

# WERFT \* REEDEREI \* HAFEN

18. Jahrgang

15. August 1937

Heft 16

## Die Bedeutung der Versuchstechnik in der Binnen- und in der Seeschifffahrt.

Von K. Helm.

(Bericht des Verfassers über seinen vor der Bezirksgruppe Oberschlesien des Vereins zur Wahrung der Oder-Schiffahrtsinteressen gehaltenen Vortrag.)

155. Mitteilung der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt.  
(Schluß.)

Auf Abb. 3 sind Modellversuchsergebnisse mit drei Fahrzeugen von je 900 t Wasserverdrängung dargestellt, die im Ems-Weser-Kanalprofil untersucht wurden. Bei diesen sind die Hauptabmessungen, nämlich Länge, Breite, Tiefgang und Verdrängung, gleich, während Unterschiede in der Formgebung und in den Propellerdaten bestehen.

Bei gleichem Leistungsbedarf sind in den Geschwindigkeiten Unterschiede bis zu 16% festgestellt worden, während bei gleicher Geschwindigkeit bis zu 150% Mehrleistung gegenüber der Bestform benötigt wird. Für diesen Vergleich sind typische Formen der gebräuchlichsten Selbstfahrer gewählt worden.

Diese Versuchsergebnisse zeigen also, daß zwischen den möglichen Schiffformen und Propellerabmessungen noch große hydraulische Unterschiede bestehen, die um so größer werden, je ungünstiger das Verhältnis zwischen Schiffs- und Kanalquerschnitt wird.

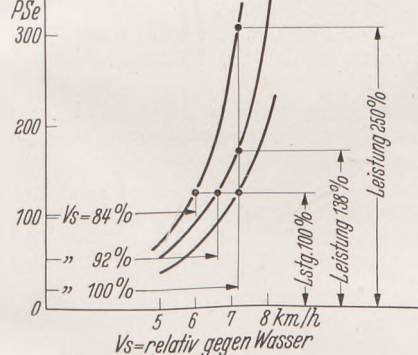


Abb. 3. Einfluß der Schiffform auf den Leistungsbedarf bei Fahrt im Ems-Weser-Kanal.

Es soll jetzt untersucht werden, in welchem Verhältnis die ökonomische Grenzgeschwindigkeit zur Stauwellengeschwindigkeit in Abhängigkeit von Wassertiefe und Wasserbreite liegt. Die Stauwellengeschwindigkeit läßt sich aus der Beziehung  $v = \sqrt{g \cdot H}$  errechnen. Da die Erdbeschleunigung hierin konstant ist ( $9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ ), kann auch statt  $v = \sqrt{g \cdot H} : v = 3,31 \sqrt{H}$  geschrieben werden.

Bei beschränktem Querschnitt wird statt der Wassertiefe (H) der hydraulische Radius, nämlich Kanalquerschnitt (F) durch Kanalumfang (U) in diese Beziehung eingesetzt. Es ist nun für eine Reihe von Versuchsergebnissen mit Selbstfahrern bei Fahrt auf beschränkter Wassertiefe und in Kanalquerschnitten die ökonomische Grenzgeschwindigkeit festgestellt, und für diese der Verhältniszwert  $\frac{v}{\sqrt{H}}$

für Ergebnisse mit Wasserbreiten über 100 m, und der Verhältniszwert  $\frac{v}{\sqrt{\frac{F}{U}}}$  für Ergebnisse bei geringeren Fahrwasserbreiten gebildet worden.

Trägt man diese Werte über dem Verhältniszwert  $\frac{\text{Wasserquerschnitt}}{\text{Schiffsquerschnitt}}$  auf, so ergibt sich der auf Abb. 4 dargestellte Kurvenzug. Dieser zeigt, daß die Abweichung zwischen Stauwellengeschwindigkeit und ökonomischer Grenzgeschwindigkeit um so größer wird, je geringer das Verhältnis zwischen  $\frac{\text{Wasserquerschnitt}}{\text{Schiffsquerschnitt}}$ , d. h. je ungünstiger der zur Verfügung stehende Wasserquerschnitt ist. Hierbei ist in allen den Fällen, wo unbeschränkte Kanalbreite vorhanden war, für die Rechnung eine Breite von 100 m eingesetzt worden.

Fährt beispielsweise ein Selbstfahrer von 8 m Breite und 1,85 m

Tiefgang auf einer Wassertiefe von 2,5 m bei unbeschränkter Kanalbreite, so ergibt sich ein Querschnittsverhältnis von  $\frac{250}{14,8} = 16,9$ . Greift man für diese Querschnittsverhältnisse die zugehörige Geschwindigkeit  $\frac{v}{\sqrt{H}}$  für ökonomische Fahrt ab, so ergibt sich ein Wert von 2,24. Aus diesem läßt sich die ökonomische Geschwindigkeit errechnen, und zwar  $2,24 \cdot \sqrt{H} = 2,24 \cdot 1,58 = 3,55 \text{ m/s}$  oder  $12,77 \text{ km/h}$ . Bei diesem Beispiel beträgt die ökonomische Geschwindigkeit rd 71% der Stauwellengeschwindigkeit.

Aus den beiden oberen Kurven von Abbildung 4 läßt sich der spezifische Leistungsbedarf ermitteln; derselbe liegt bei dem gewählten Beispiel zwischen 0,27 bis 0,4 PS pro Tonne Wasserverdrängung, d. h. bei 900 t eine Leistung zwischen 245—360 PSe.

Dieser große Unterschied von über 100 PS im Leistungsbedarf ist, wie schon erwähnt, von der gewählten Schiffform, von ihrer Völligkeit und der Wahl der Propellerdaten abhängig. Außerdem ist es nicht gleichgültig, wie das Verhältnis von  $\frac{\text{Schiffsbreite}}{\text{Schiffstiefgang}}$  gewählt wird.

Bei einer Querschnittsfläche von  $16 \text{ m}^2$  kann beispielsweise die Breite 6 m und der Tiefgang 2 m oder aber die Breite 9 m und der Tiefgang 1,77 m betragen. Es ist leicht einzusehen, daß bei geringen Wassertiefen, in diesem Fall unter 2,5 m, das breitere Schiff günstiger sein wird. Bei größeren Wassertiefen wird jedoch das schmalere Schiff günstigere Geschwindigkeiten erzielen.

Die Darstellung der ökonomischen Grenzgeschwindigkeit zeigt nun auch, daß die Streuungen der Werte bei geringen Querschnittsverhältnissen am größten sind, und zwar bis 8%. In solchen Fällen ist es daher immer ratsam, das jeweilige Optimum durch einen Modellversuch zu ermitteln. Andererseits gibt diese Darstellung dem Konstrukteur wie dem Reeder ein Mittel in die Hand, bei gegebenen Fahrtverhältnissen die günstigste Schiffsgröße sowie die hierfür nötige Motorgröße zu bestimmen.

Betreffs der Formgebung sind für Einschrauber, die durchweg auf beschränkter Wassertiefe fahren sollen, folgende Richtlinien maßgebend:

Es kommt in erster Linie darauf an, die Hinterschiffslinien so zu formen, daß das Wasser der Schraube von den Schiffsseiten und nicht vom Schiffsboden her zufließt. Mit Rücksicht auf das Austauchen der Schraube bei geringen Tiefgängen läßt sich dieses am besten durch eine Tunnelheckform, deren Tunnel an den Schiffsseiten beginnen und sich im Bereich der Schraube vereinigen, ermöglichen.

Um ein möglichst scharfes Hinterschiff zu erhalten, muß der Ver-

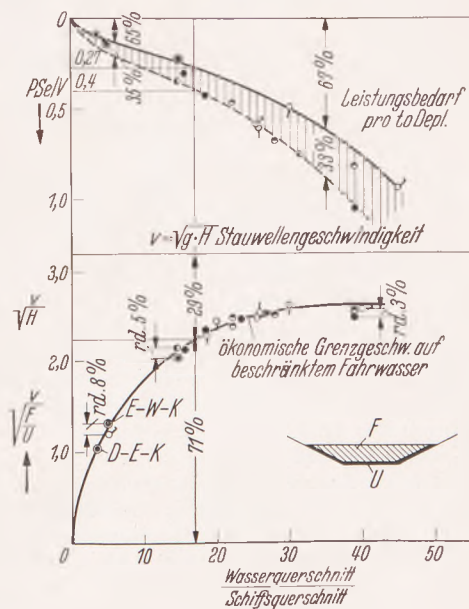


Abb. 4. Ökonomische Grenzgeschwindigkeiten und Leistungsbedarf für Selbstfahrer auf beschränktem Fahrwasser.

drängungsschwerpunkt etwa  $1 \pm 1,5\%$  der Schiffslänge vor dem Hauptspant gelegt werden. Der Völligkeitsgrad darf bei größter Abladung, bezogen auf die Länge über alles, nicht höher als  $83,5\%$  liegen. Bezogen auf die im Schiffbau übliche Länge zwischen den Loten, ergibt sich hierfür ein Wert von etwa  $85\%$ .

Die Vorschiffsspannen müssen an den Spantfüßen im Bereich des Vorstevens gut abgerundet werden.

Bei Selbstfahrern mit zwei Schrauben kann auch, zumal wenn diese durchweg auf Wassertiefen von etwa zweifachem Schiffstiefgang fahren, die baulich wesentlich einfachere Löffelheckform gewählt werden. Um hier ein Fahren auf geringen Tiefgängen zu ermöglichen, müssen die Propeller mit einem Schirmblech abgedeckt werden. Diese Fahrzeuge kommen jedoch zur Hauptsache nur für die Donau in Frage.

Außer der Begrenzung der Fahrgeschwindigkeit durch die gegebenen Wasserquerschnitte ergibt sich für die Bergfahrt auf einem Strom noch eine Verminderung der erreichbaren Höchstgeschwindigkeit

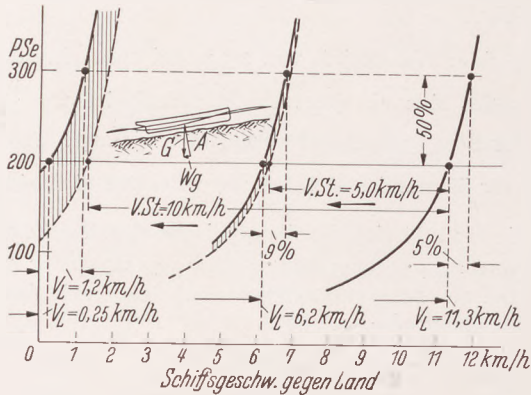


Abb. 5. Einfluß von Stromgeschwindigkeit und Oberflächengefälle auf die Fahrgeschwindigkeit.

keit durch die jeweilige Stromgeschwindigkeit und eine Erhöhung des Leistungsbedarfs für die Überwindung des Oberflächengefalles (Abb. 5). Je größer die Stromgeschwindigkeit wird, desto größer wird auch das Oberflächengefälle. In diesem Zusammenhang soll ein weitverbreitetes Mißverständnis zwischen Schiffern und Strombauämtern geklärt werden. Der Schiffer weiß beispielsweise, daß sein Schiff  $11,3$  km/h gegen Land in stromlosem Wasser fährt; in einer bestimmten Stromenge fährt es jedoch nur  $0,25$  km/h gegen Strom. Hieraus schließt nun der Schiffer, daß hier eine Stromgeschwindigkeit von  $11,05$  km/h läuft, während das Strombauamt an dieser Stelle bei gleichem Pegelstand nur eine Stromgeschwindigkeit von  $10$  km/h gemessen hat. Tatsächlich läuft hier nur ein Strom von  $10$  km/h, aber das Schiff muß eben das an dieser Stelle vorhandene Stromgefälle überwinden. Hierfür braucht es eine Mehrleistung, die der fehlenden Geschwindigkeit von  $1$  km/h entspricht.

Dieses Beispiel ist auf Abb. 5 dargestellt. Während sich bei einem Strom von  $5$  km/h nur ein zusätzlicher Geschwindigkeitsabfall von etwa  $0,1$  km/h für die Überwindung des Oberflächengefalles ergibt, beträgt dieser  $1,05$  km/h bei einem Strom von  $10$  km/h. Erhöht sich die Stromgeschwindigkeit jetzt noch um einen geringen Betrag, oder aber die Wassertiefe wird um ein geringes niedriger, so wird das Schiff mit der vorhandenen Leistung von  $200$  PSe dieses Hindernis nicht mehr überwinden können. Ist hiermit zu rechnen, muß dem Fahrzeug eine entsprechend höhere Leistung eingebaut werden, trotzdem diese auf den normalen Fahrtstrecken nicht ökonomisch ausgenutzt werden kann. Wird z. B. die Leistung von  $200$  auf  $300$  PSe erhöht, also um  $50\%$ , so wird freilich bei der Stromgeschwindigkeit von  $10$  km/h die Geschwindigkeit gegen Land von  $0,25$  auf  $1,2$  km/h erhöht. Hier steigt die Geschwindigkeit beinahe auf das Fünffache. Bei  $5$  km/Stromgeschwindigkeit wird aber nur noch eine Erhöhung von  $6,2$  auf  $6,75$  km/h, also etwa  $9\%$  erzielt, während in stromlosem Wasser nur eine Erhöhung von  $11,3$  auf  $11,85$  km/h, d. h. eine nur etwa  $5\%$  höhere Geschwindigkeit bei  $50\%$  Mehrleistung erzielbar ist.

Wie schon eingangs erwähnt, ist der Selbstfahrer in diesem Punkt dem Schleppbetrieb unterlegen, da einmal die nötige Leistungsreserve beim Selbstfahrer prozentual wesentlich höher sein muß als bei einem Schlepper und zum andern der Selbstfahrer seine Leistungsreserve nicht so ökonomisch ausnutzen kann wie der Schlepper, der z. B. einen Kahn mehr anhängen kann.

Der Vergleich der Transportleistung eines Schleppzuges mit derjenigen eines Selbstfahrers ergibt für Fahrtverhältnisse auf den unteren Stromgebieten bei Zugrundelegung gleicher Transportgeschwindigkeit etwaige Gleichwertigkeit, wenn die jeweils aufzuwendende Maschinenleistung miteinander verglichen wird.

Mit abnehmender Fahrwassertiefe verschiebt sich dieser Vergleich

zugunsten des Schleppzuges. In Kanälen ist der Schleppzug dem Selbstfahrer um  $15\%$  überlegen. Hierbei ist ein Kanalmaßselbstfahrer zugrunde gelegt worden. Bei kleineren Selbstfahrern wird der Vergleich für diesen wieder günstiger, bei größeren jedoch noch ungünstiger. Für diese Vergleichsrechnungen waren in beiden Fällen Versuchsergebnisse mit modernen Schiffs- bzw. Kahnformen gewählt.

