6 \text{ CM}^3$	$2,085 \cdot 10^6$	$6,0 \cdot 10^6$	$2,83 \cdot 10^6 \text{ CM}^3$	$7,73 \cdot 10^6 \text{ CM}^3$
32	f_{\max} (Maximaldurchbiegung)	0,144	0,217	0,274	0,254	0,224	0,266
33	$\frac{l}{L}$	1: 972	1: 645	1: 584	1: 630	1: 804	1: 677
34	σ_b = Spannung infolge M_4 im Schiffsboden .	1 035	1 075	1 070	990	985	888
35	σ_d = Spannung infolge M_4 im Schiffsdeck .	815	1 155	826	1 090	756	945
36	σ_i = Spannung infolge M_4 im Versteifungs- bogen	1 190	—	1 095	—	1 095	—
37	$\sigma_B = \sigma + \sigma_b$ (Gesamtspannung i. Schiffsbod.)	1 100	1 097	1 115	1 059	1 028	950
38	$\sigma_D = \sigma + \sigma_d$ (Gesamtspannung i. Schiffsdeck)	682	1 115	660	1 090	606	945
39	σ'_b = Spannung infolge M_5 im Schiffsboden	1 035	965	766	810	636	818
40	σ'_d = Spannung infolge M_5 im Schiffsdeck .	820	1 035	702	890	932	870
41	σ'_i = Spannung infolge M_5 im Versteifungs- bogen	—	—	—	—	—	—
42	$\sigma'_B = \sigma' + \sigma'_b$ (Gesamtspannung im Schiffsboden)	1 172	1 002	860	836	732	825
43	$\sigma'_D = \sigma' + \sigma'_d$ (Gesamtspannung im Schiffsdeck)	1 053	1 035	868	890	1 082	870

Gewisse Schwierigkeiten bei der Durchführung der Berechnungen bereitete die Beurteilung der Durchbiegung des Schiffskörpers. Einerseits muß angenommen werden, daß der Schiffskörper, der einen elastischen Balken darstellt, über eine gewisse Elastizität namentlich im Wellengang verfügt; andererseits muß jedoch verlangt werden, daß die Durchbiegung des Schiffskörpers die Nietverbindungen desselben

in keiner Weise beeinträchtigt. Diesbezügliche Messungen, die auf einem 3000 t-Tanker durchgeführt wurden, zeigten, daß bei einer Pfeilhöhe der Durchbiegung von 1/460 der Länge (also 25 cm auf 115 m Länge) bereits gewisse Beschädigungen der genieteten Verbindungen des Schiffskörpers eintraten, wogegen sich bei den neuen 7000 t-Tankern der Kaspischen Handelsflotte das Verhältnis von

Zahlentafel 4. Durchbiegungen des Schiffskörpers bei zwei älteren Tankschiffen der Kaspischen Flotte.

Schiffsname	Baujahr	L m	B m	T m	H m	D cbm	I cm ⁴	$\frac{DL}{32}$ t/m	$f \approx \frac{M_{max} \cdot L^2}{11,4 \cdot I \cdot I_{max}}$	$\frac{f}{L}$
Motorschiff „Wolga“	1912	122,8	14,02	4,87	7,62	7100	888×16^6	28 000	$\frac{247,0}{320,0}$	$\frac{1}{518}$
Motorschiff „Rabotschij“	1910	115,8	14,0	4,26	7,62	5900	888×10^6	21 300	$\frac{1}{166}$	$\frac{1}{695}$

Zahlentafel 5. Vergleich der errechneten Durchbiegungen der zu untersuchenden Schiffstypen.

	Typ B			Typ C		
	140	160	180	140	160	180
Durchbiegung f mm	144,0	274	224	217	254	265
Verhältnis d. Durchbiegung zur Schiffslänge $\frac{f}{L}$	$\frac{1}{970}$	$\frac{1}{585}$	$\frac{1}{804}$	$\frac{1}{646}$	$\frac{1}{630}$	$\frac{1}{678}$

1:675 noch als durchaus unbedenklich erwiesen hat. Dies wurde auch noch durch Messungen an zwei älteren Tankschiffen der Kaspischen Handelsflotte bestätigt (vgl. Zahlentafel 4), von denen der Tanker „Wolga“, bei dessen Probe-Durchbiegung das Verhältnis zwischen 1:400 und 1:518 schwankte, zahlreiche bleibende Verbucklungen des Schiffskörpers zeigte, während der Tanker „Rabotschij“ (mit 1:695) in einwandfreiem Zustande verblieb.

Auf Grund dieser Angaben wurde für die Tankschiffe der normalen Bauart, bei denen — wie bei allen neuen Tankschiffen der Kaspischen Handelsflotte — vollständig geschweißte Konstruktion angenommen wurde, ein Verhältnis von 1:600 bis 1:650 zugelassen. Unter Zugrundelegung dieser Annahme sowie der Voraussetzung, daß die Spannungen in allen Konstruktionselementen der vorgeschlagenen Tankerbauarten mit Versteifungsbögen bzw. mit Brückenaufbauten die gleichen sein müssen wie bei den Schiffen der normalen Bauart, ergaben sich für die beiden erstgenannten Tankertypen die in der Zahlentafel 5 und in der Abb. 3 angegebenen Durchbiegungen, aus denen deutlich hervorgeht, daß die Längsfestigkeit der Schiffe mit Versteifungsbögen etwas größer ist, als bei gleich großen Tankschiffen mit Brückenaufbau, daß jedoch auch bei diesen letzteren das Ver-

Zahlentafel 6. Querfestigkeitsuntersuchung der zu vergleichenden Schiffstypen.

Boden	Typ B			Typ C		
	140	160	180	140	160	180
W_{min} cm ³	320	492	482	730	785	756
$l_{rechn.}$ m	240	240	240	240	240	240
$P_{max} = \frac{9,6 \cdot \sigma_T \cdot W_{min}}{l_{rechn.}}$ m	38,4	59,0	57,8	87,5	94,0	90,0
Bordwand	Typ B			Typ C		
	140	160	180	140	160	180
W_{min} cm ³	105	105	105	173	273	176
$l_{rechn.}$ m	170	240	240	240	240	240
$P_{max} = \frac{9,6 \cdot \sigma_T \cdot W_{min}}{l_{rechn.}}$ m	17,8	12,6	12,6	20,8	33,1	21,2

hältnis zwischen Durchbiegung und Länge immer noch günstiger ausfällt (630—670) als bei den meisten zur Zeit im Verkehr befindlichen Schiffen mit genietetem Schiffskörper.

Zur Untersuchung der Querfestigkeit der einzelnen Schiffstypen wurde der rechnerischen Ermittlung die Einzelkraft P zugrunde gelegt, die die Längsspannten aufnehmen können, wenn diese Einzelkraft in der Mitte ihrer ungestützten Länge angreift, wobei als zulässige Höchstspannung $\sigma_T = 3000$ kg/cm² angenommen wurde. Die dabei ermittelten in der Zahlentafel 6 zusammengefaßten Belastungs- und Festigkeitswerte ergaben folgendes Verhältnis der Querfestigkeitswerte für die einzelnen Tankertypen:

	Querfestigkeit des Schiffsbodens	Querfestigkeit der Seitenwand
Tankschiffe m. Versteifungsbögen	1,00	1,00
Tankschiffe mit Brückenaufbauten:		
L = 140 m	2,28	1,17
L = 160 m	1,59	2,63
L = 180 m	1,56	1,68
7000 t-Tankschiffe normaler Bauart	1,665	1,19

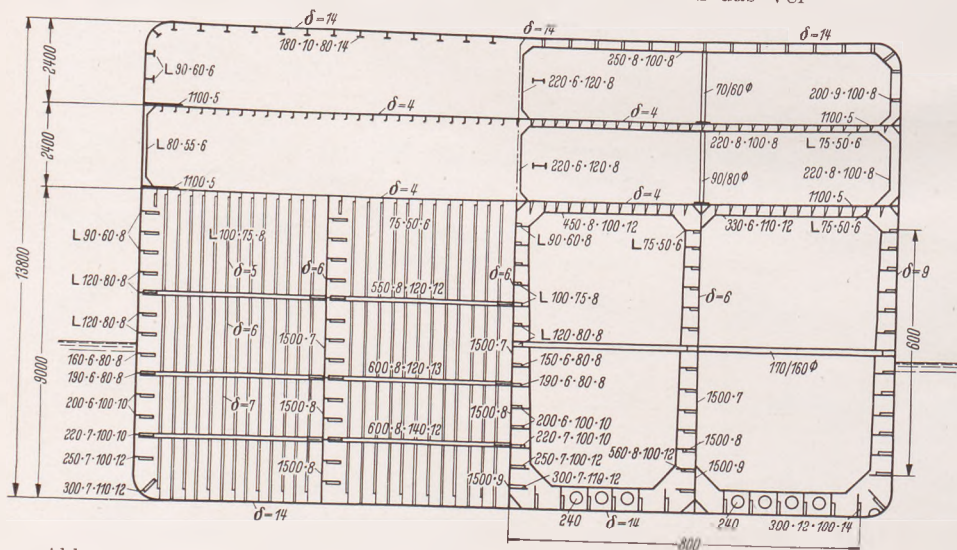


Abb. 4. Querschnitt eines 180 m langen Tankschiffes mit Versteifungsaufbauten.