In der Praxis verschieben sich diese Werte zum Teil zuungunsten des Schleppbetriebes.

Diese Tatsache ist darauf zurückzuführen, daß hier noch eine Unmenge veralteten Kahnmaterials verwendet wird, während sich der Selbstfahrerbetrieb zur Hauptsache aus modernen Fahrzeugen rekrutiert.

Wie durch Modellversuche nachgewiesen ist, haben die ungünstigen Elbkähne Typ „Bertha“ etwa  $30-60\%$  höhere spezifische Widerstände als moderne Kähne vom Typ „Amanda“.

Des weiteren ist durch Modellversuche festgestellt, daß diese Fahrzeuge mit verhältnismäßig geringen Mitteln in moderne Formen umgebaut werden können. Hierzu ist nur eine Verschärfung von Vor- und Hinterschiff im Bereich der Kimm nötig.

Wenn nun auch heute infolge des veralteten Kahnmaterials dem Selbstfahrer eine geringe Überlegenheit in bezug auf den spezifischen Leistungsbedarf eingeräumt werden muß, so ist dieses nur eine Frage der Zeit. Bei gleichwertigem Schiffsmaterial verbleiben für den Selbstfahrer gegenüber dem Schleppbetrieb nur noch folgende Vorteile: einmal die höhere Reisegeschwindigkeit bei entsprechend höherem Leistungsbedarf und zum anderen die größere Unabhängigkeit. Wie weit diese Vorteile die angeführten Nachteile überwiegen, fällt nicht in den Aufgabenbereich einer Versuchsanstalt; hier muß dem Schiffahrtssachverständigen die Entscheidung überlassen bleiben.

Während bisher zur Hauptsache das Problem „Schleppbetrieb oder Selbstfahrer“ erläutert wurde, wobei für den Selbstfahrer das Kanalmaß zugrunde gelegt war, soll jetzt ein Vergleich zwischen zwei Selbstfahrern von unterschiedlicher Größe behandelt werden, und zwar einem Fahrzeug von  $300$  t Verdrängung bei  $1,2$  m Abladung und einem von  $700$  t Verdrängung bei  $1,6$  m Abladung.

Für diesen Vergleich ist als Fahrgebiet der Rhein bis nach Basel gewählt, da gerade hier die Verhältnisse für den Selbstfahrer besonders günstig sind.

Nach Angaben von Wasserbauämtern und der Schifffahrt ist auf der Strecke Freiburg bis Basel mit Stromgeschwindigkeiten von  $3,5$

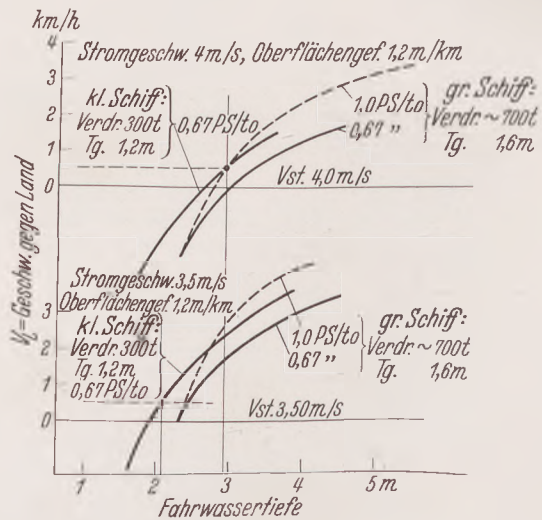


Abb. 6. Leistungsbedarf auf der Strecke Freiburg—Basel.

bis  $4$  m/s bei einem Oberflächengefälle von  $1,2$  m/km zu rechnen. Als geringste Wassertiefe wird ein Wert von  $2$  m angegeben.

Das Fahrzeug von  $300$  t hat eine Maximalleistung von  $200$  PSe, d. h. eine spezifische Leistung von  $0,67$  PS pro Tonne Wasserverdrängung. Hiermit läßt sich unter der Voraussetzung, daß noch eine Mindestgeschwindigkeit gegen Land von  $0,5$  km/h zurückgelegt werden soll, bei der Stromgeschwindigkeit von  $3,5$  km/h eine geringste Wassertiefe von  $2,1$  m überwinden. Bei  $4$  m/s Stromgeschwindigkeit wird eine geringste Wassertiefe von  $2,9$  m beherrscht (Abb. 6).

Das Fahrzeug von  $700$  t überwindet mit einer Leistung von  $470$  PSe, d. h. bei gleicher spezifischer Leistung unter sonst gleichen Bedingungen bei  $3,5$  km/h Strom nur eine niedrigste Fahrtiefe von  $2,45$  m statt  $2,1$  m; bei  $4,00$  m/s Strom eine solche von  $3,4$  m statt  $2,9$  m.

Bei  $3,5$  m Strom sind die Fahrtverhältnisse auch durch starke Leistungserhöhung nicht wesentlich zu verbessern. Mit einer spezifischen Leistung von  $1$  PS/to, also einer absoluten Leistung von  $700$  PSe, läßt sich die beherrschbare niedrigste Wassertiefe nur von  $2,45$  auf  $2,4$  m reduzieren.

Bei 4 m/s Strom ist es jedoch mit der erhöhten Leistung von 1 PS/to möglich, die gleiche Wassertiefe wie mit dem kleinen Fahrzeug von 300 to bei einer spezifischen Leistung von 0,67 PS/to zu befahren.

Um also mit dem großen Schiff annähernd die gleichen Bedingungen wie mit dem kleinen Schiff zu erfüllen, müßte für das große Schiff die spezifische Leistung von 0,67 auf 1 PS/to erhöht werden.

Der Vergleich des Leistungsbedarfs für ökonomische Fahrt auf den freien Stromstrecken mit der für die Baselfahrt nötigen Höchstleistung geht aus der Darstellung in Abb. 7 hervor.

Während das kleine Fahrzeug seine Höchstleistung schon bei Fahrtiefen über 3 m voll ausnutzen und auf einer Fahrtiefe von 2 m zur ökonomischen Fahrt noch 70% auf der Höchstleistung ausnutzen kann, sind diese Verhältnisse für das große Schiff bedeutend ungünstiger.

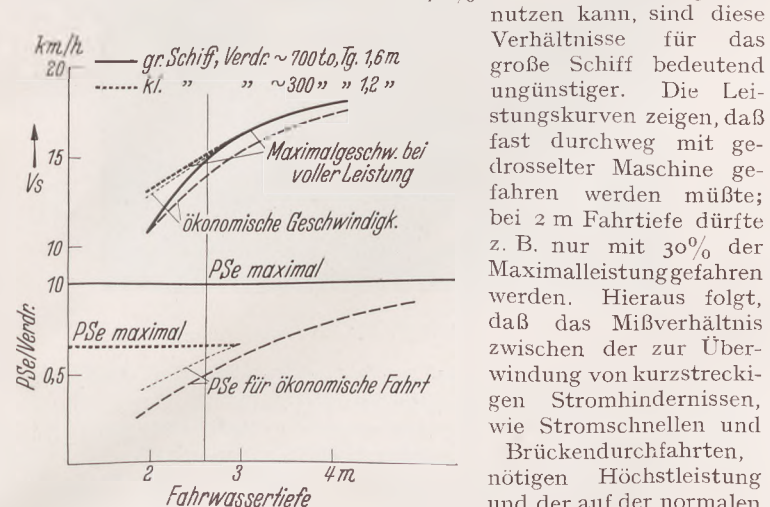


Abb. 7. Vergleich der nötigen Höchstleistung für die Baselfahrt mit dem tatsächlichen Leistungsbedarf für ökonomische Fahrt.

ist es vollkommen zwecklos, die vorhandene Höchstleistung auf der freien Stromstrecke auszufahren, wie aus dem Vergleich der Geschwindigkeitskurven leicht zu ersehen ist. Das große Schiff würde auf 2,6 m Fahrtiefe bei doppelter Leistungsaufnahme nur ein Mehr an Geschwindigkeit von 6% erzielen.

Die Überlegenheit des kleineren Fahrzeuges bleibt auch auf der freien Stromstrecke bestehen. Bei wesentlich günstigerer Ausnutzung der Maschinenanlage und kleinerem spezifischem Leistungsbedarf können auf geringen Wassertiefen bis etwa 2 km/h höhere Stauwassergeschwindigkeiten erzielt werden. Auf größeren Wassertiefen dürften beide Fahrzeuge ziemlich gleichwertig sein.

Wie aus Fahrtergebnissen mit Selbstfahrern auf der Baselfahrt festgestellt wurde, ist die benötigte Leistung nicht ganz so hoch, wie im Modellversuch ermittelt wurde. Diese Tatsache ist wohl darauf zurückzuführen, daß die von den Wasserbauämtern angegebenen hohen Stromgeschwindigkeiten nicht unmittelbar an den Stellen geringster Wassertiefe auftreten. Hierdurch werden sich die Fahrbedingungen etwas günstiger stellen, so daß das festgestellte Mißverhältnis zwischen wirtschaftlicher und Höchstleistung nicht ganz so ungünstig ist, wie im vorhergehenden geschildert.

Auf der Donau, wo streckenweise noch ungünstigere Verhältnisse vorliegen, werden die Selbstfahrer allgemein als Zweischauber mit 2 x 400 PSe gebaut. Hier wird die Leistungsreserve auf den freien Stromstrecken dadurch ausgenutzt, daß einige Kähne in Schlepp genommen werden.

Im vorigen Jahr hat nun die Versuchsanstalt mit Mitteln der Gesellschaft der Freunde und Förderer der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt Vergleichsversuche mit zwei Donaугüterbooten angestellt. Hierbei wurde ein Zweischaubenantrieb mit einem Dreischaubenantrieb verglichen<sup>3</sup>.

Dem Dreischaubenantrieb lagen folgende Konstruktionsbedingungen zugrunde:

Die Leistung wird zur Hälfte von zwei kleinen tiefliegenden Seitenschrauben mit 1100 mm Durchmesser und zur anderen Hälfte von einer größeren Mittelschraube mit 1540 mm Durchmesser aufgenommen. Mit voller Leistung, also mit beiden Motoren, wird nur in Stromengen gefahren, während normal nur ein Motor in Betrieb gesetzt wird.

Auf geringem Tiefgang werden nur die beiden Seitenschrauben angetrieben, während die Mittelschraube abgekuppelt wird und leer mitläuft.

<sup>3</sup> Vgl. Kempf-Helm: Vergleichsversuche mit einem Zwei- und Dreischauben-Motorgüterboot mit Löffelheckform. Werft Reed. Hafen 12 (1937).

Auf größeren Tiefgängen kann entweder nur die Mittelschraube angetrieben werden (bei abgekuppelten Seitenschrauben) oder aber mit allen drei Schrauben gefahren werden.

Da die Motoren wahlweise eingesetzt und deshalb häufiger überholt werden können, sollen schnelllaufende Motoren Verwendung finden.

Durch entsprechende Untersetzungsgetriebe werden die Motordrehzahlen den Propellerdrehzahlen für die beiden Belastungsverhältnisse „halbe Leistung“ bzw. „volle Leistung“ angepaßt.

Die auf einer Fahrwassertiefe von 5 m gemessenen Höchstgeschwindigkeiten sind in Abhängigkeit vom Schiffstiefgang zusammengetragen (Abb. 8).

Mit voller Leistung wird gegenüber dem Zweischaubenantrieb eine etwa 1,5% höhere Geschwindigkeit erzielt.

Wird die halbe Leistung auf alle drei Schrauben verteilt, so sind noch 90% der mit Vollast erzielbaren Geschwindigkeit erreichbar, also auch hier durch Leistungsverdoppelung nur 10% mehr Geschwindigkeit.

Nehmen nur die Seitenschraubenleistung auf, werden 85,5%, und wenn nur die Mittelschraube Leistung aufnimmt, 83% der bei Vollast erzielbaren Geschwindigkeit erreicht.

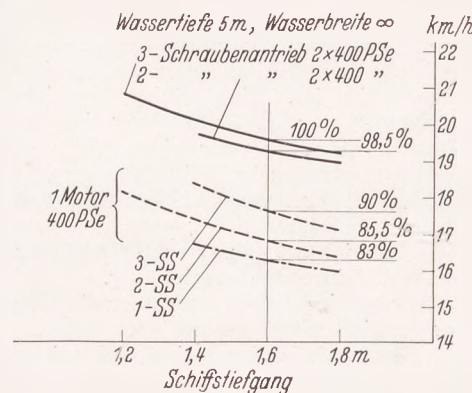


Abb. 8. Vergleich der Höchstgeschwindigkeit. Zwei- und Dreischaubenantrieb.

Dieser Geschwindigkeitsabfall gegenüber Vollast wird sich auf geringeren Wassertiefen noch zugunsten der Fahrt mit halber Leistung verschieben.

Das Grundprinzip dieses Antriebs kann auch für ein Einschraubenschiff benutzt werden, wenn zwei Motoren hinter- oder nebeneinander angeordnet werden. Soll das Untersetzungsgetriebe vermieden werden, sind langsamlaufende Motoren und eine Umsteuerschraube zu wählen.

Im folgenden wird dieses Antriebsprinzip näher erläutert:

Der Leistungsbedarf eines Einschraubenschiffes ist für den mittleren Fahrbereich auf der Elbe in Abhängigkeit seiner Propellerdrehzahl dargestellt (Abb. 9). Als Antrieb werden zwei hintereinander schaltbare Motoren von je 200 PSe bei 350 Umdr./min gewählt. Die Propellerdaten sind so bemessen, daß bei Antrieb durch beide Motoren der Gleichgewichtszustand zwischen Leistungsbedarf der

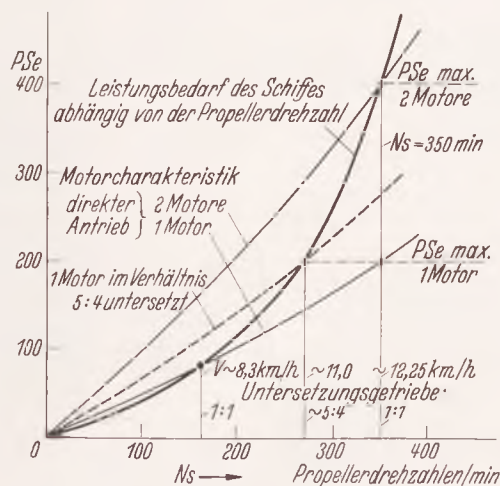


Abb. 9. Einschraubenantrieb mit zwei hintereinander schaltbaren Motoren von je 200 PSe bei 350 Ns/min.

Schraube und Leistungsabgabe der Motoren gerade dann besteht, wenn sowohl die Propeller- als auch die Motordrehzahl 350/min beträgt. In diesem Zustand wird in vorliegendem Belastungsfall eine Geschwindigkeit von 12,25 km/h erreicht.

Wird jetzt ein Motor abgeschaltet, so ist ein Gleichgewichtszustand zwischen Antriebsmittel und Motor erst mit einer Drehzahl von 160/min bei einer Motorleistung von rd. 80 PSe möglich.

Abgesehen von dem ungünstigen Brennstoffverbrauch des Motors, wird jetzt nur noch eine Geschwindigkeit von 8,3 km/h gefahren; das bedeutet gegenüber der mit zwei Motoren erreichbaren Höchstgeschwindigkeit eine Geschwindigkeitsverminderung von etwa 32%. Durch eine Untersetzung der Motordrehzahl im Verhältnis 5:4 läßt

sich nun ein Gleichgewichtszustand bei 280 Propellerumdrehungen mit einer Leistungsaufnahme von 200 PSe erzielen, was für den Motor 200 PSe bei 350 Umdrehungen bedeutet. Der Motor wird also jetzt wieder voll ausgelastet. Die Fahrgeschwindigkeit beträgt etwa 11 km/h, d. h. gegenüber der Höchstgeschwindigkeit bei zwei Motoren nur 10% Fahrtverlust.

Bei Wahl dieser Antriebsart wird man tunlichst statt der langsamlaufenden Maschinen zwei Schnellläufer wählen, die durch entsprechende Stufengetriebe so untersetzt werden, daß bei dem Antrieb mit beiden Maschinen an der Propellerwelle eine Drehzahl von 350 und bei nur einer Maschine eine solche von 280/min aufgenommen wird.

Nach dem vorliegenden Material folgt, daß die Propellerbelastungen durch die jeweiligen Fahrwassertiefen stark beeinflußt werden. Aus diesem Grund wird die beschriebene Antriebsart vollkommen nur für den geschilderten Belastungsfall ausgenutzt werden können, während das Verhältnis von Leistungsaufnahme und Propellerdrehzahl auf den weiteren Fahrgebieten gewissen Schwankungen unterworfen ist. Eine völlige Angleichung an die höchste Motorleistung ist nur bei Verwendung eines hydraulischen Getriebes, einer Umsteuerschraube oder eines Voith-Schneider-Propellers möglich. Welche von diesen drei Möglichkeiten am günstigsten ist, kann nur von Fall zu Fall durch vergleichende Modellversuche und eine anschließende Rentabilitätsrechnung entschieden werden. Immerhin erscheint diese Antriebsart für einen Selbstfahrer vom hydraulischen Standpunkt aus durchaus zweckmäßig.

Es soll jetzt noch kurz über die Möglichkeiten zur Verbesserung der Antriebsmittel gesprochen werden.

Grundsätzlich ist derjenige Antrieb am günstigsten, der die ihm übertragene Energie möglichst verlustfrei dem Wasser mitteilt. Diese Aufgabe wird um so besser erfüllt, je größer die beschleunigte Wassermasse und je kleiner die erteilte Beschleunigung, d. h. je geringer die Belastung pro Quadratmeter Strahlfläche ist. Je größer nämlich die Differenz zwischen Fahrt- und Strahlaustrittsgeschwindigkeit wird, um so größer ist die Strahleinschnürung. Gelingt es, diese Strahleinschnürung zu vermeiden bzw. zu vermindern, so kann der Antrieb wesentlich verbessert werden.

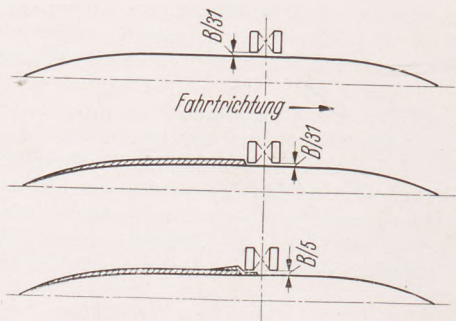


Abb. 10. Beeinflussung der Strahleinschnürung durch Herausrücken der Schiffswände.

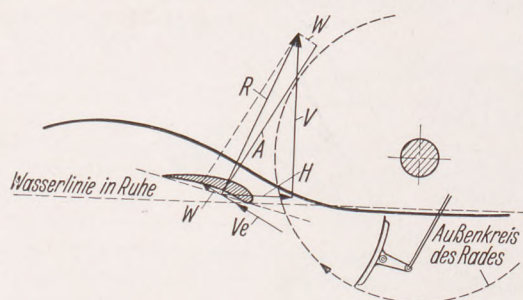


Abb. 11. Propulsionsverbesserung durch Schubflügel.

Kräfteplan:

$V_e$  = Anströmrichtung,  $R$  = Resultierende aus  $A$  und  $W$ ,  
 $W$  = Widerstand,  $V$  = Vertikalkraft,  
 $A$  = Auftrieb,  $H$  = Horizontalkraft = Schub.

Bei Schaufelrädern gibt es hierfür zwei Möglichkeiten. Die eine besteht darin, daß man die Schiffswände entsprechend formt<sup>4</sup> (Abb. 10). Neben der hierbei erzielbaren Verbesserung des Antriebswirkungsgrades durch Verminderung der Strahleinschnürung hat man noch den Vorteil, daß der Tiefgang bei gleicher Verdrängung infolge des verbreiterten Hinterschiffes niedriger gehalten werden kann, wodurch sich

<sup>4</sup> Anmerkung der Schriftleitung: Es sei hier bemerkt, daß Wulste zur Stabilisierung eines Schiffes in der hier angegebenen Form zuerst bei der Firma Blohm & Voss, Hamburg, im Jahre 1912 an einem alten Raddampfer („Prinzessin Heinrich“) ausgeführt worden sind. Neben der Stabilisierung wurde durch die formstabilen Anbauten eine Erhöhung der Geschwindigkeit um  $\frac{1}{4}$  kn und auch eine Verbesserung der Steuerfähigkeit festgestellt.

eine weitere Verbesserung ergibt. Je nach Wahl der Ausführung lassen sich Gewinne zwischen 10 und 15% erzielen.

Während sich diese Maßnahme am besten bei Neubauten ausnutzen läßt, ist die zweite gerade für Umbauten besonders geeignet. Hier wird die im Radwellensystem verschwendete Energie durch Einbau eines Schubflügels zurückgewonnen (vgl. schematische Darstellung Abb. 11). Der aus diesem Schubflügel mit Sicherheit zu erwar-

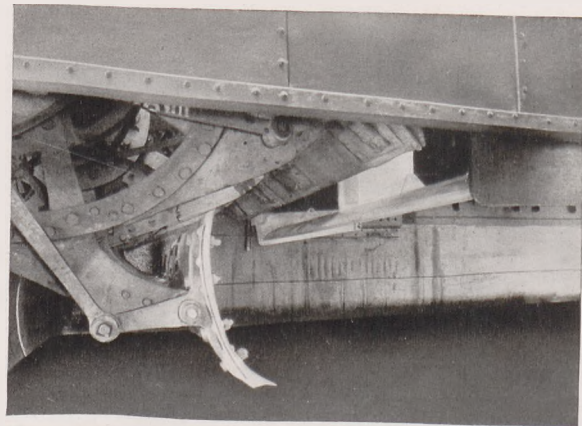


Abb. 12. Schubflügel für Großausführung.

tende Gewinn beträgt je nach der Belastung 10% und mehr. Nach diesem System sind bis jetzt schon etwa 15 Fahrzeuge mit Erfolg umgebaut worden, während zur Zeit weitere 17 Schiffe in Bearbeitung sind. Nach vorliegenden Probefahrtsberichten sind mit diesem Schubflügel teilweise Verbesserungen zwischen 15 und 20% erzielt worden. Der Anbau eines solchen Schubflügels am großen Schiff ist auf Abb. 12 gezeigt.

Bei einem Propeller läßt sich die Strahlkontraktion durch Um-

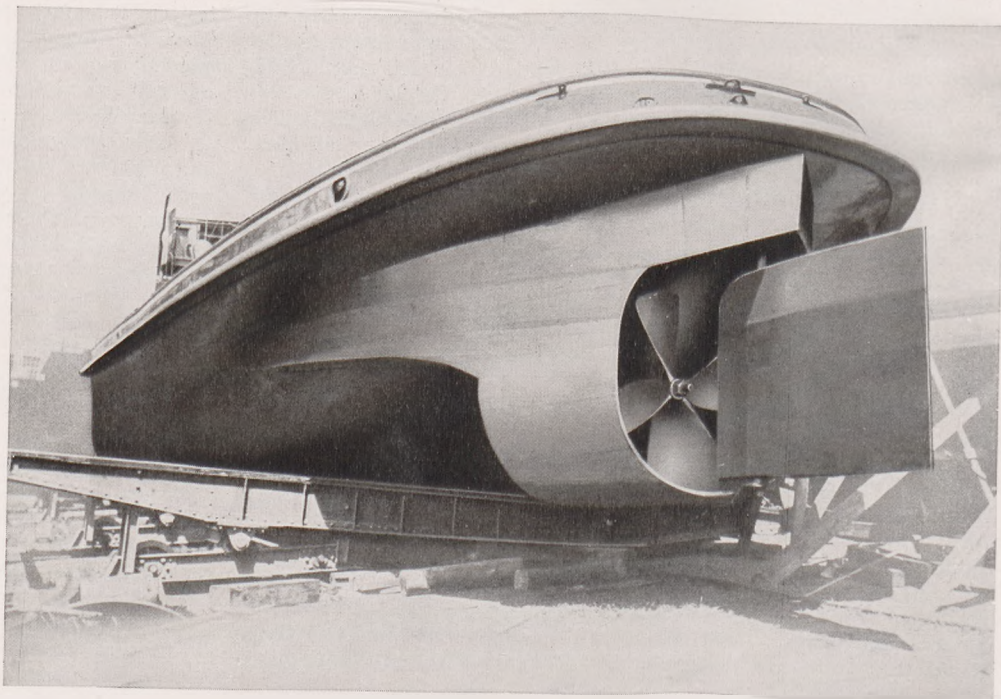


Abb. 13. Korddüse für ein Flußfahrzeug.

manteln der Schraube mit einem düsenförmigen Ring nach dem gleichen hydrodynamischen Prinzip ausnutzen, wodurch auch hier ein zusätzlicher Schub erzeugt wird (Korddüse). Auch hier ist der Gewinn um so größer, je höher die Schraubenbelastung wird. Bei Schleppern wurde mehrfach eine Verbesserung zwischen 20 und 30% gemessen. Dieser Gewinn nimmt mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit ab. Bei Selbstfahrern sind im mittleren Fahrbereich Gewinne von etwa 10–15% festgestellt.

Die hier angegebenen Verbesserungswerte beziehen sich auf Modellversuchsergebnisse. In der Praxis sollen diese Werte zum Teil noch überschritten sein.

Eine Großausführung zeigt Abb. 13.

Während bei Flachwasserfahrzeugen die ökonomische Geschwindigkeit ausschlaggebend durch die Fahrwassertiefe und den Flußquerschnitt bestimmt wird, ist diese bei einem auf unbeschränktem Wasser fahrenden Schiff in erster Linie durch die Schiffslänge und den ge-

wählten Völligkeitswert bestimmt. Darüber hinaus ist die Wahl des Längen- und Tiefen-Breiten-Verhältnisses, die Verdrängungsverteilung und die Schwerpunktslage von ausschlaggebender Bedeutung. Während bei Flachwasserfahrzeugen der Schwerpunkt allgemein vor dem Hauptspant liegen muß, um den Wasserzustrom zur Schraube möglichst günstig zu gestalten, ist bei einem Seeschiff die Lage des Schwerpunktes abhängig von der gewünschten Geschwindigkeit und kann daher sowohl vor als auch hinter Schiffsmittle liegen, um einen möglichst schlanken Verlauf der Bugwelle zu gewährleisten. Soll bei einem gegebenen Schiff die Geschwindigkeit durch Leistungserhöhung gesteigert werden, so ist dies wirtschaftlich nur dann möglich, wenn gleichzeitig das Vorschiff verlängert wird. Solche Umbauten sind in den letzten Jahren mehrfach erfolgreich im Anschluß an vorhergehende Modellversuche ausgeführt.

Die Wahl der geeigneten Spantform hängt von dem jeweiligen Fahrbereich des Schiffes ab, wobei vor allen Dingen die See-Eigenschaften berücksichtigt werden müssen. Hier hat sich für das Vorschiff

die Maierform gut bewährt. Bei der Gestaltung des Hinterschiffes muß für eine möglichst gleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung der Strömung im Arbeitsbereich der Schrauben gesorgt werden. Durch diese Maßnahme wird einmal die Propellerwirkung erhöht und zum andern das Auftreten von Vibrationen weitestgehend verhindert. Für die Antriebsmittel gilt hier grundsätzlich das gleiche wie bei Flachwasserschiffen. Auch hier ist für hochbelastete Propeller durch Ummanteln derselben eine Verbesserung erzielbar. Solche Belastungen sind bei Seeschiffen beim Schleppen und beim Fahren im starken Seegang gegeben. Die Schwierigkeit besteht hierbei darin, daß die Ummantelung so konstruiert wird, daß sie bei Freifahrtverhältnissen nicht hemmend wirkt. Für Fischdampfer hat diese Düsenringkonstruktion bereits mehrfach mit Erfolg Anwendung gefunden.

Die im vorhergehenden mitgeteilten Versuchsergebnisse sollen nicht nur der allgemeinen Information dienen, sondern sie sollen auch gewisse Konstruktionsgrundlagen geben, die keineswegs für die Oder allein, sondern grundsätzlich auch für andere Gebiete anwendbar sind.

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

(Am 16. und 17. Juni in Hamburg und Altona, am 18. in Kiel und am 19. und 20. Juni Tagungsfahrt nach Rügen.)

(2. Fortsetzung.)

Nach dem Vortrag des Herrn Warneke übernahm Dr.-Ing. E. Foerster die Verhandlungsleitung für die Gesellschaft der Freunde, begründete in kurzen Eingangsworten das besondere Interesse der deutschen Wirtschaft an dem der GFF angebotenen Vortragsthema des Oberingenieurs Dipl.-Ing. K. Schmidt, Humboldt-Deutzmotoren A.-G., Köln, und erteilte diesem das Wort. Dipl.-Ing. Schmidt berichtete über

„Feste Brennstoffe in Schiffsgasanlagen“.