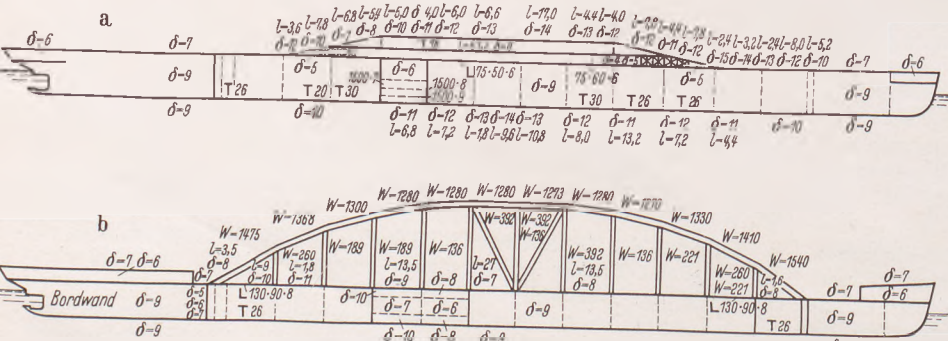


Abb. 6. Konstruktionselemente der 180 m langen Tankschiffe: a) mit Versteifungsaufbauten, b) mit Versteifungsbögen.

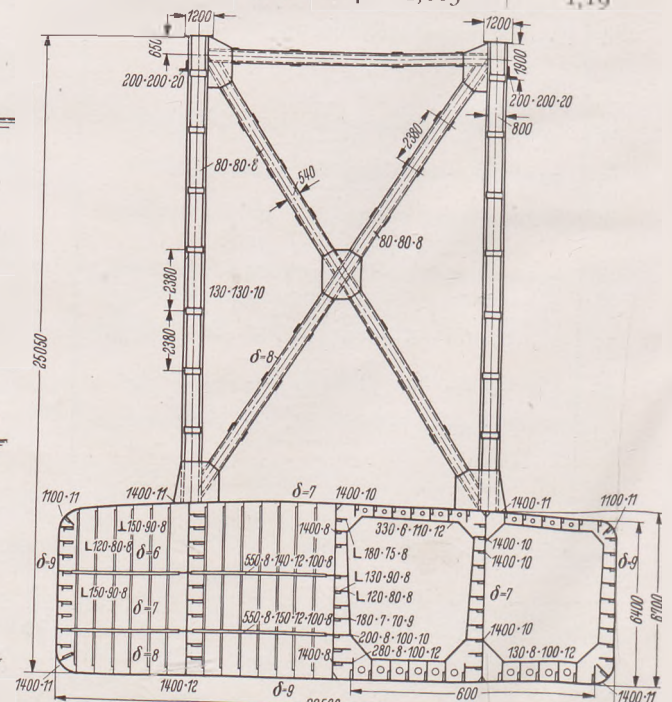


Abb. 5. Querschnitt eines 180 m langen Tankschiffes mit Versteifungsbögen.

Zahlentafel 7. Gewichte der einzelnen Schiffstypen.

Nr.		140 m			160 m			180 m	
		Typ B	Typ A	Typ C	Typ B	Typ A	Typ C	Typ B	Typ C
1	Deckbelag	141,5	202,4	187,8	186,3	372,1		246,8	348,7
2	Bordwand (Außenhaut)	136,4	184,8	156,1	158,4	211,0		221	313,6
3	Boden (Außenhaut)	132,4	219,2	157,1	207,0	339,1		253,8	288,8
4	Deck-Längsträger	44,9	57,4	75,1	55,1	72,4		81,5	126,0
5	Boden-Längsträger	91,8	103,4	95,4	145,5	139,0		199,1	178,9
6	Bord-Längsträger	24,2	42,0	29,2	25,1	43,2		39,0	52,5
7	Spanten am Heck und Bug	63,4	87,9	84,2	89,8	101,9		131,3	167,5
8	Decks am Heck und Bug	27,6	22,1	10,0	34,5	21,7		31,4	11,7
9	Sonst. Konstruktionselemente am Heck und Bug	17,5	12,8	6,0	19,1	13,5		31,5	5,3
10	Längsschotten (Verkleidung)	101,3	158,5	85,8	113,4	161,0		141,0	178,2
11	Längsschotten (tragende Kon- struktion)	57,4	84,2	57,5	54,5	94,4		81,5	107,7
12	Querschotten (Verkleidung)	69,9	117,2	78,8	84,8	105,2		111,1	140,6
13	Querschott. (trag. Konstrukt.)	29,1	45,6	31,9	53,9	113,1		77,0	144,4
14	Heckkonstruktion	4,8	4,8	—	10,1	11,2		14,5	—
15	Deckstützen	5,1	16,2	16,6	5,8	21,2		6,4	27,4
16	Kiel	13,3	13,3	13,3	14,5	14,5		16,2	16,2
17	Doppelboden	22,5	22,5	22,5	26,0	26,0		28,3	28,3
18	Maschinenfundamente	50,0	50,0	50,0	65,0	65,0		75,0	75,0
19	Motorschächte	21,0	21,0	21,0	37,0	37,0		40,0	40,0
20	Metallaufbauten	29,1	22,7	15,0	35,0	25,8		29,6	9,5
21	Sonstige Fundamente	8,0	8,0	8,0	12,0	12,0		16,0	16,0
22	Kettenkasten	5,0	5,0	5,0	7,0	7,0		10,0	10,0
23	Auflager d. Versteifungsbögen	25,4	—	86,4	25,0	—		35,0	99,0
24	Versteifungsbögen	178,4	—	—	320,0	—		418	—
25	Schweißzuschlag (10%)	130	150	129,9	178,5	200,7		235,5	238,5
	Gewicht	1430	1651	1422,5	1963,3	2208,0	1983,5	2571,0	2623,8
	Versch. Schmiedestücke	30,4	30,4	30,4	48,5	48,5	48,5	65,5	65,5
	Hilfseinrichtungen	36,0	36,0	36,0	53,0	53,0	53,0	73,9	73,9
	Leitungen	58,2	58,2	58,2	80,5	80,5	80,5	106,0	106,0
	Holz	58,2	56,0	58,5	68,9	70,3	59,0	71,5	59,8
	Deckmaschinen	15,2	15,2	15,2	23,5	23,5	23,5	25,7	25,7
	Versch. Vorräte usw.	101,5	101,5	101,5	142,0	142,0	142,0	152,8	152,8
	Wasser	55	55	55	60	60	60	65	65
	Heizstoffe	190	190	190	230	230	230	272	272
	Maschinen	722,0	722,0	722,0	890	890	890	1020	1020
	Sonstiges (3% der vorstehenden Gewichte)	51,9	58,4	51,7	70,8	78,1	70,5	85,4	86,5
	Gesamtgewicht	2748,4	2973,7	2741,0	3630,5	3983,9	3640	4508,8	4551,0
	Tragfähigkeit	4451,6	4226,3	4459,0	7159,5	6806,1	7150	10852,0	10809,0
	Wasserverdrängung	7200	7200	7200	10790	10790	10790	15360	15360

Da die Untersuchungen der Schwingungsperiode ebenso wie die Festigkeitsuntersuchungen die relativ besonders befriedigenden Eigenschaften der Tankschiffe mit Brückenaufbauten bestätigt haben, so wurde als abschließende Untersuchung der Vergleich der Schiffsgewichte durchgeführt, dem die in den Abb. 4, 5 und 6 angegebenen Konstruktionsschemata der betreffenden Tankertypen zugrunde gelegt wurden. Die in Zahlentafel 7 zusammengefaßten Angaben über die Gewichte der einzelnen Konstruktionselemente ergeben nachstehende Schlußfolgerungen:

1. Die Gewichte der 140 m langen Tanker mit Versteifungsbögen bzw. mit Brückenaufbauten sind gleich groß, während das Konstruktionsgewicht eines gleichgroßen Tankers normaler Bauart ein um 16% höheres Gewicht aufweist, was eine um 3,1% größere Wasserverdrängung ergibt. Der Hauptanteil an dem Gewichtsunterschied entfällt dabei auf das Stahlgewicht, das bei den beiden erstgenannten Tanker-

typen 1430 bzw. 1422 t, bei den Tankern normaler Bauart dagegen 1651 t (+ 15,5%) beträgt.

2. Auch bei den 160 m langen Schiffen übertrifft das Gewicht des Tankers normaler Bauart jenes der mit Versteifungsbögen, bzw. Brückenaufbau versehenen Schiffe um rd. 13%, wobei auch in diesem Fall der Gewichtsunterschied hauptsächlich durch größeres Stahlgewicht des Schiffskörpers des Tankertyps A (2208 t gegenüber 1963 bzw. 1983 t) bedingt ist.