Von der Brennstoffseite gesehen, liegt die Berechtigung zur Neuentwicklung des Gaskraftantriebes für Schiffe darin, daß solche Brennstoffe zur Verarbeitung kommen, die im großen Rahmen der deutschen Rohstoffwirtschaft zur Verbrennung und Vergasung frei sind, d. h.

nicht wichtigen Zwecken der Kunststoffherzeugung, z. B. der synthetischen Benzin- und Ölgewinnung, bevorzugt zuzuführen sind, oder die durch die Erzeugung dieser Stoffe in großen Mengen dem Markt als anfallendes Restergebnis zur Verfügung gestellt werden. Darüber hinaus entspricht die Gaskraftanlage der Forderung, aus gegebener Wärmeenergie möglichst hohe Nutzleistung herauszubringen, also eine sparsame Kraftwirtschaft zu betreiben, weil sie den Umweg über den Dampf vermeidet. Die Zeitschrift Werft Reed. Hafen brachte die Erstveröffentlichung über das Gasschleppschiff „Harpen 1“, das nunmehr zwei Jahre hindurch die Richtigkeit der eingeschlagenen Entwicklungsrichtung unter Beweis gestellt hat. Es wurde damals schon gesagt, daß in der deutschen Schifffahrt in erster Linie folgende Brennstoffe für Schiffsgaskraftanlagen in Frage kommen: Brechkoks, Anthrazit, auch Magerkohle und Eßkohle, Schwelkoks aus Steinkohle, Schwelkoks aus Braunkohle und auch Braunkohlenbriketts.

Vergasung bedeutet „praktisch restlose Vergasung“. Eine solche wäre auch die Verbrennung. Demgegenüber versteht man aber unter der Vergasung im engeren Sinn die praktisch restlose Umsetzung der chemisch gebundenen Wärmeenergie des festen Brennstoffes in chemisch in Gas gebundene Brenneenergie. Auch die Vergasung beschreitet den Weg der Verbrennung und erreicht in der heißesten Zone des Gaserzeugers Temperaturen von 1150—1250° C. Dann wird aber die Verbrennung wieder zurückgedämmt unter Wahrung des Gas-Charakters. Etwa 80% der Brenneenergie bleiben chemisch erhalten, während der Rest als Unvollkommenheit der chemischen Umformung, als meßbare Wärme des abziehenden Gases und als Strahlwärme verlorengeht. Schließlich ist noch ein gewisser geringer Rostverlust zu verzeichnen. Man muß sagen, daß der Vergasungsvorgang chemisch nicht einfach verläuft, und vermuten, daß zum mindesten die Regelung und Abstimmung der verschiedenen chemischen Vorgänge im praktischen Betrieb schwierig sein könnte. Das

ist beim heutigen Gaserzeuger, und zumal beim Schiffsgaserzeuger, aber nicht der Fall. Geeignete Brennstoffe vorausgesetzt, verläuft im Gegenteil der Vergasungsprozeß mit starkem innerem Gleichgewicht — stabil —, fast ohne äußere Eingriffe und dazu immer mit bestmöglichem Wirkungsgrad. Abb. 21 zeigt die chemischen Umsetzungen im Schacht des Gaserzeugers. Hoher Vergasungswirkungsgrad ist geknüpft an hohe Temperatur in der Feuerzone (Abb. 21). Die obere Grenze dieser Temperatur ist gegeben durch die Aschenfließtemperatur des Brennstoffes. Zwar kann diese Temperatur auch überschritten werden, ohne daß der Vergasungsvorgang darunter leidet, jedoch ist dann der Rückgang nach niederen Temperaturen infolge geringerer Gasentnahme eine Gefahr zur Bildung größerer Sinterungen, — Schlacken, die schwer aus dem Gaserzeuger zu entfernen wären. Denn: wichtig

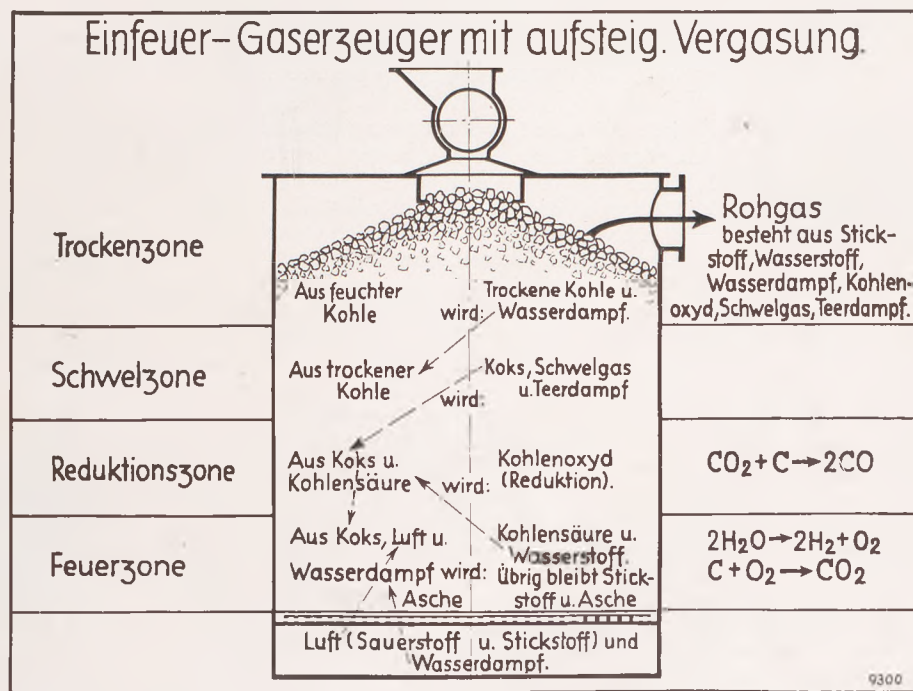


Abb. 21. Vergasungsvorgänge in einem Gaserzeuger für Magerkohle oder Koks (aufsteigende Vergasung).

ist, daß im Gaserzeuger ein glattes Durchlaufen der Füllung gewährleistet ist. Da sinternde Brennstoffe mit Ausmauerungssteinen gern zusammenkleben, wird der Schacht unter Verzicht auf Ausmauerung im heißen Teil als Wassermantel ausgebildet. Das bringt allerdings einen gewissen Einstrahlungsverlust, aber unter Gutschrift ungestörter Absinkens der vergasenden und verbrennenden Kohle. Eine zweite Grenze für den Gaserzeuger ist der Strömungswiderstand durch das Brennstoffbett, d. h. Durchsatzleistung und Korngröße sollen in einem solchen Verhältnis stehen, daß der Strömungswiderstand 150 mm W.S. als praktisch gefundenen Wert nicht wesentlich überschreitet. Wenn mit diesen beiden Werten die nach der Höchstleistung gesetzten Grenzen bereits gekennzeichnet sind, so liegen die

1 Werft Reed. Hafen 22 (1935) S. 348.

Grenzen nach der kleinsten Leistung, d. h. nach der Leistung, die noch motorisch gut verwendbares Gas liefert, ebenfalls in der Temperatur des Feuerbettes, die möglichst nicht unter 800° sinken soll. Hier erkennt man, daß die hohe Wärmespeicherkraft eines gefüllten Gaserzeugers — für 700 PS ist die Gaserzeugerfüllung etwa 3 t Kohle — und die Glimmfähigkeit des Brennstoffes entscheidende, ausgleichende Faktoren sind. Praktisch ist es so, daß ein Gaserzeuger beliebig lange durch einfaches Offenhalten des Stillstand-Abzugkamines in Glut bleibt. So groß ist dann die wärmehaltende Kraft des Feuerbettes, daß nach einem solchen beliebig langen Stillstand bei Brechkoks, der den ungünstigsten Glimmpunkt hat, nach etwa 15 bis 20 Minuten, bei Braunkohlen-Schwelkoks mit dem günstigsten Glimmpunkt in etwa 8—12 Minuten bereits wieder motorisch einwandfreies Gas zur Verfügung steht. Zu diesem Zweck wird der Gaserzeuger angefaßt, was am besten im Saugzug durch den Gassauger geschieht. Die untere Dauerbelastungsgrenze des Gaserzeugers liegt etwa (je nach dem Brennstoff) bei 1/4 bis 1/3 seiner Normleistung. Da nun der Leerlaufverbrauch der Gasmotoren etwa 1/4 des Vollastverbrauches ist, so folgt hieraus unter Berücksichtigung der sehr hohen Wärmespeicherkraft des Gaserzeugers, daß praktisch überhaupt nie die untere Belastungs-

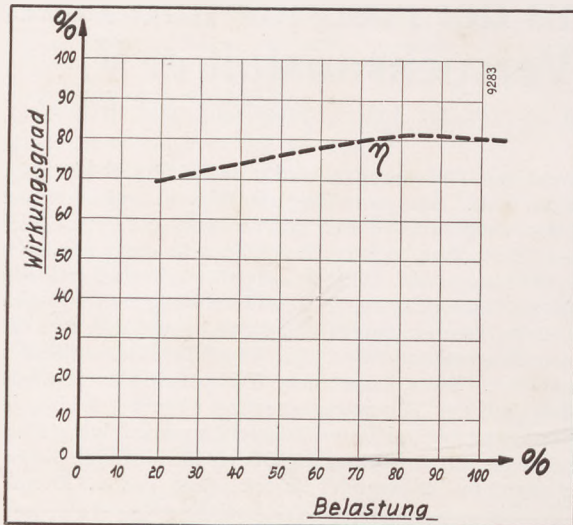


Abb. 22. Wirkungsgrad eines mit Anthrazit betriebenen Wasserkammer-Drehrost-Gaserzeugers von 800 PS.

grenze unterschritten wird. Abb. 22 zeigt die Wirkungsgradkurve eines Drehrostgaserzeugers für 800 PS Motorleistung, woraus der flache Verlauf dieser Kurve, d. h. die nur unwesentliche Verluststeigerung bei Teillast abzulesen ist. Es handelt sich bei diesem Schaubild um einen Anthrazitvergaser. Die Kurve für einen Schwelkoksvergaser würde noch flacher, d. h. günstiger liegen. Die selbstregelnde Kraft der Gaserzeugung ist gegeben durch den frischen Brennstoff, den die aus der heißen Feuerzone entweichende Kohlensäure durchströmen muß, so daß zur Rückbildung des Verbrennungsgases CO<sub>2</sub> in Brenngas CO die ganze Reduktionskraft des im Brennstoff dargebotenen Kohlenstoffes zur Verfügung steht. Während die Verbrennung, beispielsweise unter dem Kessel, auf möglichst restlose Umwandlung des Kohlenstoffes in CO<sub>2</sub> hinzielt, erstrebt die Vergasung also möglichst weitgehende CO-Bildung. Nun erzeugt aber bekanntlich die Verbrennung zu CO<sub>2</sub> mehr Wärme, als die Rückbildung in CO — unter Hinzuziehung weiteren frischen Brennstoffes — wieder aufbraucht. Die Überschusswärme wird benutzt, um aus Wasserdampf H<sub>2</sub>O den Wasserstoff H<sub>2</sub> abzuspalten und als sehr willkommenen Partner dem Kohlenoxyd CO als wichtiges brennbares Gas beizustellen. Eine theoretisch vollkommene Vergasung würde, da es sich dann um eine rein chemische Energieumformung handelt, ein Gas ergeben, das ohne fühlbare Wärme dem Gaserzeuger entweicht. Der wirkliche Brennstoff enthält aber neben sog. fixem Kohlenstoff noch Kohlenwasserstoffe und Feuchte (Wasser), die eine Schwelung und Trocknung und damit Wärme erfordern. So ist denn die nicht restlos erzielbare CO-Bildung oder, anders gesprochen, der Restgehalt an CO<sub>2</sub> gar nicht unerwünscht, sondern das Verbrennungsgas, das sich in fühlbarer Gaswärme mitteilt, ist der Träger dieser beiden Vorgänge, welche sich im oberen Teil des Gaserzeugers abspielen (Abb. 21). Trotzdem ist die CO<sub>2</sub>-Bildung, vom theoretisch vollkommenen Vergasungsvorgang aus betrachtet, ein Verlust, der sich mit etwa 5% CO<sub>2</sub>-Gehalt des Gasvolumens ausdrückt. Es ist trotzdem ganz falsch, die Güte der Vergasung allein nach dem CO<sub>2</sub>-Gehalt beurteilen zu wollen, wie es bei der industriellen Vergasung häufig geschieht. Das CO<sub>2</sub> erscheint nämlich noch aus einer anderen chemischen Bildung heraus:



Das heißt: Ohne Verzicht auf Wirkungsgrad kann man einen Aus-

gleich zwischen H<sub>2</sub>- und CO-Anteilen im Gas erwirken derart, daß ein CO-Anteil weniger, ein H<sub>2</sub>-Anteil mehr bringt. Man kann also gleichsam die motorische Farbe des Gases tönen dadurch, daß nach ihrer Wärmebindung etwa gleichwertige, nach ihrem motorischen Verhalten aber ganz gegensätzliche Bestandteile im Gas einzeln geändert, in ihrer Summe aber gleich bleiben. Das ist sehr wichtig und unterscheidet in gewisser Weise eine Gaserzeugung für motorische Zwecke von einer Gaserzeugung für reine Heizzwecke. Der Wasserstoff verleiht nämlich gleichsam dem Gas das Brenntemperament, das Kohlenoxyd dagegen die ruhige Gemessenheit der Verbrennung. Höherer H<sub>2</sub>-Gehalt verleiht dem Gas eine gewisse Brisanz und gesteigerte Brenngeschwindigkeit, höherer CO-Gehalt gibt ihm eine ruhige, geregelt ablaufende Brenncharakteristik. Der einzige Handgriff, der notwendig ist, um diese so wichtige Beeinflussung des Charakters des Gases zu erhalten oder zu ändern, liegt in der Einstellung des Dampf-Luft-

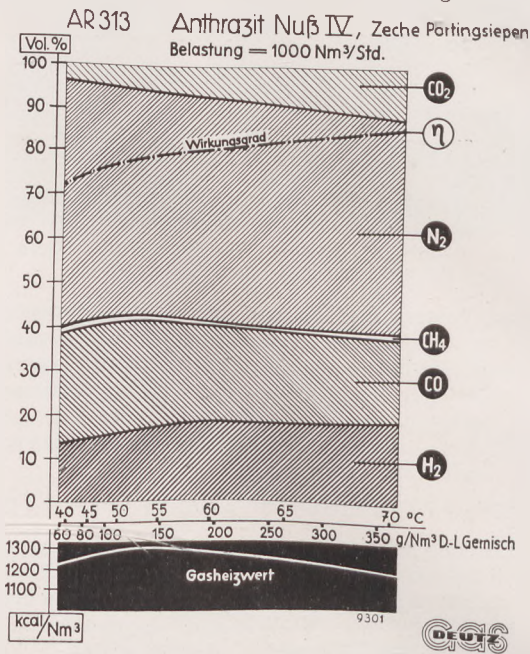


Abb. 23. Gaszusammensetzung und Vergasungswirkungsgrad eines Schiffs-Drehrost-Gaserzeugers für 1000 Nm<sup>3</sup>/Std. Gasleistung in Abhängigkeit vom Feuchtegehalt des Vergasungswindes.

gemisches, d. h. der Sättigungstemperatur der Vergasungsluft oder der Zugabemenge von Dampf zur Vergasungsluft, wobei die eingestellte Temperatur durch einfache thermostatische Einrichtung selbsttätig, unabhängig von Belastungsschwankungen, auf gleichbleibender Höhe den gewünschten Wert innehält. Somit läßt sich das Gas den Wünschen und Gegebenheiten des motorischen Betriebes und dessen Konstruktion, z. B. der Brennraumgestaltung, der Drehzahl, auch der gewünschten Diagrammbildung (Druckverlauf), gut anpassen.

Abb. 23 zeigt die Gaszusammensetzung und den Vergasungswirkungsgrad eines Schiffs-Drehrost-Gaserzeugers.

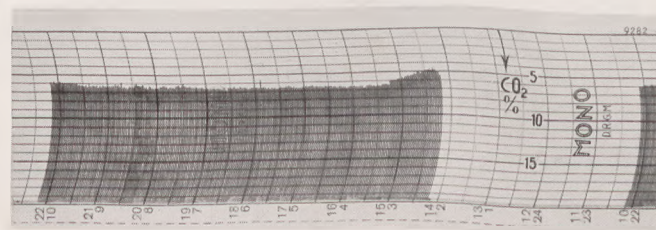


Abb. 24. Streifen des CO<sub>2</sub>-Schreibers eines mit Brechkoks arbeitenden Schiffsgaserzeugers für 750 PS Leistung.

Da die Gaserzeugung selbsttätig abläuft und auch gleichzeitig ohne Handeingriffe mit dem bestmöglichen Wirkungsgrad, so kann man sich auf wenige Instrumente beschränken, die im Schiffsbetrieb die Arbeitsweise der Anlage jederzeit sichtbar darlegen, ähnlich wie im Dampfbetrieb das Dampfdruckmanometer, das Überhitzer-Thermometer, der CO<sub>2</sub>-Prüfer usw. Erstens ist die Gasabzugstemperatur ein praktisch wertvoller Hinweis auf den gleichmäßigen Gang des Gaserzeugers. Ansteigen der Abzugstemperatur ist bedingt durch hohe Gasentnahme. Liegt diese nicht vor, so ist sie ein Hinweis auf stärkere CO<sub>2</sub>-Bildung, d. h. zu geringe Aschenausstrahlung oder nicht gleichmäßige Feuerlage. Als weiteres Instrument ist ein CO<sub>2</sub>-Zeiger oder ein CO<sub>2</sub>-Schreiber (Abb. 24) zu nennen, ein genügend guter Anzeiger der Gasbeschaffenheit. Gleichen Dienst tut aber

auch ein Probierflämmchen, das man an sichtbarer Stelle brennen läßt. Eine in die Gasleitung eingebaute Stauscheibe mit Differenzdruckmesser zeigt jederzeit den Gasverbrauch an, und eine Druckmessertafel mit Wasserrohr-Manometern läßt die Druckverhältnisse in der Gasleitung im Gaserzeuger sowie vor und nach dem Gasdruckregler jederzeit ablesen. Gleichmäßige Lage des Feuerbettes ergibt sich von selbst durch die leitende und strahlende Wärmeabgabe jedes glühenden Teiles an die Nachbarteilchen; der Drehrost sorgt für gute Luftverteilung und daher gleichmäßigen Brand. Abgesehen davon, bewirkt er eine leichte Durcharbeitung der Asche und des darüberliegenden Brennstoffes. Das Unverbrannte sammelt sich in der mit dem Rost sich drehenden Aschenschüssel (der Verlust durch Brennbares in der Asche beträgt 1—2%, auf Ausgangsbrennstoff bezogen). Eine feststehende Aschenschaufel läßt die feuchte Asche aus der

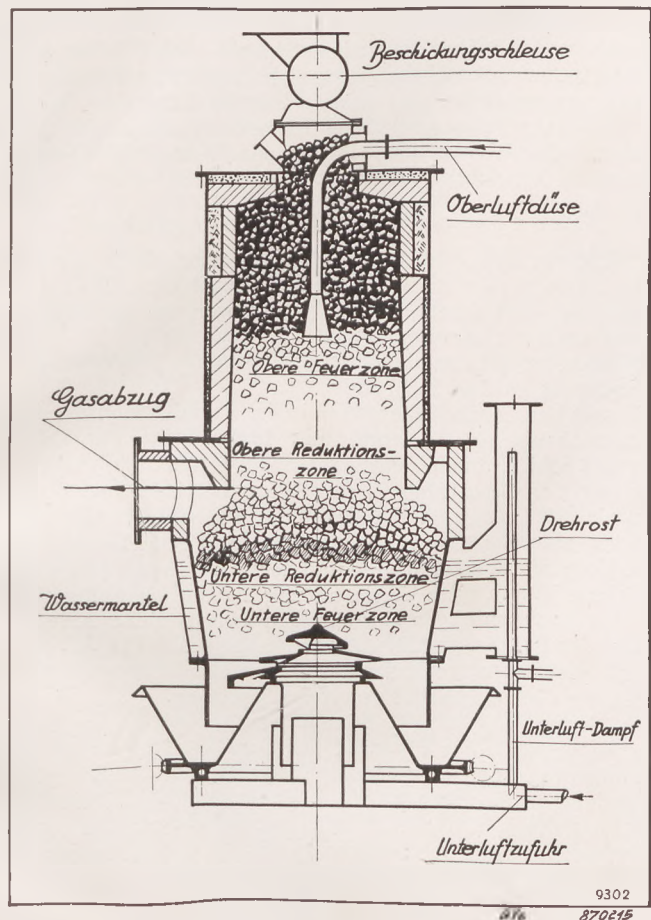


Abb. 25. Grundsätzlicher Aufbau eines Doppelfeuer-Drehrost-Gaserzeugers.

Schüssel hochlaufen und wirft sie aus. Auch hier also wird durch einmalige Einstellung dem verwendeten Brennstoff und der Leistung Rechnung getragen. Die Zuführung des Brennstoffes in den Gaserzeuger ist ebenfalls voll selbsttätig. Die Kohle selbst schaltet die Beschiebungseinrichtung ein, wenn der Abbrand im Gaserzeuger ein gewisses Maß erreicht hat, und schaltet wieder aus, wenn die entsprechende Brennstoffmenge durch die elektrisch angetriebene Beschiebungs- und Beschleunigungseinrichtung aufgefüllt worden ist.

Beim Dampftrieb stehen Feuerführung und Maschinenleistung als das erste und das letzte Glied der Energieumsetzung nicht in einem zwangsläufigen Abhängigkeitsverhältnis, sondern müssen getrennt durch persönliche oder mechanische Eingriffe geregelt und aufeinander abgestimmt werden. Demgegenüber ist die Leistung des Gasmotors gleichzeitig und zwangsläufig bestimmend für den Brennstoffaufwand und die Brennstoffaufgabe; anders gesprochen, es besteht eine durch persönliche oder sachliche Zufälligkeiten nicht zu beeinflussende Koppelung zwischen Energieverbrauch und Energieerzeugung. Der Gasmotor selbst ist nicht einer Füllungsregelung, sondern einer Drehzahlregelung unterworfen. Er hält also praktisch gleiche Drehzahl, auch dann, wenn plötzlich das Getriebe ein- oder ausgeschaltet wird. Somit verbleiben für die Führung des Schiffes nur zwei wesentliche Beeinflussungen: die Drehzahl des Motors und die Schaltung des Getriebes. Da beide sich ölydraulischer Mechanismen bedienen, genügen kleine Handgriffe am Führerstand, um ohne körperliche Anstrengung die gewünschte Wirkung sofort zu erzielen. Dies ist der Grund, weshalb wenigstens bei Flußschiffen die alleinige Schiffsführung vom Kapitän, d. h. vom Ruderstuhl aus, erfolgt. Diese Möglichkeit schließt aber natürlich nicht aus, daß größere Anlagen den bisherigen Weg der Schiffsführung durch Befehls-

von der Brücke aus über Maschinentelegraph an den Maschinisten wählen. Die Elastizität des Gasmotors ist praktisch dem des Dieselmotors gleichzusetzen. Sie ist abhängig davon, daß gut zündfähiges Gemisch bei jeder Drehzahl und in jedem Zylinder an der Zündstelle verfügbar ist. Hierfür sorgt zunächst die Einstellung des Gasdruckes vor dem Motor auf gleichbleibenden Druck, nämlich auf den Druck der äußeren Atmosphäre. Dadurch schalten Strömungen in den Gemisch- und Einströmorganen des Motors aus, die durch unterschiedlichen Gas- und Luftdruck verursacht werden könnten; das Querschnittsverhältnis zur Führung der beiden Brennmedien bleibt vielmehr maßgebend. Zudem hat Generatorgas einen ungewöhnlich weiten Zündbereich. Etwa 50% der überhaupt möglichen Mischungen zwischen Gas und Luft zünden, gegen etwa nur 5% beim Benzindampf (Kraftwagenmotor) oder 10% beim Leuchtgas. Daß Zündaussetzer durch falsche Gemischbildung hiermit ausgeschlossen sind, liegt auf der Hand. Auf einem Kanalschlepper wurde beispielsweise vom Ruderstuhl aus die Drehzahl zwischen 375 und 120 Umläufen ohne jede Schwierigkeit sicher eingestellt und mit dazwischenliegenden Getriebschaltungen beliebig innerhalb dieser Grenzen geändert.

Die Schiffsgaskraftanlage, als Ganzes gesehen, kann also in einem Maße als selbstregelnd angesprochen werden, das kaum steigerungsfähig erscheint, und das ihr die Berechtigung zum Eintritt in die Schifffahrt gegeben hat. Der Maschinist ist in der schönen Lage, sich erstlinig dem Gesamtzustand der Anlage zuwenden zu können und von einzelnen Bedienungsgriffen befreit zu sein.

Seit Inbetriebnahme des Rheinschleppers „Harpen I“ sind eine größere Zahl weiterer Fahrzeuge in Auftrag gegeben und zum Teil bereits mit Erfolg in Betrieb gestellt worden. Bisher dienten magere Brennstoffe als Vergasungsmittel. Die Ausführung der Anlagen glich daher grundsätzlich der 1935 in dieser Zeitschrift veröffentlichten Darstellung. Nunmehr ist auch die Aufgabe zur Vergasung rheinischer



Abb. 26. Das erste mit Anthrazit-Gas betriebene Fluß- und Kanal-Frachtschiff „GS Hannover“ der Westfälischen Transport A.-G., Dortmund, gebaut 1936 auf der Arminius-Werft, Bodenwerder (Weser). Gaskraftanlage von der Humboldt-Deutzmotoren A.-G., Köln. Brennstoffverbrauch etwa 0,360 kg/PSsh bei einer Propellerleistung von 250 PS.

Braunkohlenbriketts gestellt worden, und hier mußte erstmalig ein Doppelfeuer-Drehrostgaserzeuger in Schiffsausführung entwickelt werden, um die teerigen Bestandteile dieses Brennstoffes der Kraftgewinnung mit zuzuführen, also in bleibende Gase umzusetzen. Abb. 25 zeigt einen solchen Doppelfeuer-Vergaser für einen 700 PS-Rheinschlepper; ähnliche Wege wären zu beschreiten, wenn Fettkohle vergast werden soll.

So finden wir den Gasantrieb auf Schiffen in steter Aufwärtsentwicklung und dürfen hoffen, daß diese Entwicklung auch bald zur Ausrüstung seefahrender Schiffe mit Gaskraftanlagen führen wird. Schon jetzt darf man wohl sagen, daß die gelieferten Gasschiffe den niedrigsten Brennstoffverbrauch haben, den je Schiffsanlagen mit festen Brennstoffen erzielen.

In unmittelbarem Anschluß an diesen Vortrag wurde die Erörterung über die vier gehaltenen Vorträge eröffnet, welche keine neuen Gesichtspunkte zu den Themata erbrachte. Zum Schlusse sprach der Vereinsführer der GFF den Vortragenden, den Verhandlungsleitern und der Zuhörerschaft den Dank der Veranstalter der Gesamttagung aus.

Während dieser Vortragsveranstaltung im Hotel Atlantic war eine Gruppe der Tagungsteilnehmer einer Einladung der Werkzeugmaschinenfabrik Heidenreich & Harbeck zur Besichtigung ihrer Werke gefolgt. Diese Firma hat sich in den jetzt fast 70 Jahren ihres Bestehens aus kleinsten Anfängen heraus zu dem heutigen Unternehmen von Weltruf entwickelt. Die beachtliche Aufwärtsentwicklung zeigt sich z. B. darin, daß dieses Werk um die Jahr-

hundertwende nur etwa 25 Arbeiter, Angestellte und Lehrlinge beschäftigt, während heute über 1300 Volksgenossen in diesem Unternehmen ihr Brot finden. Der Jahresumsatz hat sich von 20 t im Gründungsjahre auf über 2500 t im vergangenen Jahre gesteigert. Nachdem die Firma sich anfangs mit allgemeinem Maschinenbau befaßte, — wobei jedoch schon damals Werkzeugmaschinen vorherrschten, — erfolgte zu Anfang dieses Jahrhunderts die Spezialisierung auf Werkzeugmaschinen. Heidenreich & Harbeck gehören mit drei anderen Firmen (Gebrüder Boehring G. m. b. H., Göppingen, Franz Braun A.-G., Zerst, H. Wohlenberg Komm.-Ges., Hannover) zusammen zu den „Vereinigten Drehbank-Fabriken“ und hatten am Zustandekommen dieses Zusammenschlusses i. J. 1928 führenden Anteil. Die von den Vereinigten Drehbank-Fabriken auf den Markt gebrachte VDF-Einheits-Drehbank ist heute ein Begriff geworden, der vom Werkzeugmaschinenmarkt nicht mehr fortzudenken ist. — Die Einrichtungen und Werkstätten der Firma sind vorbildlich. Abb. 27 gibt einen Einblick in eine der 200 m langen Montagehallen. Überall sieht man große und helle Räume mit zeitgemäßen Arbeitsplätzen.