3. Bei den 180 m langen Tankschiffen, die nur in zwei Ausführungen — mit Versteifungsbögen und mit Brückenaufbau — untersucht wurden, sind die Konstruktionsgewichte ebenso wie die Stahlgewichte des Schiffskörpers (2571 bzw. 2624 t) annähernd gleich.

Die Untersuchungen über die Ausnutzung der Wasserverdrängung sowie des Stahlverbrauchs je t Tragfähigkeit, deren Ergebnisse in den Zahlentafeln 8 und 9 zusammengefaßt sind, haben gezeigt, daß

Zahlentafel 8. Ausnutzung der Wasserverdrängung.

	Tanker „Emba“	Tanker „Sojus“	Tanker „195“	Kaspi- Tanker Nr. 1—6	Kaspi- Tanker Nr. 12—16	L = 140			L = 160			L = 180	
						Typ B	Typ A	Typ C	Typ B	Typ A	Typ C	Typ B	Typ C
Tragfähigkeit t	10 000	10 000	7 900	7 000	8 300	4 451	4 226	4 459	7 159	6 806	7 150	10 852	10 809
Wasserverdrängung t.	14 955	14 850	2 050	10 850	12 150	7 200	7 200	7 200	10 790	10 790	10 790	15 360	15 360
Ausnutz. d. Wasserver- drängung	0,67	0,674	0,655	0,646	0,683	0,616	0,587	0,62	0,665	0,63	0,665	0,706	0,705

Zahlentafel 9. Stahlverbrauch je t Tragfähigkeit.

	Kaspi-Tanker Nr. 1—7	Kaspi-Tanker Nr. 12—16	L = 140			L = 160			L = 180	
			Typ B	Typ A	Typ C	Typ B	Typ A	Typ C	Typ B	Typ C
Stahlgewicht in t	3 848	3 680	2 503	2 728	2 496	3 340	3 694	3 350	4 171	4 214
Tragfähigkeit t	7 000	8 300	4 451	4 226	4 459	7 159	6 806	7 150	10 852	10 809
Stahlverbr. je t d. Tragfähigk.	0,55	0,444	0,563	0,646	0,559	0,466	0,544	0,469	0,384	0,390

die 180 m langen Tanker mit Brückenaufbau die **beste Ausnutzung der Wasserverdrängung** ergeben. Auch der Stahlverbrauch je t Tragfähigkeit ergibt für diese Tanker die vergleichsweise günstigsten Werte. Nach den praktischen Betriebserfahrungen und den systematischen rechnerischen Kontrollen ist zusammenfassend festzustellen,

daß die Tankschiffe mit Brückenaufbau sowohl hinsichtlich ihres Verhaltens im Seegang als auch mit Bezug auf die Festigkeit des Schiffskörpers und das Konstruktionsgewicht den bisher üblichen Tankerkonstruktionen ohne Aufbau wie auch den Tankern mit Versteifungsbögen unterlegen sind.

Zahlentafel 10. Betriebskostenvergleich².

Schiffstyp	Betriebskosten je Schiff			Verkehrsleistungen je Schiff (in 1000 t/engl. Seemeile)			Zahl der Schiffe (bezogen auf die zu untersuchende Einheit)	Gesamte Verkehrsleistung in t engl. Seemeile (1000 t engl. Seemeile)	Beförderungselbstkosten in Kopeken je t (Statut-Seemeile 1630 m)			Kapitalinvestitionen (1000 RM)			Kapitalinvestierung in Kopeken je t engl. Seemeile der jährlichen Verkehrsleistung
	Im Sommer RM	Im Winter RM	Im ganzen Jahr RM	Im Sommer	Im Winter	Im ganzen Jahr			Im Sommer	Im Winter	Im Jahresdurchschnitt	Schiffe	Kanäle Hafen	Insgesamt	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
L = 140 v = 11,6															
Typ A. . .	601 975	143 946	745 921	119 796	33 592	153 388	52,923	8 117 750	0,5025	0,4285	0,4863	205 416	11 700	217 116	2,67
Typ B. . .	588 209	139 506	727 715	125 820	35 279	161 099	50,389	8 117 620	0,4675	0,3954	0,4517	186 396	11 700	198 096	2,44
Typ C. . .	586 309	139 157	725 466	126 088	36 354	161 442	50,282	8 117 630	0,4649	0,3936	0,4494	185 762	11 700	197 462	2,43
7000 t-Tank.	1453 094	185 100	1638194	260 824	62 888	323 712	24,307	7 868 470	0,5571	0,2943	0,5061	136 152	83 212	219 364	2,79
L = 160 v = 11,4															
Typ A. . .	809 800	180 659	990 459	188 326	51 797	240 123	33,665	8 083 740	0,4299	0,3488	0,4125	169 912	15 000	184 912	2,29
Typ B. . .	794 147	175 504	969 651	194 883	53 816	248 699	32,552	8 095 650	0,4075	0,3261	0,3899	157 549	15 000	172 549	2,13
Typ C. . .	796 644	175 713	972 357	194 755	53 779	248 534	32,554	8 090 780	0,4090	0,3267	0,3912	157 612	15 000	172 612	2,13
L = 180 v = 11,4															
Typ A. . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Typ B. . .	998 235	197 888	1196123	286 964	77 597	364 561	22,090	8 053 150	0,3479	0,2550	0,3281	125 941	18 700	144 641	1,80
Typ C. . .	999 436	197 512	1196948	285 696	104 957	390 653	22,191	8 668 980	0,3498	0,1882	0,3064	127 516	18 700	146 216	1,69

² Diese Vergleichstabelle hat ein wesentliches Interesse wohl nur als ein Arbeitsschema für solche Untersuchungen und im Vergleiche der Typen. — Bezüglich der in den Spalten 10 bis 12 gemachten Angaben in Kopeken kann eine Kopeke = 0,48 Rpf. angenommen werden. Doch ist dieser Wert als unsicher zu betrachten. —
Chefredaktion.

Wichtige Fachliteratur.

Auszüge.

H Häfen.

Fa 106. Die neuen Fischdampferbekohlungsanlagen im Hafen zu Fleetwood werden im „Engineering“, 3. September 1937 beschrieben; das Wichtigste daraus sei hier wiedergegeben. Der Hafen von Fleetwood, an der englischen Westküste gelegen, hat seit einem Jahrhundert steigende Bedeu-

früher übliche Bekohlung der Dampfer mittels Kübelkräne war unter dem Wettbewerb anderer Häfen unhaltbar geworden, so daß die in Frage kommende Eisenbahngesellschaft sich veranlaßt sah, im Zuge einer allgemeinen Hafenmodernisierung auch die Bekohlungsanlagen zu verbessern. Die Neuanlagen wurden in zwei Hafenbecken ausgeführt, jede von ihnen kann

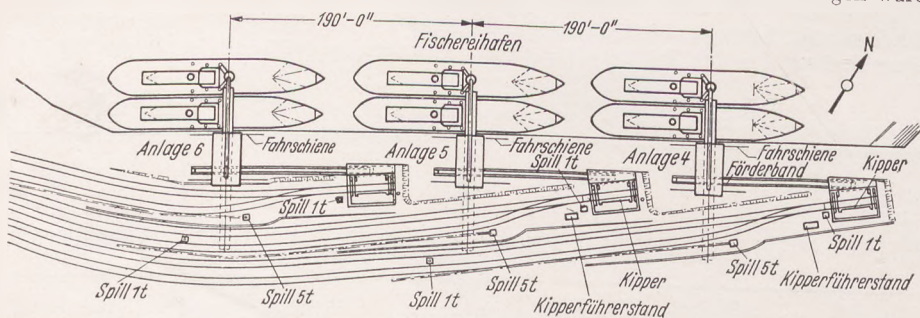


Abb. 1.