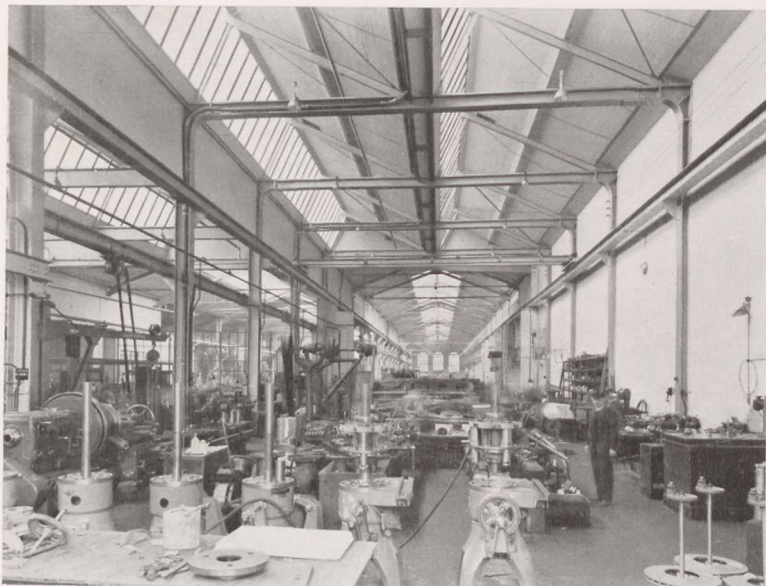


Abb. 27. Montagehalle der Fa. Heidenreich & Harbeck, Hamburg.

Abends vereinigten sich etwa 300 Teilnehmer der Gemeinschaftstagung einschließlich ihrer Damen zu einem Gesellschaftsabend im Großen Saal des Hotels Atlantic, bei welcher Gelegenheit Ansprachen von Prof. Dr. Fischer, Dr. Foerster, Dr. Kempf und Direktor Rehbein gehalten wurden. Während dieses Zusammenseins erfreuten Künstler der Hamburger Staatsoper die Gäste durch einige Gesangsvorträge.

Am Donnerstag, dem 17. Juni, morgens fand im Hotel Atlantic die satzungsgemäße Mitgliederversammlung statt, bei welcher der durch die außerordentliche Hauptversammlung im Dezember v. J. gewählte neue Vereinsführer zum erstenmal den Vorsitz in einer Hauptversammlung führte.

Alle Teilnehmer vereinigten sich dann in der Seefahrtsschule Altona, woselbst Oberseefahrtsschuldirektor Kapitän Reuter die Erschienenen mit dem Hinweis auf den Flaggenschmuck des Hauses begrüßte, der zu Ehren der Gesellschaft gedacht gewesen sei und nun halbstocks wehe, da in diesen Stunden die Toten des Panzerschiffes „Deutschland“ in Wilhelmshaven eingeholt wurden. Die Teilnehmer erhoben sich von den Plätzen und gedachten schweigend der Opfer dieses tragischen Geschehens.

Kapitän Reuter bezeichnete es als einen glücklichen Gedanken, den zweiten Tag der diesjährigen Tagung der Gesellschaft in die Seefahrtsschule Altona verlegt zu haben. Diesem Entschluß läge die Absicht zugrunde, das Verbindende zwischen der Arbeit der Seefahrtsschule und der Arbeit im Schiffbauversuchswesen zu betonen und durch den Vortrag eines Fahrsmannes zu fördern.

Dr. Kempf habe in seinem Vortrag durchblicken lassen, wie sehr nötig es sei, daß neben dem messenden Verfahren am Modell und der forschenden Auswertung solcher Messungen die Betriebserfahrungen und Beobachtungen am Objekt selbst einhergehen. Ohne eingehende Sammlung und Auswertung solcher Beobachtungswerte sei das Vortragen weiterer Forschung im vorliegenden Zusammenhang kaum möglich. Die fahrende Praxis, insbesondere also der Nautiker, müsse zu bewußtem Mitarbeiter der Schiffbau-Versuchsanstalt werden, und hier habe die Seefahrtsschule als Mittler einzuspringen. Um verständnisvolle Mitarbeiter der Schiffbau-Versuchsanstalt zu werden, müßten die Kapitäne und

Schiffsoffiziere die nötige Einsicht in die Materie und in die Zusammenhänge vermittelt erhalten. Hier reichen sich Forschungs-institut, Lehranstalt und Seepaxis die Hand zu gemeinsamer Arbeit. Das Ziel heißt Steigerung der Leistung!

Herr Kapitän Reuter stellte dann mit Befriedigung fest, daß der Ruf zum Kommen einen reichen Widerhall gefunden habe, und bekannte sich als bewußten Träger der eben aufgezeigten verbindenden Gedanken. Er begrüßte die so seltene Gelegenheit, einige Worte über das Arbeitsziel einer Seefahrtsschule zu sagen. Die Vermittlung des rein fachlichen Wissens und Könnens zur Sicherung des Transportes schwimmenden Volksvermögens über See und der anvertrauten Menschenleben liege zunächst im Vordergrund, und ein Rundgang durch die Schule gebe einen gewissen Einblick in die zu behandelnde Materie. Es handle sich hier nicht nur um die Vermittlung von seemännisch-technischen oder rein nautischen Kenntnissen, sondern der Führer des kleinen Staates „Schiff“, das, losgelöst von der Heimat, ein Gemeinwesen für sich darstellt, müsse auch rechtliche sowie seerechtliche und sozialpolitische Fragen zu behandeln wissen. Alle Unterweisungen, ob in der Seemannschaft, im Seerecht, in der Nautik oder Wetterkunde, Physik oder Mathematik, empfangen ihre besondere Ausrichtung durch den Zielbegriff

#### „Ökonomie des Schiffsbetriebes“.

Der Kapitän und seine Schiffsoffiziere sollen auch bewußte Mitarbeiter des kaufmännischen Betriebes „Reederei“ und damit stützende Faktoren der wirtschaftlichen Gestaltung unserer Unternehmungen über See sein.

Der Oberseefahrtsschuldirektor schloß seine Ausführungen mit einer Huldigung an den Führer.

GFF und Versuchsanstalt hatten in der Seefahrtsschule eine Schau präzisionsmechanischer Apparate und Instrumente zur Leistungsmessung und Schiffsführung vorbereitet, die von hohem Interesse war.

Der mit der Gestaltung dieser Schau betraute Ingenieur Herr H. Hoppe, als Leiter des Fahrtmeß- und Probefahrtsstabes der HSVA, gab den in der Seefahrtsschule versammelten Teilnehmern einen besonderen Kommentar zu dem Sinn und den Einzelheiten dieser Ausstellung. Er bezeichnete diese Veranstaltung als eine sinnfällige Darstellung der bestehenden engen Beziehungen zwischen den Arbeiten der HSVA und der Fahrpraxis. Die Ausstellungsobjekte selbst zeigen auch den Zusammenhang mit den antriebs- und brennkrafttechnischen Vorträgen der Gemeinschaftssitzung des Vortages.

Eine Gruppe der ausgestellten Meßgeräte betraf die Sicherheit und die wirtschaftlichste Führung des Schiffes, eine zweite Gruppe die Maschinenführung, die messende Beobachtung des Energieflusses vom Wärmeinhalt des Brennstoffes bis zum Schub des Propellers.

Die Ausstellung hätte ferner nicht nur den Zweck, den Fortschritt in der Entwicklung der Bordmeßgeräte seit der ersten Apparateschau, welche die GFF während der Nordlandsreise-Tagung auf der „Monte Rosa“ veranstaltete, also den Fortschritt im Laufe der letzten 4 Jahre zu zeigen, sondern die in den gezeigten bewährten und bordgeeigneten Meßapparaten gegebenen Möglichkeiten darzustellen, wie heute der bestmögliche Erfolg erzielt werden kann mit Bezug auf die Sicherheit von Leben und Gut auf einem Schiff und mit Bezug auf die Wirtschaftlichkeit im Verbrauch beschränkter vorhandener eigener Energiestoffe bzw. im Verbrauch von Devisengut.

Die ausgestellten Apparate und Bordmeßgeräte zeigen zunächst in historischer Reihenfolge z. T. sehr alte Navigations-Meßgeräte, die nicht nur von früher praktischer Anwendung höherer mathematischer Kenntnisse zeugten, sondern einen hohen Stand feinmechanischen Könnens in vorigen Jahrhunderten bewiesen. Alte wertvolle Logbücher rundeten dieses Bild ab. Das Modell einer Hanse-Kogge in der Halle des Treppenhauses leite über zum Führerbild — Vergangenheit und Gegenwart verbindend und die Gedanken führend vom Gedenken an die Leistungen unserer Vorfahren, mahndend zur Gefolgschaftstreue zum Führer, durch dessen beispielhaftes Wirken uns allen wieder die Voraussetzungen zu existenzsicherem Schaffen gegeben worden seien.

Im gleichen Raume stellen sich an einem aufgeschnittenen Schiffsmodell die ausstellenden Firmen vor, von deren Schildern und Firmenzeichen hinweisende Schnüre an diejenige Stelle des Schiffes oder der im Schnittmodell eingebauten Modellmaschine führten, wo die betreffenden Firmen Meßgeräte einsetzen, welche die Schiffs- und Maschinenführung oder den Kräftefluß messend beobachten.

Aufgegliedert sei die Ausstellung in der Reihenfolge, wie ein Kapitän sein Schiff und dessen Einrichtungen ungefähr überdenkt, bevor die Ausreise angetreten wird.

Herr Hoppe forderte die Zuhörer auf, dem Kapitän auf einem solchen angenommenen Rundgang durch sein Schiff zu folgen:

Ein erster Gedanke gilt nicht nur der Vollständigkeit und der richtigen Stauung der Ladung, sondern auch deren Einfluß auf die „Ausreisefestigkeit“ des Schiffsverbandes. Es ist nicht gleichgültig



mit Bezug auf die Beanspruchung und Schonung der Verbände, ob die Ladung gewichtsmäßig so verteilt liegt, daß das Schiff den Hafen annähernd mit kleiner statischer Vorspannung verläßt (z. B. Deckspannung) oder mit großer, damit im letzteren Fall spätere dynamische Zusatzbelastungen im Seegang nicht Spannungsspitzen hervorrufen, die außerhalb des Zulässigen liegen. Hierüber gibt ein neuer vollständig gekapselter und dauerbetriebssicherer Dehnungsmesser von Dr. H e y m a n n Auskunft, der an entsprechender Stelle des Doppelbodens bzw. Decks eingebaut ist und auf der Brücke einen Zeiger zum Ausschlag bringt, der durch Anschlag an einstellbare Grenzwerte für Hafen und See Warnsignale auslöst. Diese gesamte Einrichtung wurde betriebsrichtig an einem von Hand belastbaren Träger vorgeführt.

Die zweite Frage an den Ladungsoffizier mag dem Tiefgang und dem Trimm gelten. Hierüber geben die pneumatischen Fern-tiefgangsmesser von S t e i n S o h n Auskunft, die von der Brücke bedient werden und nach dem hydrostatischen Prinzip arbeiten. Mit der gleichen Einrichtung lassen sich laufend die Tankinhalte überprüfen. — Bevor der Kapitän seinen Navigationsoffizier trifft, beobachtet er beispielsweise die Wetterlage. Hierüber, also über Windrichtung und -geschwindigkeit, über Feuchtigkeit, Temperatur und Luftdruck, geben die Meßapparate von F u e ß, Berlin, Auskunft. Es wurden hier neueste Bauformen als Schreibgeräte gezeigt.

Sodann beginnt im Ruderhaus die Unterhaltung über das Arbeiten des Kreisel- und Magnetkompasses, der Neigungsmesser, des Chronometers, von denen die Firma C. P l a t h, Hamburg, neben betriebsfertigen Geräten sehr instruktive Schnittmodelle ausgestellt hatte. Eine betriebsbereite Kreiselanlage konnte im Labor der Seefahrtsschule vorgeführt werden.

Wichtig für die Ausreise ist die stete Kenntnis der Wassertiefe unter dem Schiffsboden. Die neuesten Bauformen von Echoloten wurden von den A t l a s w e r k e n, Bremen, und von der D e b e g, Berlin, gezeigt. Die Atlaswerke hatten eine Echolot-Anlage betriebsrichtig aufgebaut. Eine bewegliche Reflexionswand im Ausstellungsraum warf einen Schallstoß als Echo zurück, welches ein Schreiber aufnahm und so das sofortige Ansprechen auf die künstlichen Wassertiefen- (Echowand-) Abstände darstellte. Der gezeigte Unterwasserschallempfänger ist ebenfalls ein wichtiges Hilfsmittel für die Navigation genau so wie der in Luft radioartig arbeitende Funkpeiler der Debeg, die in einem Sonderraum der Seefahrtsschule einen betriebsrichtig arbeitenden Peiler aufgestellt hatte, an dem jeder Besucher arbeiten konnte.

Diese bis jetzt genannten Geräte waren als zur Sicherheit und Führung des Schiffes gehörig im ersten Ausstellungsraum zusammengefaßt. Vor der zweiten Gruppe bordfähiger Meßgeräte für den Maschinenbetrieb war die Schiffbau-Versuchsanstalt eingeschaltet.

Wir folgen dem Kapitän nun weiter und treffen einen jüngeren Offizier, der die Ergebnisse der Meßgeräte und weitere Beobachtungen statistisch sammelt, um sie später der Sammelstelle der HSVA für Fahrtmeßergebnisse zuzuführen. Wenn keine bordeigenen Meßgeräte vorhanden sind, so stützt er sich auf besonders entwickelte Konstruktionen der HSVA für kurzzeitlichen Betrieb, wie Windmeßgeräte, Scheinlot, Widerstandslog bzw. Staudrucklog, Drehzahl- und Leistungsmesser, wie sie am Anfang des zweiten Raumes gezeigt wurden<sup>1</sup>.

Dem leitenden Ingenieur wird sodann die Aufgabe gestellt, seinen Betrieb am ersten Reisetag durch eine kurze Progressivfahrt durchzumessen, für den gegebenen Lade- und Bewuchszustand die Verbrauchsziffern festzustellen und unter Berücksichtigung des Fahrplanes die ökonomische Geschwindigkeit vorzuschlagen. Er bedient sich hierfür u. a. der Drehzahlmesser, Volumenmesser, Temperaturmesser von H a r t m a n n & B r a u n, Frankfurt a. M., die auch für die laufende Kontrolle von Temperatur und Feuchtigkeit der Laderäume angesetzt werden können.

Für den indizierten Druck wurden normale und Spezialindikatoren der Firmen L e h m a n n & M i c h e l s, Altona, und M a i-

h a k A.-G., Hamburg, gezeigt. Erstere Firma zeigte ferner einen mechanischen Fernverdrehmesser für die effektive Wellenleistung mit einem Punktschreiber für Drehmoment und Drehzahl, die Firma M a i h a k außerdem den akustischen Verdrehmesser nach Dr. S c h a e f e r und einen Abgasmesser, der laufend die Güte der Verbrennung durch Prüfung der Abgase nach Unverbranntem registriert.

Am Ende des Kräfteflusses steht die Betriebskontrolle des Propellers, wozu u. a. der Schubmesser der D e u t s c h e n W e r f t gehört.

Auf sämtlichen Ständen waren Originalbetriebsdiagramme gezeigt als Beweis dafür, daß die Geräte heutigentags eine hinreichende und erfahrungsmäßig begründete Entwicklungsform hinter sich haben und dem Bordbetrieb und dem Personal zugepaßt sind, so daß sie heute als bordreif bezeichnet werden können.

Zum Schluß erschien die HSVA nochmals, und zwar mit einem Fahrtmeßdiagramm der „Scharnhorst“, welches von Bremerhaven

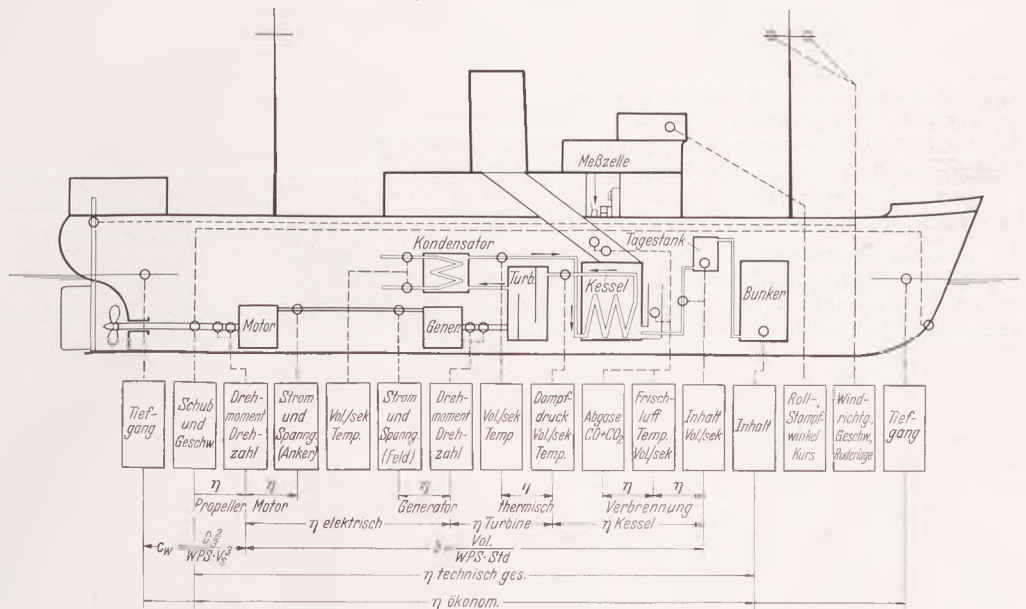


Abb. 28. Arbeitsschema für Betriebsmessungen an Bord, deren Ergebnisse in der Meßzelle nach der HSVA-Methode zusammenfließen.

bis Ausgang des Roten Meeres reicht und den hohen Entwicklungsstand dieses neuen Bordgerätes beweist.

Unter Beachtung aller Entwicklungen der letzten vier Jahre erneuert die HSVA in diesem Jahre wieder den Vorschlag der Meßzelle von der „Monte Rosa“-Ausstellung 1933. Eine solche Meßzelle von kleinem Umfang und primitivem Aufbau hat sich während der Hochsee-Meßfahrt auf der „San Franzisko“ während vier Monate bestens bewährt und diente gelegentlich der Schiffs- und Maschinenführung als Grundlage für beabsichtigte Maßnahmen. Unter vorsichtigster Annahme von möglichen Verbesserungen (eigentlich nur für die Verbrennung) ist für den in Frage kommenden deutschen Schiffspark eine Deviseneinsparung von 5<sup>2</sup>/<sub>4</sub> Mill. RM unter Abzug aller Personal-, Apparat- und Betriebskosten für die Lebensdauer eines Schiffes von 15 Jahren erzielbar. Auf ähnliche Zahlen wurde kürzlich in der RTA von Herrn Prof. Keinath hingewiesen.

Es bleibt zu hoffen, daß die Meßtechnik sich mehr und mehr Eingang verschafft in das vielleicht nur übersehene, aber dankenswerte und erfolgversprechende Gebiet des Bordbetriebes, unzweifelhaft mit der Folge einer wesentlichen Steigerung der Sicherheit und Genauigkeit der Navigation sowie der Wirtschaftlichkeit des Antriebs.

Der Seefahrtsschule wurde der Dank der GFF durch den Verhandlungsleiter dieses Tagungsteils, Dr. Foerster, dargebracht. Dann nahm Dr. H. H o r t, Siemens Apparate und Maschinen G. m. b. H., Berlin-Marienfelde, das Wort zu seinem Vortrage:

„Neuere Methoden zur Dämpfung der Schiffsbewegungen im Seegang.“

Übersicht: I. Einleitung. — II. Schlingerstabilisierung. a) Die kraftgesteuerten Schlinger-Tanks. b) Die Verstimmungstanks. — III. Stampfstabilisierung. — IV. Schlußbemerkung.

### I. Einleitung.

Die Stadt Hamburg kann wohl mit Recht als die Wiege der Schiffsstabilisierung bezeichnet werden, da hier dieses Problem erstmalig eine praktisch brauchbare Gestalt erhielt durch den Schlickschen passiven Schlingerkreisel (1904) und durch den Frahmischen gleichfalls passiven Schlingertank (1908). Beide Stabilisierungssysteme sind — so verschieden sie äußerlich auch erscheinen, — hinsichtlich ihrer schlingerdämpfenden Wirkung auf das Schiff grundsätzlich gleichartig, was u. a. darin zum Ausdruck kommt, daß die

<sup>1</sup> Meßfahrt auf der „Hamburg“ Kempf-Hoppe, WRH 1926, Heft 17. — Probefahrtmessungen, Kempf-Sottorf, WRH 1928, Heft 12. — Leistungsmessungen an Bord, WRH 1930, Heft 20, v. Gehlen u. Hoppe. — Leistungsmessungen an Bord, WRH 1931, Heft 3, v. Gehlen u. Hoppe. — Eine neue Fahrtmeßmethode, Lerbs u. Hoppe, WRH 1935, Heft 4. — Ergebnisse einer Hochseemeßfahrt, Hoppe, WRH 1935, Heft 22. — Probefahrtmeßgeräte, Hoppe, RTA 1936, Nr. 10.

formelmäßige Darstellung der beiden Systemarten in allen wesentlichen Punkten identisch ist.

Gewisse Nachteile der beiden passiven Systeme wurden frühzeitig erkannt und formelmäßig festgelegt. Sie werden durch die Kraftsteuerung (Aktivierung) weitgehend behoben.

Aktiviert wurde zuerst das Schlicksche Kreiselsystem durch den Amerikaner Sperry, und es dürfte daher angemessen sein, diesem System den Namen „Sperry-Schlick-System“ zu geben. Das Tanksystem nach Frahm ist erst neuerdings seitens der Firma Siemens aktiviert worden. Im nachstehenden sei über Einzelheiten dieses Systems und die damit erzielten Ergebnisse berichtet, wobei Parallelhinweise auf das Sperry-Schlick-System gegeben werden. (Auf die praktisch ausschlaggebenden Unterschiede des Kreisel- und des Tanksystems kann dabei im einzelnen nicht eingegangen werden. Es sei nur bemerkt, daß das Kreiselsystem hinsichtlich Anschaffungs- und Betriebskosten einschließlich Überwachung sich um das rd 5—10fache ungünstiger verhält als das Tanksystem, und daß ferner die Kräfte aus den Stabilisierungsmomenten bei dem Kreiselsystem wesentlich schwieriger auf den Schiffskörper zu übertragen sind als bei dem Tanksystem.)

Anschließend wird eine Weiterbildung des Tanksystems zur Erreichung größerer Wirkungen geschildert und zum Schluß die Anwendung des Systems auf die Stampfstabilisierung beschrieben.

**IIa. Schlingerstabilisierung durch die kraftgesteuerten Schlingertanks.**

Der Grundgedanke der Stabilisierung besteht darin, die Bewegung der Dämpfungsflüssigkeit in den Tanks derart kraftgesteuert zu beeinflussen, daß die Flüssigkeitsmassen durch ihre Wirkung im Erdschwerefeld Momente auf das Schiff ausüben, welche sowohl die Eigenschwingungen des Schiffes abzdämpfen als auch Gegenmomente auf den Schiffskörper auszuüben vermögen, welche den von den Meereswellen auf den Schiffskörper ausgeübten Momenten ganz oder teilweise das Gleichgewicht halten. Sowohl bei den kraftgesteuerten Tanks als auch bei den kraftgesteuerten Kreiseln wird letztere Wirkung entsprechend den praktischen Forderungen der Schifffahrt beschränkt auf den Fall der Resonanznähe der relativen Wellenperioden zu den Schiffsperioden. In diesem praktisch besonders wichtigen Falle ist nämlich die Schiffsbewegung  $90^\circ$  phasenverschoben zu den Wellenmomenten, und da die Tankwasserbewegung ständig um  $90^\circ$  phasenverschoben zur Schiffsbewegung kraftgesteuert wird, so beträgt die resultierende Phasenverschiebung zwischen Meereswellen und Tankwasserbewegung  $180^\circ$ , d. h. das Tankwasser wirkt gerade entgegengesetzt wie die Meereswellen auf den Schiffskörper. Die so geleitete Tankwasserbewegung ist dann also auch ohne weiteres geeignet, wie

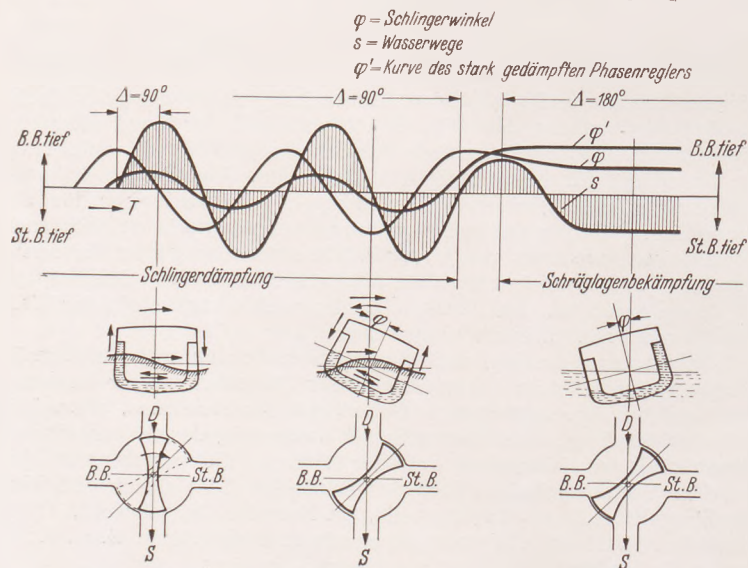


Abb. 29. Zusammengehörige Stellungen von schlingerndem Schiff, Tankwasser und Luftsteuerschieber.

oben erwähnt, alle Eigenschwingungen des Schiffes in vollkommenem Maße abzdämpfen, wobei natürlich zu beachten ist, daß der Betrag der Tankwasserbewegung, welcher einmal zur Bekämpfung der Meereswellen in Anrechnung gebracht wird, nicht außerdem nochmals zur Abdämpfung der Schiffsschwingungen eingesetzt werden kann.

Der Standpunkt, nur die resonanznahen Meereswelleneinflüsse auf das Schiff zu bekämpfen, ist durch die bisherigen Erfahrungen mit den erwähnten Schiffsstabilisierungssystemen bestätigt worden, wie er auch im Einklang steht mit allen bisherigen Beobachtungen, nach denen nur resonanznahe Momente auf das Schiff stärkere Schlingerbewegungen auszuüben vermögen. Während nun bei dem Sperry-Schlick-System das  $90^\circ$ -Phasenverschiebungs-Gesetz allgemein aus-

reicht, muß bei dem aktivierten System noch ein weiterer Gesichtspunkt berücksichtigt werden. Da nämlich die Tankflüssigkeit durch ihr Gewicht stabilisierend wirkt, muß bei Schräglagen des Schiffes die Aktivierung so beeinflusst werden, daß die Tankflüssigkeit in diesem Falle unter Überwindung ihres Gewichtes nach der hohen Seite des Schiffes befördert wird und so aufrichte- und nicht schräglagenvergrößernd auf das Schiff wirkt. Diese Art der Tankflüssigkeitsbewegung entspricht bekanntlich  $180^\circ$  Phasenverschiebung der Tankflüssigkeit gegenüber der Schiffsbewegung. Die Kraftsteuerung der Tankflüssigkeit muß also sowohl die  $90^\circ$ -Phasenverschiebung bei Schlingerbewegungen als auch die  $180^\circ$ -Phasenverschiebung bei Schräglagen sicherstellen und endlich bei gleichzeitigem Schlingern und Schräglagen beiden Gesetzen unter entsprechender Berücksichtigung der einzelnen Einflüsse Rechnung tragen.

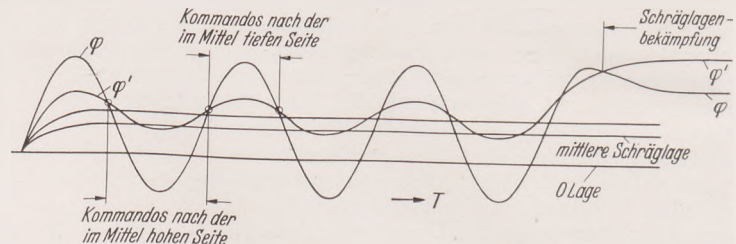


Abb. 30. Schräglagenauswirkung im Steuergerät bei schlingerndem Schiff.