6 Dampfer gleichzeitig bekohlen, und zwar mit einer Stundenleistung von 80 t für jeden Dampfer gegen früher 20 t. Abb. 1 gibt schematisch die grundsätzliche Anordnung an. An jedem Kai sind 3 gleiche Anlagen vorhanden, zu jeder führt ein Gleis für volle Kohlenwagen (Aufstellungsmöglichkeit für 30 Waggons). Die Wagen werden durch einen Kohlenkipper entleert, nach dem sie teilweise durch ein Spill von 5 t-Zugkraft herangeholt und einzeln durch ein 1 t-Spill auf die Kipplattform gezogen wurden. Der Kohlenkipper ist ganz geschweißt und entlädt bis zu 30 Wagen von 8—20 t Inhalt in der Stunde. Die entleerten Eisenbahnwagen werden von dem 1 t-Spill vom Kipper gezogen und laufen selbsttätig auf das geneigte Leergleis hinab. Die Wagen werden über die Längsseite in einen Zwischenbehälter entleert, von dem sie in gleichmäßigem Strom auf ein 750 mm breites, nach oben ansteigendes Förderband mit einer Stundenleistung von 200 t gelangen. Eine Sieb- und Zerkleinerungsvorrichtung sorgt dafür, daß von der Zechenkohle keine Stücke über 300 mm Kantenlänge in die Verladevorrichtung und somit in die Bunker gelangen. Dies Förderband,

tung für die Gebiete von Lancashire und Yorkshire gewonnen, besonders für die Seefischerei. Nicht weniger als 150 Fischdampfer fahren auf Fleetwood, deren Bedarf an Bunkerkohle allein über 380 000 t jährlich beträgt. Die

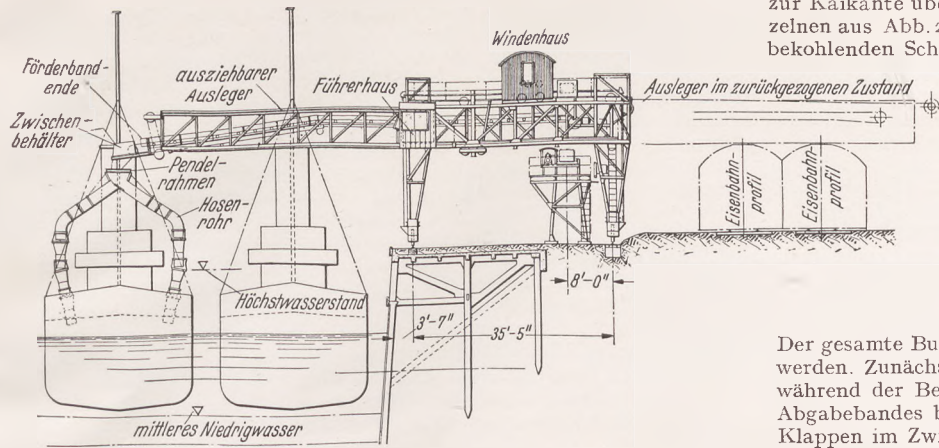


Abb. 2.

welches parallel zur Kaikante verläuft, gibt die Kohlen auf ein zweites Band ab, das in einer brückenähnlichen Konstruktion (Übergabeanlage) senkrecht

zur Kaikante über die zu beunkernenden Schiffe geführt wird, wie es im einzelnen aus Abb. 2 zu erkennen ist. Damit dies Portal sich der Lage der zu beunkelnden Schiffe besser anpassen kann, ist es parallel zur Kaikante auf etwa 12 m verfahrbar angeordnet. In dem Portal ist ein balkenförmiger Ausleger angeordnet, der bis zu 15 m über Kaikante hinausgeschoben werden kann und in sich ein weiteres Förderband birgt, das die Bunker Kohlen über einen kleinen Zwischenbehälter in ein Hosenrohr und somit in die beiderseitigen Bunkerluken der Fischdampfer gelangen läßt. Das Förderbandende kann am Kopfe des Auslegers um 4 m verschieden eingestellt werden, um dem Wasserstand und dem Tiefgang der Schiffe angepaßt zu werden; ebenso können die beiden Hosenrohren durch abnehmbare Rohrstücke der Kohlenhöhe im Bunker angepaßt werden.

Der gesamte Bunkerungsvorgang kann an drei Stellen der Anlage gesteuert werden. Zunächst regelt den Kohlenzustrom der Führer des Kohlenkippers, während der Bediener des fahrbaren Portales Höhen- und Seitenlage des Abgabebandes bestimmt, schließlich kann von Deck aus durch regelbare Klappen im Zwischenbehälter oben am Hosenrohr der Kohlenzufluß nach Bedarf auf Backbord oder Steuerbord verteilt werden. Alle Antriebe sind elektrisch und durch Sicherheitsschaltungen so gesteuert, daß keine schädlichen Bewegungen eintreten können. Die Gesamtanlage, deren Wirkung erprobt ist, kann 12 Fischdampfer gleichzeitig bedienen, sie ist von der Mitchell Engineering Company, London, erstellt worden. Wundera m.

Zeitschriftenschau.

MB Dampfturbinen.

Fz 218. Fracht- und Fahrgastdampfer „Stratheden“. (The Shipbuilder a. M. E. B., Juli 1937, S. 385—387, 1 Lichtb.) Erbaut von Vickers-Armstrong für die P & O-Linie, L zw. Pp. = 192 m, B = 25 m; 21 kn, Antrieb durch zwei Satz Parsons-Turbinen von zusammen 24 000 WPS mit zweireihigem C-Rad und 29 Reaktionsstufen in je einer Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruckturbinen, Drehzahlen 1715/112 je Min., einfache Ritzelgetriebe. Sechs B. & W.-Kessel mit Überhitzern und Röhrenvorwärmern, Gesamtheizfläche 3434 m², Überhitzerfläche 552 m², Dampfdruck 31,6 at, Dampftemp. 38° C. Kondensator-Kühlfläche 2320 m², Vakuum 710 mm Q.S. bei 760 mm Barometerstand und 30° Wassertemp. Speise- und Kühlwasserpumpen mit Turbinenantrieb, alle übrigen Pumpen mit elektr. Antrieb.

Fz 219. Neue amerikanische Tankdampfer. (The Shipbuilder a. M. E. B., Juli 1937, S. 376—382, Schiffs- u. Maschinenraum-Pläne; Pacif. Marine Rev., Mai 1937, S. 40—43, Turbinenanordnung, 5 Lichtb.) L zw. Pp = 148 m, B = 2073 m, T = 9,11 m, 21 507 t Depl., 15 515 t. d. W., Geschw. 13 kn. Antrieb durch Hochdruck- und Niederdruck-Aktionsturbine mit 11 bzw. 7 Druckstufen, Leistung 4000 WPS, doppeltes Ritzelgetriebe, Propellerdrehzahl = 75 je Min. Zwei Foster-Wheeler-Wasserrohrkessel liefern Dampf von 26,3 at und 370° C. Für die Hilfsmaschinen ist ein dritter Kessel gleicher Bauart für 10,5 at vorhanden. Die Kessel sind auf einem besonderen Deck hinter und oberhalb der Hauptturbinen aufgestellt. Die Speisepumpen besitzen Turbinenantrieb, die übrigen Pumpen werden elektrisch, die mittschiffs angeordneten Ladepumpen durch Dampf angetrieben.

Bücherschau.

Freie Seeschifffahrt oder Konferenzen. Von Professor Dr. Paul Schulz-Kiesow, Hamburg. 210 Seiten. Jena: Verlag Gustav Fischer 1937. Preis br. RM 9,—.

Dieses Buch, das den interessierten Leser mitten in die Wirklichkeit des Schifffahrtsgeschäftes stellt, und auf welches ganz besonders der Führernachwuchs der deutschen Schifffahrt hingewiesen sei, verdient um so größere Aufmerksamkeit, als seit mehr als zwei Jahrzehnten keine Literatur über Schifffahrtskonferenzen erschienen ist.

Im ersten Teil des Buches wird die Bedeutung der amerikanischen Schifffahrtsgesetzgebung für die Konferenzen untersucht. Das amerikanische Schifffahrtsgesetz von 1916, das die Konferenzen zwar anerkannte, zugleich aber gegen Mißbräuche seitens der Konferenzen ausgerichtet war, hatte die für die Konferenzen so bedeutsame Außenseiterfrage nicht berücksichtigt. Lange Zeit dachte man in den Vereinigten Staaten daran, die Ratenregulierung der Schifffahrtskonferenzen durch den Staat selbst vorzunehmen. Diesen Plan hat man aber glücklicherweise fallen gelassen und dafür den Schutzgedanken für die Konferenzen im Gesetz festgelegt. Die früher ausgesprochen konferenzfeindliche Einstellung von Staat und öffentlicher Meinung in den Vereinigten Staaten ist heute einer bejahenden gewichen. Dasselbe gilt von den englischen Dominions Australien und Südafrika.

Im zweiten Teil der Schrift, der nicht ganz so umfangreich wie der erste ist, wird in überaus fesselnder Weise diese veränderte Einstellung der englischen Dominions und Japans zu den Schifffahrtskonferenzen geschildert. Wie im ersten Teil das amerikanische, so wird im zweiten Teil das südafrikanische Schifffahrtsgesetz ausführlich behandelt. Sehr interessant sind hier die Ausführungen des Verfassers über die Bemühungen der jungen Länder Australien und Südafrika, die Konferenzen in den Dienst ihrer Landwirtschaft und Industrie zu stellen. (Niedrige Ausfuhrfrachten für die eigene Landwirtschaft und umgekehrt hohe Einfuhrfrachten für diejenigen europäischen Industrieerzeugnisse, die mit den eigenen Industrien konkurrieren.)

Bereits im ersten und zweiten Teil des Werkes beschäftigt sich Prof. Schulz-Kiesow mit den für die Schifffahrtskonferenzen wie für die verladende Wirtschaft gleich schädlichen Outsiderformen. In Amerika wie in Japan gibt es sogenannte Operateure. Das sind Reeder ohne Aar und Halm, die Tonnage chartern, um mit ihr in Zeiten guter Konjunktur mehr oder weniger regelmäßige Schifffahrtslinien nach bestimmten Verkehrsgebieten einzurichten. Diese Außenseiter ernten dort, wo andere gesät haben. In Zeiten geringen Ladungsangebotes überlassen sie es den Konferenzen, die überseeischen Linien aufrechtzuerhalten. Diese Outsiders verhindern durch ihren wilden Wettbewerb, daß die regelmäßigen Linien in guten Zeiten in den Genuß ihrer Arbeit kommen.

Solche Außenseiter sind auch in Europa bekannt. Hier handelt es sich um Spediteur- und Schiffsmaklerreedereien, die mit gecharterten Schiffen hauptsächlich ab Antwerpen sporadisch in Aktion treten und den Schifffahrtskonferenzen den schwersten Schaden zufügen. Im dritten Teil der Arbeit (Deutschlands Stellungnahme zur Frage „Freie Seeschifffahrt oder Konferenzen?“) beleuchtet der Autor die Gefahren, die der europäischen Schifffahrts- und Exportpolitik von diesen Operateuren drohen. Einen breiten Raum nimmt hier der dramatische Kampf der Kontinent-Ostasienkonferenz gegen die Antwerpener Spediteurreedereien und die Rickmers-Linie ein. Während der Verfasser die Spediteurreedereien ablehnt, nimmt er zu den legitimen Außenseitern, die, wie die Rickmers-Linie, mit eigenen Schiffen reguläre Linien unterhalten, positiv Stellung. Von den legitimen Außenseitern fordert er, daß sie in bezug auf Abfahrten und Raten den Konferenzen gegenüber Bindungen eingehen. Das ist, wie der Verfasser hervorhebt, in jüngster Zeit überall geschehen.

Prof. Schulz-Kiesow bekennt sich als offener Anhänger der Schifffahrtskonferenzen; er ist sich aber der Mängel, die den Konferenzen und den Pools anhaften, durchaus bewußt. Seine umfangreichen Untersuchungen führten ihn zu dem Ergebnis, daß das Konferenzsystem infolge des hemmungslosen Wettbewerbs der Außenseiter zu versagen droht, wenn es nicht gelingt, die Konferenzen unter den Schutz des Staates zu stellen. Im Schlußkapitel zieht er diese und andere Folgerungen aus seinen Untersuchungen und weist der Schifffahrtspolitik neue Wege, die für den Staat, die Schifffahrt und die verladende Wirtschaft gleich beachtlich sind.

Hillmer.

Seehafenbau. Band II: Ausbau der Häfen. Von Geh. Regierungsrat Dr.-Ing. e. h. F. W. Otto Schulze, ord. Professor an der Technischen Hochschule Danzig. Zweite vollständig neubearbeitete Auflage. 495 Seiten mit 547 Textabbildungen. Verlag von Wilhelm Ernst und Sohn, Berlin 1937. Preis geh. RM 38,—, Leinen RM 39,50.

Der zweite Band des bekannten Werkes über Seehafenbau, der sich mit dem Ausbau der Seehäfen befaßt, war seit längerer Zeit vergriffen; seine erste Auflage aus dem Jahre 1913 entsprach in manchen Teilen auch nicht mehr dem heutigen Stande der Bautechnik. Das Fehlen dieses Bandes machte sich um so fühlbarer bemerkbar, seitdem der III. Band des Werkes, „Besondere Hafenbauwerke“, 1936 erschienen war. Es ist daher dankbar zu begrüßen, daß der Verfasser sich entschlossen hat, gleich nach Abschluß des Schlußbandes an die Neubearbeitung des zweiten Bandes heranzugehen. Da der 1911 erschienene erste Band, der die allgemeine Anordnung der Seehäfen bringt, allgemeine Gesichtspunkte über die für den Hafenbau wichtigen Naturerscheinungen und über die Gestaltung der Seehäfen enthält, die auch heute noch Gültigkeit haben, liegt nunmehr das ganze dreibändige

Werk in einer Form vor, die dem neuesten Stande der Technik entspricht.

Der neubearbeitete zweite Band enthält in den Kapiteln X—XIII den Bau und die Ausführung der Hafenaußenwerke, die Einfassung der Hafenbecken, die Ausstattung der Hafentflächen und die mechanische Hafenausrüstung. Ein Vergleich der Neufassung mit dem Text der ersten Auflage zeigt mit Deutlichkeit den technischen Fortschritt, der auf dem Gebiete des Hafenbaues in den letzten 25 Jahren erzielt worden ist. Die Kapitel X und XI lassen besonders die Fortschritte auf dem Gebiete des Eisenbetonbaus und die Einführung der Stahlpundwand beim Bau von Uferwerken erkennen. Das Kapitel XII bringt zahlreiche kennzeichnende Beispiele für neue Schuppen- und Speicherbauweisen sowie deren Einrichtungen und deren Gestaltung nach neuesten Gesichtspunkten und Erfahrungen. Im letzten Kapitel sind besonders die neuen Formen der Hafenkräne eingehend behandelt. Dabei sind stets die Grundlagen für die Wahl der verschiedenen Ausführungsformen klar herausgearbeitet und die sorgfältig ausgewählten Beispiele kritisch gewürdigt. Wo es nötig war, sind theoretische Betrachtungen gebracht. Hervorgehoben sei die eingehende Behandlung der Berechnung von Hafenaußenwerken auf Grund der Erkenntnisse und Erfahrungen, die auf dem XVI. Internationalen Schifffahrtkongreß in Brüssel

im Jahre 1935 gesammelt der Öffentlichkeit übergeben worden sind. Mit glücklicher Hand hat es der Verfasser verstanden, dem Bauingenieur das sonst meist als fremd empfundene Gebiet der Maschinentechnik, die beim Bau und der Ausrüstung der Häfen eine höchst wichtige Rolle spielt, nahezubringen. Im Kapitel X werden die beim Bau der Molen notwendigen landfesten und schwimmenden Baumaschinen zum Herstellen, Befördern, Heben und Versetzen schwerer Blöcke anschaulich geschildert. Das Kapitel XII enthält zahlreiche Ausführungsbeispiele für die Anordnung von Schuppen- und Speicherbauten. Geradezu umfassend ist aber das Kapitel XIII im Sinne der Maschinen- und Umschlagtechnik ausgefallen; auf nicht weniger als 120 Seiten werden Kraftquellen, Hafenkräne, Aufzüge, Winden, Spills und die besonderen Einrichtungen des Schüttgutumschlages (Erz, Kohle, Getreide, Mineralöle) behandelt. Zahlreiche Zeichnungen der neuesten Anlagen, aber auch der zur Kennzeichnung der Entwicklung notwendigen älteren Einrichtungen werden gezeigt, so daß dem Erbauer von Seehäfen auch die Hafenbetriebsmittel klar vor Augen stehen.

Der neue zweite Band des Werkes Seehafenbau wird mit seinem vorzüglichen Inhalt und seiner gediegenen Ausstattung ein unerschöpflicher Ratgeber sein.

Dr.-Ing. Kressner.

Nachrichten über den Kriegsschiffbau.

NK 37—23. Schlachtschiff und Luftwaffe.

(Folge VI.)

Aus den in den vorhergehenden Folgen behandelten Aussichten des Flugzeugs gegen das Schlachtschiff und umgekehrt des Schlachtschiffes gegen das Flugzeug, einmal in der Richtung der Treffgenauigkeit bzw. Trefferhäufigkeit, andererseits in der Richtung der Wirkungsgröße und Wirkungsweise des einzelnen Treffers am Ziel, ergeben sich entsprechende Folgerungen zu der Frage, ob das Schlachtschiff wie bisher, so auch künftighin die Hauptwaffe und das entscheidende Kampfmittel des Seekrieges bleiben wird.

Der mehrfach oben angeführte Bericht des englischen Untersuchungsausschusses befaßt sich mit dieser Frage im vierten Abschnitt seines Berichtes.

Eine der grundsätzlichen Eigenschaften des Schlachtschiffes muß darin bestehen, daß es eine ausreichende Standkraft gegenüber jeder vorkommenden Seekriegswaffe, d. h. gegenüber dem Geschütz, dem Torpedo, der Mine und der Bombe besitzt. Gegenüber der letzteren Bedrohung ist es notwendig, die Anordnung und die Stärke der Schutzeinrichtungen einer entsprechenden Überprüfung zu unterziehen. Eine absolute Unverwundbarkeit gegen jede Angriffsart läßt sich nach Ansicht der britischen Admiralität bei keinem wie gearteten Schiff erreichen. Dagegen wird behauptet, daß die künftigen Schlachtschiffe, was die Verteilung der Panzerung auf Seiten und Decks und ihre wasserdichte Unterteilung betrifft, so gut geschützt sein werden, daß sie keinen tödlichen Treffer durch Luftangriffe erleiden werden („not be subject to fatal damage from the air“). Die Wirkung von Bombentreffern ist derjenigen von steil einfallenden Artilleriegeschossen analog. Die Admiralität nimmt an, daß das Schlachtschiff gegen Luftangriffe schließlich ebenso geschützt werden kann wie gegen die anderen Waffen.

Die entgegengesetzte Ansicht der Kritiker des Schlachtschiffes, daß dieses einen Massenangriff von Flugzeugen nicht überleben könne, bedarf nach dem Urteil des Ausschusses vorläufig noch der Begründung.

Mit der zunehmenden Leistungsfähigkeit und Tragkraft der Bombenflugzeuge sind verschiedene neue Vorschläge zur Ausbildung des Schutzes der Schlachtschiffe gegen Luftangriffe erschienen, von welchen diejenigen von Spinelli¹ früher bereits an dieser Stelle im Zusammenhang mit der Ausbildung moderner Panzerungssysteme besprochen wurden. Sp. kommt zu dem Schluß, daß mit den von ihm vorgeschlagenen Anordnungen des Horizontalschutzes Bomben bis zu 2000 kg Gewicht abgewiesen werden können. Die angenommene Panzerung soll gleichzeitig genügenden Schutz gegen schräg auftreffende Artilleriegeschosse bis zu 35 cm Kaliber bieten.

Der Vergleich der von ihm angegebenen Panzerdicken (110+30 bzw. 100+40 mm in zwei übereinanderliegenden Decks) mit Angaben über die beabsichtigte Horizontalpanzerung der neuen englischen Schlachtschiffe (150 mm in einer Dicke) zeigt eine entsprechende Übereinstimmung. Sp. gibt an, daß sein Schutzsystem gegenüber dem normalen für ein Schiff von 30 000 t ein Panzermehrgewicht von 400—500 t bedingt, welches durch die mögliche Verringerung der Panzerdicken der Barbetten im Innenschiff auf Grund des besseren Horizontalschutzes sich auf 200 bis 300 t unter entsprechender Verringerung der metazentrischen Höhe um 0,18—0,20 m erniedrigt.

Sp. erwähnt ferner, daß ein 8000 ts-Kreuzer einen Horizontalschutz von insgesamt 80 mm Dicke im Bereich des Mittelschiffs erhalten kann, welcher sich auf ein oberes Panzerdeck von 60 und ein unteres von 20 mm Dicke verteilen und genügenden Schutz gegen Bomben bis zu 1000 kg Gewicht geben würde.

Während nach Sp. beim Vertikalschutz die Anordnung einer doppelten Panzerung mit außenliegendem, relativ dünnem Vorpanzer („piastra scappuciante“) zum Zweck der Entkappung des Geschosses und innenliegendem dickerem Panzer Vorteile bieten kann, schlägt er für den Horizontalschutz

¹ Spinelli, Capitano del Genio Navale: La protezione antiaerea per vari tipi di navi. Riv. maritt. 1935, Supplemento tecnico. Vgl. NK 35—22 bis 24 Werft Reed. Hafen 1935 S. 355, 369 u. 378.

die Anordnung eines dicken oberen und eines relativ dünnen unteren Panzerdecks vor, um zu verhindern, daß Flugzeugbomben im detonationsfähigen Zustande ins Innenschiff gelangen. Ähnliche Panzeranordnungen kommen nach seiner Ansicht auch für Geschütztürme in Betracht.

Während sich die Vorschläge Spinellis im allgemeinen auf die Verbesserung des Horizontalschutzes sowie nach der offensiven Seite hin auf Verbesserung und rationelle Aufstellung der Flakbewaffnung beschränken, enthalten diejenigen von Imperiali² wesentlich weitergehende Umstellungen.

I. schlägt ähnlich wie Sp. vor, das obere Panzerdeck so stark auszubilden, daß es imstande ist, schwere Bomben abzuweisen. Nach seiner Ansicht werden danach folgende Vorteile erreicht:

Der Gegner wird zunächst gezwungen, seine Bomben auf Panzerdurchschlag zu konstruieren und damit den bisher hohen Sprengstoffanteil wesentlich zu verringern. Dadurch wird die Detonationswirkung auch nach einem Durchschlag erheblich eingeschränkt. Zur Erzielung der zum Durchschlag erforderlichen Auftreffgeschwindigkeit werden ferner der Gegner zu relativ großer Flughöhe genötigt und damit seine Treffaussichten wesentlich verringert.

Wird andererseits das schwere Panzerdeck in den unteren Teil des Schiffskörpers, wie bisher meist üblich, gelegt, so bleiben über ihm große Räume, deren dann relativ leichter Schutz — durch ein schwächeres abschließendes Panzerdeck — auch von leichteren und schwächer gebauten, demzufolge also mit relativ großer Sprengladung versehenen Bomben durchschlagen werden kann. Bei der Detonation in geschlossenen Räumen ist aber mit einer beträchtlich größeren Zerstörungswirkung zu rechnen, als wenn die Bomben auf einem freien Deck detonieren. Wenn dabei auch keine vitalen Teile außer Betrieb gesetzt werden, so muß das getroffene Schiff doch immerhin eine Weile zur Instandsetzung aufsuchen, welche es je nach Zahl und Wirkung der Treffer für kürzere oder längere Zeit seiner Verwendung entzieht.

In grundsätzlich gleicher Richtung wie die von I. entwickelten Gedankengänge bewegt sich übrigens auch ein Vorschlag des englischen Naval constructor Spanner in seinem Werk „Armaments and the non-combatant“. Sp. erwähnt hier die Möglichkeit des Abwurfs zahlreicher kleiner Bomben mit je etwa 1—2 kg Sprengladung und Verzögerungs- oder hydrostatischem Zünder und nimmt an, daß bei dieser Angriffsart sich zahlreiche Unterwasser-Verletzungen der ungepanzerten Außenhaut bzw. leichten Wulsthaut ergeben werden, welche letztere nach seiner Angabe bei den englischen Schlachtschiffen nur eine Dicke von 1" (25,4 mm) hat. Das Vollaufen von Wulst- bzw. Wallgangzellen bzw. das erforderliche Gegenfluten zum Ausgleich von Schlagseite und Trimmänderung würde die betreffenden Schiffe zwar nicht gefechtsunfähig machen, aber doch so wesentlich in ihrer Wirksamkeit herabsetzen, daß sie zum Aufsuchen von Stützpunkten gezwungen würden.

Die Anordnung des Horizontalschutzes in einem hochgelegenen schweren Panzerdeck zwingt nach I. zum Verzicht auf die üblicherweise vorhandenen darüber liegenden, ungepanzerten Räume und Aufbauten zum Zweck der Verringerung der Detonationswirkung und um den Gewichtsschwerpunkt genügend niedrig halten zu können. Ebenso will I. auf sonstige Teile, wie Flugzeuginrichtungen, Schornsteine — er schlägt daher den Einbau von Dieselmotoren vor — und sogar auf die Flakbewaffnung der Schlachtschiffe, verzichten. Die letztere glaubt er, besser besonderen Spezialfahrzeugen übertragen zu können, da bei dem von ihm empfohlenen Schlachtschiffstyp sich eine genügende Zahl von Flak mit den entsprechenden Feuerleitrichtungen nicht vorsehen läßt.

Der Verzicht auf die ungepanzerten Teile des Oberschiffs bedingt nach I., daß sich ein Teil der Besatzung nicht mehr unter den bisherigen Wohnbedingungen dauernd an Bord unterbringen läßt. Dieser Besatzungsteil soll an Land in Kasernen untergebracht werden, wobei mit einer längeren Abwesenheit der Flotte von ihren Stützpunkten nicht gerechnet wird.

Die Anschauungen I.s bezüglich der zweckmäßigen Aufstellung der Mittelartillerie stimmen insofern mit den seinerzeit von dem Admiral Feo

² Imperiali, R., Tenente di Vascello: Influenza del fattore bellico aereo sulla tecnica costruttiva delle navi. Riv. maritt., Dezember 1936.

geäußerten Vorschlägen überein, als I. ebenfalls für eine Anordnung in der Mittschiffslinie, und zwar mit vorlichem Bestreichungsbereich, also vor den Türmen der schweren Artillerie, eintritt. Die Anordnung im Vorschiff hält I. für die zweckmäßigste, weil sie dem durch Torpedoangriffe am stärksten bedrohten Sektor entspricht. Auch die Türme der Mittelartillerie sollen ähnliche Panzerdicken wie die schweren Türme erhalten, um auch nach einem Gefecht mit schwerbewaffneten Schiffen noch mit ihnen rechnen zu können. Die Anordnung der Geschütze in Drillingtürmen unter Verringerung ihrer Gesamtzahl soll die durch die schwere Panzerung bedingte Gewichtsvermehrung zum Teil ausgleichen und auf eine relative Verringerung der Höhenmomente hinwirken.

Die Forderungen Imperialis gehen also dahin, das Schlachtschiff unter Verzicht auf alle Nebenfunktionen und einen erheblichen Teil der Wohnlichkeit zu einem reinen, besonders gut geschützten Artillerieträger zu machen und diese Nebenfunktionen Sonderfahrzeugen — Flak-Kreuzern, Flugzeugträgern usw. — zu übertragen.

Während Ansichten wie die obigen zum Teil durch die relativ geringen

Anforderungen an die Reichweite der Seestreitkräfte, wie sie die italienischen Konstruktionen schon öfter bestimmt haben, begründet erscheinen, stellt sich das Problem der Existenzberechtigung des Schlachtschiffes gegenüber der Luftwaffe für Marinen, welche wie die englische mit großen Seeräumen zu rechnen haben, unter teilweise anderen Gesichtspunkten dar. Ganz abgesehen von der Frage seiner Verwendbarkeit in begrenzten Meeresteilen, welche dem direkten Zugriff landgebundener Luftstreitkräfte ausgesetzt sind, erhebt sich hier vor allem die Frage, ob bei einer Flotte, welche zu weiträumigen Operationen außerhalb des begrenzten Wirkungsbereichs der von feindlichen Landstützpunkten einsetzbaren Flugzeuge bestimmt ist, überhaupt ein Ersatz des Schlachtschiffes durch irgendwie anders geartete Schiffstypen möglich ist.

Diese Frage ist nach englischer Ansicht, wie sie z. B. aus dem oben mehrfach erwähnten Kommissionsbericht hervorgeht, zu verneinen, solange Flugzeuge überhaupt von Schiffen als Basis abhängig sind, welche Basis eben der Vernichtung durch das stärkere Schiff — Schlachtschiff — ausgesetzt ist.
H. Evers.

Sir Joseph W. Isherwood †.

Am 24. Oktober ist Sir Joseph W. Isherwood, einer der größten und wohl der erfolgreichste Schiffbauer der Gegenwart, zu London in seinem Lebensjahr einer Lungenentzündung erlegen.

Sir Joseph Isherwood hat seine Schulung in West-Hartlepool auf der Schiffswerft von Edward Withy & Co. genossen und wurde im Jahre 1896 Surveyor bei Lloyds Register. Dies gab ihm Gelegenheit zu planmäßiger Beschäftigung mit den Konstruktionsgrundlagen des Stahlschiffbaues. Als eine Frucht vieljähriger Studien brachte er im Jahre 1907 jene epochemachende Erfindung heraus, die der Schiffbauwelt unter dem Namen des Längsspanntensystems bekannt geworden ist. Er begegnete mit seinen Vorschlägen zunächst der absoluten Skepsis der Schiffbauer, und es gelang ihm nicht ohne Mühe, eine Werft für einen Versuchsbau zu gewinnen. Die Schiffswerft von R. Craggs & Sons in Middlesbrough erbaute dann als erste das historische Längsspanntenschiff „Paul Paix“, einen Tanker von 6600 Tonnen. Im Laufe der nächsten 30 Jahre entwickelte sich das Längsspanntensystem zu der maßgebenden Bauart der Tanker- und der Erzschiff-Flotte der Welt. — In Deutschland wurde dem Erfinder kein Patent erteilt, da das Reichspatentamt nach ihm vorgelegten deutschen Konstruktionen den Neuheitswert dieser Bauart nicht anerkennen vermochte.

Schon 1912 bestellte die Eagle Oil Transport Co. zehn große Tanker von je 15 000 t Tragfähigkeit nach dem Längsspanntensystem. Das erste Schiff dieser Reihe „San Fraterno“ war 1913 das größte Tankerschiff der Welt. Im Jahre 1914 waren bereits 311 Schiffe mit rd. 2,5 Millionen t Tragfähigkeit nach diesem System gebaut oder in Bestellung. 1931 gab es schon 1858 Isherwood-Längsspanntenschiffe mit 15,5 Millionen t, und beim Tode Isherwoods waren 20 Millionen t weit überschritten. — Im Jahre 1914 hatte diese Entwicklung auch auf die Vereinigten Staaten von Nordamerika übergegriffen.

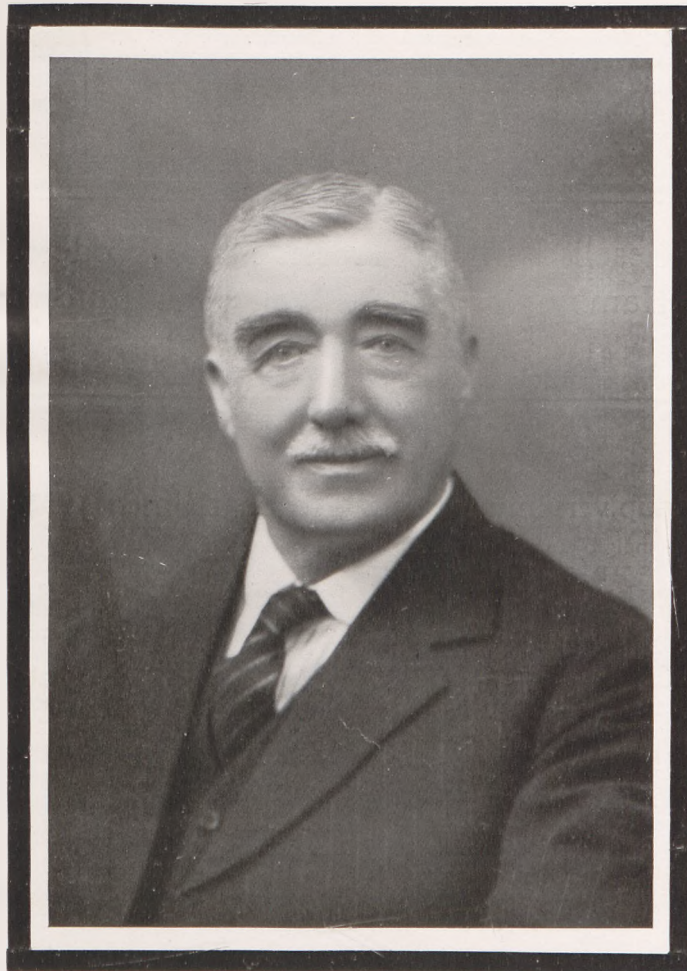
Selbstverständlich hat das Längsspanntensystem die Hauptschiffbauländer der Welt zu weiteren Entwicklungen angeregt, und es entstanden Abarten — man kann auch ruhig sagen Vervollkommnungen des Systems — und Kombinationen, bei denen z. B. Außenhaut, Doppelboden und Gurtungsdeck nach dem Längsspanntensystem gebaut wurden, im übrigen aber das Querspanntensystem beibehalten wurde. Hierbei ergaben sich verschiedene Abwandlungen des Isherwoodschen Grundgedankens. — Die britische Regierung erhob Sir Joseph 1921 in den Adelsstand und erkannte damit einem Ingenieur die hohe Würde eines Barons für seine Verdienste um die Interessen Großbritanniens zu.

In der Tat hat die Erfindung des Längsspanntensystems einen unwägenden Einfluß auf den Weltschiffbau ausgeübt und ihm außerordentliche Anregungen in der Richtung freierer Entfaltung des konstruktiven Genies in verschiedener Hinsicht gegeben, so daß das bewährte, bis dahin allein klassifikationswürdige Querspanntensystem gerade von da ab nicht mehr in dem bisherigen Ausmaß als Evangelium betrachtet wurde.

Nach Überschreiten des 60. Lebensjahres betätigte Sir Joseph sich in seinem ungestümen und erfinderischen Schaffensdrang auch auf dem Gebiete der Schiffsform. Er wies nach, daß das vollkommene Frachtschiff unter bestimmten Umständen der vergleichsweisen Dimensionierung und Formgestaltung in der Seetüchtigkeit und Geschwindigkeit unter den durchschnittlichen Bedingungen des Seebetriebs durch ein Schiff mit runder Kimmform und relativ völliger Enden noch übertroffen werden kann. Auch hier räumte er mindestens mit einer eingewurzelten „Bewährung“ auf und gab den Schiffbauern neue Anregung. Nach der sog. „Arc“-Form sind bisher von amerikanischen, britischen und holländischen Werften eine größere Zahl von Schiffen mit insgesamt rd. 300 000 t Tragfähigkeit gebaut worden. — Von großem Interesse war für die Schiffbauerwelt u. a. die Methode, mit welcher Isherwood die Schwierigkeiten bekämpfte, die sich an Quer- und Längsschotten, Seitenstringern und Rahmenspannten in deren Knieverbindungen — besonders bei Tankern und Erzschiffen — oft so störend bemerkbar machen. Er schuf das „Bracketless System of Ship Construction“, nach dem bereits eine große Zahl von Schiffen erbaut ist. Der Ersatz für die Knieverbindungen von Versteifungen mit anderen Konstruktionsteilen durch eine besondere Stellung der Versteifungen und gewisse örtliche Verstärkungen ist in der Tat geeignet, den Schiffbau auch hier auf befriedigendere Lösungen zu führen, als sie in den normalen Knieverbindungen erreicht sind.

Sir Joseph Isherwood befand sich im Alter von 67 Jahren auf der Höhe des Schaffens und Planens und keineswegs gestimmt, von der Bühne seiner fruchtbaren und über alle Schiffbauländer erstreckten Tätigkeit abzutreten. Er starb mitten in der intensivsten Arbeit. Ihm war es, wie wenigen Erfindern, vergönnt, die Erfolge langjähriger Strebens in der Verwirklichung seiner Gedanken und in deren Durchdringen zur Weltbedeutung zu erleben¹.
Dr.-Ing. E. Foerster.

¹ Die technisch-geschichtlichen Angaben in diesem Nachruf sind der britischen Zeitschrift „Shipbuilding and Shipping Record“ vom 28. Oktober 1937 entnommen. Das Bild wurde auf Wunsch des Verfassers von Sir William Isherwood zur Verfügung gestellt.



Verschiedene Nachrichten.

Schweißvorschriften für Schiffsdampfkessel.

Die Fortschritte, die in den letzten Jahren in der Schweißtechnik erzielt worden sind, und die Erfahrungen, die in der Anwendung der Schweißung beim Bau von Landdampfkesseln gesammelt wurden, haben zum Erlaß neuer Schweißvorschriften für Schiffsdampfkessel Veranlassung gegeben. Die neuen Vorschriften, die im „Ministerialblatt für Wirtschaft“, Jahrgang 1937, Nr. 18, veröffentlicht sind, lehnen sich eng an diejenigen für Landdampfkessel an.

Die Entwicklung der Schweißtechnik, insbesondere der Elektroschmelzschweißung und der hierbei verwendeten Zusatzwerkstoffe, hat dazu geführt, daß die im Schiffskesselbau gebräuchlichen Werkstoffe fast alle als gut schweißbar im Sinne der Vorschriften gelten können. Zu den seither für die Schweißung von Landdampfkesseln zugelassenen Stahlsorten rechnen unlegierter Flußstahl der Blechsorten I–IV und Molybdänstahl in den Festigkeitsgrenzen von 35–56 kg/mm² sowie Kupfer-Molybdänstahl. Die Elektroden sind in den letzten Jahren derart entwickelt worden, daß es möglich ist, eine den Eigenschaften des Grundwerkstoffes ähnliche Schweißverbindung herzustellen und außerdem den schädlichen Einfluß des in der Luft enthaltenen Stickstoffes und Sauerstoffes auf die Schmelze fernzuhalten.

Die neuen Schweißvorschriften bringen gewisse Erleichterungen für die Anwendung der Schweißung. Wesentlich ist vor allem, daß eine Sicherung der Schweißnähte durch Laschen nicht mehr verlangt wird, eine Forderung, die bisher in Anlehnung an englische und französische Schiffskesselvorschriften bei Nähten gestellt wurde, die auf Zug oder Biegung beansprucht werden. Ferner dürfen die Schweißnähte unabhängig von der Art des Verfahrens bis zu $v = 0,7$ bewertet werden, während bisher z. B. bei Dampfdomen nur mit 0,5 gerechnet werden durfte. Darüber hinaus ist eine Höherbewertung bis zu $v = 0,9$ für besondere Schweißverfahren vorgesehen. Für diese Höherbewertung ist eine Ausnahmegenehmigung erforderlich, die von einer Verfahrensprüfung abhängig gemacht wird. Alle bisher für die Schweißnahtberechnung $v = 0,9$ erteilten Ausnahmen sind bereits auf Schiffsdampfkessel ausgedehnt worden.

Die Erleichterungen, die die neuen Vorschriften zulassen, sind an die Voraussetzung gebunden, daß die Schweißungen nur von zuverlässigen Firmen ausgeführt werden. Die Werke müssen über geeignete Arbeitsmittel und gut geschultes, geprüftes Personal für die Ausführung und Überwachung der Schweißarbeiten verfügen. Sie sind gehalten, das Personal und die Schweißarbeiten laufend sorgfältig zu überwachen. Weiter wird grundsätz-

lich eine Nachbehandlung der geschweißten Stücke durch Normalglühen, ein Glühen bis über den oberen Umwandlungspunkt, — bei Flußstahl etwa 920° C — verlangt. Von der Glühbehandlung sind nur ausgenommen Schweißnähte zylindrischer Feuerbüchsen, ferner solche von Quersiedern und an Feuerlöchern kleiner Kessel, die nicht zum Schiffsantrieb dienen. Für die Rundnähte zur Verbindung der Flammrohre mit der Rohrwand der Feuerbüchsen ist Spannungsfreiglühen zulässig, d. h. Glühen im Temperaturbereich von 600–650° C, wodurch im allgemeinen nur die Schweißspannungen beseitigt werden.

Die Vorschriften beziehen sich auf den Neubau von Schiffskesseln. Ausbesserungsschweißungen dürfen nur nach Anmeldung im Einvernehmen mit der zuständigen Aufsichtsstelle ausgeführt werden, die Abweichungen von den Vorschriften im Einzelfall zulassen kann. Die neuen Vorschriften lassen Schweißarbeiten in größerem Umfange als bisher zu. Sie ermöglichen besonders beim Bau von Wasserrohrkesseln vorteilhaftere Ausführung und den Ersatz geschmiedeter durch die billigeren geschweißten Kesseltrommeln.

Baudirektor Hansen, Hamburg.

Seeschiffsverkehr der wichtigsten deutschen Seehäfen im III. Vierteljahr 1937.

Häfen	Ankommend:		Ausgehend:	
	Schiffe	Netto-Reg.-T.	Schiffe	Netto-Reg.-T.
Emden	1361	887 856	1371	886 110
Unterweser-Häfen (einschl. Bremische Häfen)	2780	2 807 576	2763	2 795 512
Hamburg (Großhamburgisches Gebiet)	5019	5 371 299	5240	5 409 808
Kiel	1489	455 090	1457	448 727
Flensburg	637	43 486	640	44 244
Lübeck	1885	393 820	1829	391 464
Stettin	2064	1 117 614	2079	1 118 350
Danzig	1682	1 112 776	1696	1 142 933
Königsberg	983	427 559	1033	440 526



Gesellschaft der Freunde und Förderer der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt e.V.

Geschäftsstelle: Hamburg 1, Alsterdamm 39 (Fernspr.: 33 33 32 u. 33 21 30).

Hauptversammlung und Tagungsfahrten 1938.

Die im Heft des 15. Oktober vorangekündigte Tagungsfahrt nach Belgien und Holland mit dem Turbinendampfer „Njassa“ der Deutschen Afrika-Linien vom 4.–12. Juni 1938 war wenige Tage nach Herausgabe der betr. Mitteilung ausgebucht.

Mit Rücksicht auf die zahlreichen weiteren Anmeldungen zu jener Tagungsfahrt haben wir das Schwesterschiff der „Njassa“, den Turbinendampfer „Usambara“, der von den Deutschen Afrika-Linien für eine Frühlings-Hansafahrt vom 18.–27. Mai bestimmt war, ebenfalls übernommen und führen diese Fahrt als Parallelunternehmen zur Tagungsfahrt der „Njassa“ mit der Erweiterung auf einen zweieinhalbtägigen Ausflug nach Paris durch.

Im Rahmen des Pariser Aufenthalts finden bereits gesicherte Zusammenkünfte mit maßgebenden Organisationen des schiffahrtstechnischen Arbeitsgebietes statt.

Für die Nichtteilnehmer an der Reise nach Paris besteht ein ähnliches Programm in Belgien wie für die „Njassa“-Fahrt, d. h. ein Besuch von Brüssel, Gent, Brügge und der Kanalküste, sowie des ehemaligen Kriegsgebietes in Westflandern.

Bezüglich des fachlichen Teils der Tagungsfahrten ist bisher noch wenig verlautbart worden, weil die Deutschen Afrika-Linien zunächst ihre Zu-

stimmung zum Einbau einer Zentral-Meßzelle in den Dampfer „Njassa“ zu erteilen hatten. Die „Njassa“ wird das erste Hamburger Schiff sein, welches eine derartige Einrichtung für zentrale Zusammenführung aller wichtigen Schiff und Maschine betreffenden Betriebs-Leistungsmessungen erhält. Die Bedeutung einer solchen Maßnahme für die Leistung und die Wirtschaftlichkeit jedes Schiffes wird an Hand dieses Beispiels durch Vorführungen und Erklärungen aus dem Direktionsbereich der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt während der Fahrt dargelegt werden. Auf der „Usambara“ wird das Gleiche durch Referat und Lichtbildervortrag veranschaulicht werden.

Das Programm der Hauptversammlung in Hamburg vom 2.–4. Juni 1938 wird unter Mitteilung der vorgesehenen Fachvorträge und Besichtigungen im April kommenden Jahres mit der offiziellen Tagungs-Einladung bekanntgegeben.

Gesellschaft der Freunde und Förderer der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt.

RA. Prof. Dr. W. Fischer
Vereinsleiter

Dr.-Ing. E. Foerster
Geschäftsführender Vorsitzender.