In Abb. 29 sind in einigen Kurven und schematischen Bildern die Verhältnisse der aktivierten Tankstabilisierung dargestellt. Die Kurve  $\varphi$  stellt den Schlingerwinkel bzw. im zweiten Teil der Kurve die Schräglage des Schiffes dar, die Kurve  $s$  die um  $90$  bzw.  $180^\circ$  relativ zum Schiff phasenverschobene Tankflüssigkeitsbewegung. Die unter den Kurven befindlichen Bilder zeigen die zugehörigen Stellungen von Meereswellen, Schiff und Tankflüssigkeit, während die in der untersten Reihe stehenden schematischen Abbildungen die zugehörigen Stellungen des Luftsteuerschiebers für die Gebläseaktivierung wiedergeben. In Abb. 30 sind die Kurven der Abb. 29 für den Fall gleichzeitigen Schlingerns und Schrägliegens des Schiffes dargestellt. Um die Kommandos zur Betätigung des Drehschiebers aus dem Schlinger- bzw. Schräglagenwinkel des Schiffes abzuleiten, wird aus dem mit einem kleinen Horizontalkreisel gemessenen Schiffsneigungswinkel die phasenverschobene Kurve  $\varphi'$  der beiden Abb. 29 und 30 abgeleitet. Den Schnittpunkten der Kurven  $\varphi$  und  $\varphi'$  entsprechen dann im Steuergerät der Stabilisierungsanlage elektrische Kontakte, durch welche über entsprechende hydraulische Verstärker die Drehschieberbewegung und die sonstigen erforderlichen Kommandos der Stabilisierungsanlage eingeleitet werden.

In Abb. 31 ist das Gesamtbild einer derartigen Stabilisierungsanlage schematisch wiedergegeben. Hier ist statt des Steuergerätes ein Mann aufgestellt, der nach einem im Schiff aufgehängten Horizont-

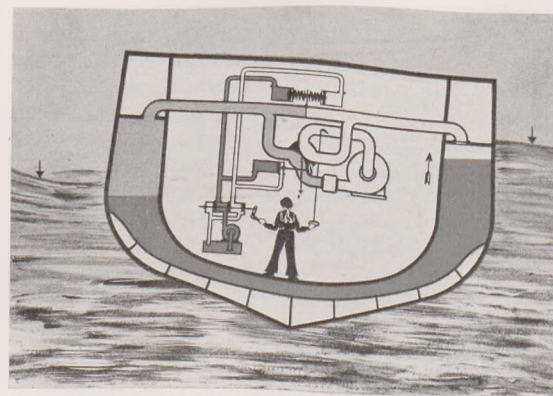


Abb. 31. Schema der kraftgesteuerten Tankstabilisierungsanlagen.

pendel die einzelnen Teile der Schiffsstabilisierungsanlage in der gleichen Weise betätigt, wie es bei der ausgeführten Anlage das Steuergerät selbsttätig tut. Im wesentlichen besteht die Tätigkeit des Mannes darin, daß er bei Durchgang des Pendels und somit des Schiffes durch seine Null-Lage die beiden Steuerorgane der Schlingerdämpfungsanlage, den Drehschieber und die Steuerklappe umschaltet, so daß die Tankflüssigkeitsbewegung genau  $90$  bzw.  $180^\circ$  phasenverschoben zur Schiffsbewegung kräftig eingeleitet wird. Eine weitere Aufgabe des Mannes besteht darin, bei sehr klein werdendem Schlingerwinkel des Schiffes die Absperrklappe in der Gebläseleitung zu schließen, damit die Schlingerbewegung des Schiffes nicht unter die Empfindlichkeitsgrenze des Steuergerätes herabsinkt, und bei Wieder-

größer-werden des Schlingerwinkels die Reglerklappe wieder entsprechend zu öffnen.

Über weitere Einzelheiten dieser Stabilisierungsanlage sei auf frühere Veröffentlichungen verwiesen. In Abb. 32 sind Versuchsergebnisse mit einer Schlingerdämpfungsanlage im Seegang wieder gegeben. Es sind hier die Schlingerwinkel des Schiffes und die Tankflüssigkeitsbewegungen bei ab- und angestellter Stabilisierungsanlage gegenübergestellt. Man erkennt, daß bei angestellter Anlage die

zweiten Fall während 14% der Fahrzeit benutzt. Wenn auch beide Schiffe ganz verschiedenen Zwecken dienen, so dürfte doch ein Vergleich der beiden Zahlen zulässig sein. Da nämlich zur Inbetriebsetzung der Stabilisierungsanlage des erstgenannten Schiffes nur wenige Minuten notwendig sind und ein besonderer Bedienungsmann nicht erforderlich ist, wird das Kommando sich leichter entschließen, die Anlage anzustellen, als es auf dem zweitgenannten Schiff der Fall sein dürfte, bei welchem die Drei-Kreiselanlage eine Anlaufzeit von

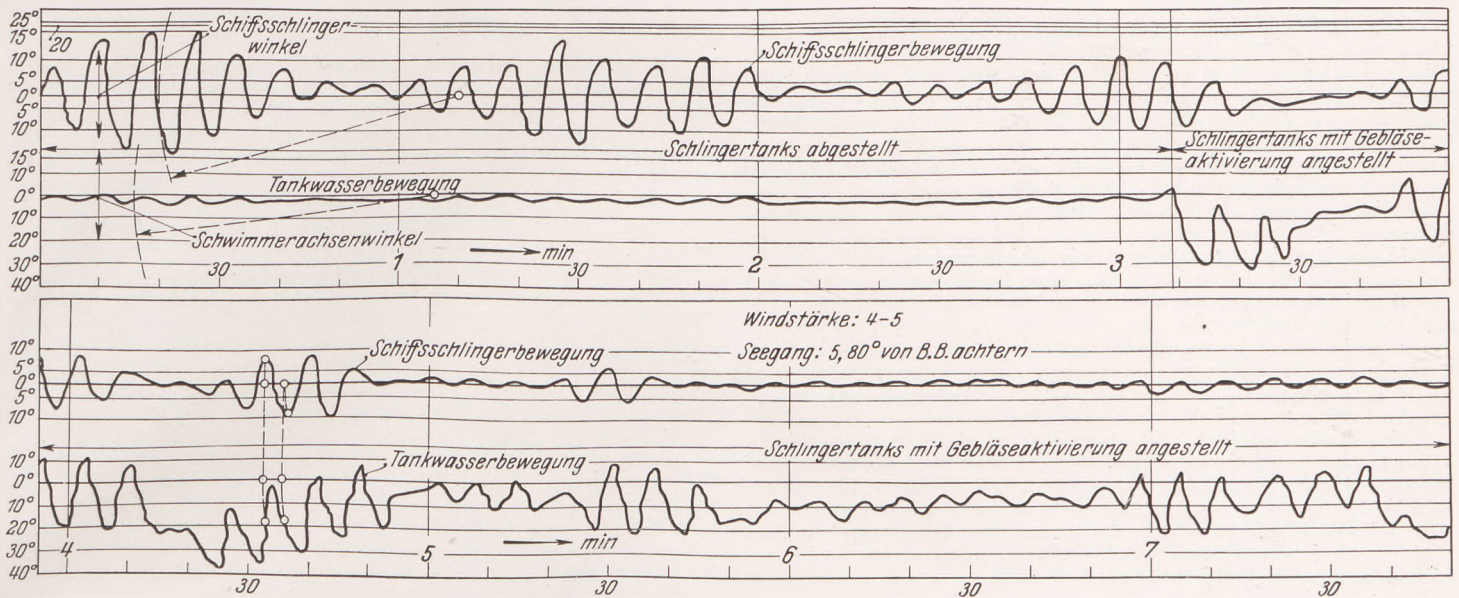


Abb. 32. Schlingerdämpfungsversuche im Seegang mit einem Schiff von rd. 900 t Verdrängung und 7,5 sec Schwingungsdauer.

Schlingerbewegung des Schiffes sich in Tankflüssigkeitsbewegung umsetzt und daß diese Tankflüssigkeitsbewegung 90° phasenverschoben zur Schiffsbewegung erfolgt. Diese Tankflüssigkeitsbewegung wirkt sich also nach den früheren Ausführungen einmal in Gegenmomenten gegen die resonanznahen Meereswellenmomente aus und ferner als Dämpfung gegen die Eigenschwingungen des Schiffes, sobald letztere auftreten und soweit die Tankflüssigkeitsbewegung nicht bereits als Gegenmomentwirkung gegen die Meereswellen in Anspruch genommen wurde.

Über die Wirkung der kraftgesteuerten Stabilisierungssysteme ist gemäß den bei der Firma Siemens vorliegenden und den hiermit in Übereinstimmung befindlichen auf dem italienischen Turbinen-Schnelldampfer „Conte di Savoia“ gemachten Erfahrungen folgendes zu sagen:

Die Schiffsstabilisierungsanlagen können mit Rücksicht auf die Seetüchtigkeit des Schiffes und die Raumverhältnisse an Bord nur beschränkt große Ausmaße erhalten, entsprechend etwa einer größten Drehmomentwirkung auf das Schiff von 3° wirksamer Wellenschräge. Geht man von dieser grundsätzlichen Festlegung aus, dann kann der mittlere Schlingerwinkel des Schiffes bei gleichmäßigem Resonanzseegang von entsprechender Stärke um etwa 75% verringert werden. Bei ungleichmäßigem Seegang wird diese Zahl sich auf etwa 25% erniedrigen. Man erkennt also, daß die Stabilisierungsanlagen in ihrer Wirkung in hohem Maße abhängig sind von der Art des Seeganges. Es ist auch ohne weiteres verständlich, daß bei ungleichmäßigem Seegang, bei welchem die Wellen abwechselnd aufschlingern und dämpfend wirken, die zusätzliche Dämpfungswirkung der Stabilisierungsanlage nicht so in Erscheinung treten kann wie bei einem gleichmäßigen Resonanzseegang, bei welchem im allgemeinen die Meereswellen nur aufschlingern, aber nicht dämpfend wirken.

Hinsichtlich der Häufigkeit, mit welcher eine Schiffsstabilisierungsanlage im praktischen Schiffsbetrieb benutzt wird, liegt einmal eine Mitteilung über die Benutzung der kraftgesteuerten Tankanlage auf dem Seebäderschiff „Königin Luise“ und das andere Mal über die Benutzung der kraftgesteuerten Kreiselanlage auf „Conte di Savoia“ vor. Im ersteren Fall wurde die Anlage während 50% der Fahrzeit, im

drei Stunden erfordert und ständig durch etwa sechs Mann bedient werden muß.

Besondere Untersuchungen wurden von verschiedenen Seiten über den Einfluß des Seeganges von achtern auf das Gieren und auf die hiermit verbundenen Schlingerbewegungen des Schiffes angestellt. Praktische Beobachtungen auf „Königin Luise“ haben keine besonderen Schwierigkeiten in dieser Richtung ergeben. Für „Conte di Savoia“ geben Basset und Hodgkinson aufschlußreiche Schiffsstabilisierungs-Diagramme für achterliche See wieder, von welchen ein Diagramm in Abb. 33 gezeigt wird. Man sieht hier eine sehr weitgehende Bekämpfung der Schlingerbewegungen nach dem Gesetz der 90° Phasenverschiebung, entsprechend dem reinen Resonanzfall des Schlingerns bei achterlicher See. Die plötzlich einsetzenden einzelnen Krängungen bei Punkt A veranlassen nun die Verfasser zu besonderen Erörterungen. Diesseitigen Erachtens könnten derartige Einzelwerte von Krängungswinkeln vermieden werden, wenn die Stabilisierung nicht so weit getrieben würde, sondern ein ständiges mäßiges



Abb. 33. Versuche mit Sperry-Schlick-Kreisel: Schlingerkurven bei achterlicher See.

Schlingern des Schiffes um kleinere Beträge zugelassen würde. Möglicherweise bedeutet nämlich der Punkt A ein Zuweitreiben der Stabilisierung und somit ein „Außertrittfallen“ des Aktivierungsmotors. Soviel bekannt ist, besitzt die Sperry-Schlick-Stabilisierung keine selbsttätige Leistungsregelung, welche sich für den vorliegenden Fall nach den bei der Firma Siemens vorliegenden Erfahrungen zweifels- ohne günstig auswirken würde. Am Ende des nächsten Abschnittes werden die Verhältnisse des Seeganges von achtern noch näher behandelt.

Fortsetzung folgt!

## Wichtige Fachliteratur.

### Auszüge.

#### SB Seegehende Sonderschiffe.

Fa 92. Schnelles Motorfrachtschiff „Essex“ mit Kühleinrichtung. (Motor Ship, Lond., Januar 1937, S. 345—350, Schiffspläne, 11 Lichtb.) Das Schiff ist wie sein Schwesterschiff „Sussex“ von John Brown and Co., Clydebank, für die New Zealand Shipping Co. gebaut. Die Hauptmaße sind:

Länge zw. d. L. = 161,540 m (530'), Breite = 21,336 m (70'), Seitenhöhe bis zum Oberdeck = 14,477 m (47' 6''), Tiefgang vollbeladen = 9,928 m (32' 6' 7/8''), Verdrängung hierbei = 25 063 t (24 668 ts), Raumgehalt brutto = 11 063 Reg.-T., netto = 6521 Reg.-T., Inhalt der Kühlräume (für Korn) = 15 100 m<sup>3</sup> (535 021 cbfs), Inhalt der nicht isolierten Laderäume

= 6470 m<sup>3</sup> (228 535 cbfs), Dienstgeschwindigkeit voll beladen = 17 kn. Das Schiff ist ein Schutzdeckschiff mit kurzer Well hinten auf dem Hauptdeck, hat im Vorder- und Hinterschiff je drei Laderäume und drei durchlaufende Decks (einschließlich Oberdeck), im Vorderschiff außerdem ein drittes (Orlop-) Deck. Vor dem Maschinenraum, in dessen Bereich der Doppelboden erhöht ist, liegt ein Treiböl-Querbunker, der gegen die Kühlräume durch Kofferdamm isoliert ist. Zum Beladen des Schiffes dienen 20 Ladebäume und ein Schwergutbaum. Bemerkenswert ist, daß die Motoren der 20 Ladewinden in besonderen Häusern auf dem Oberdeck stehen. Diese Motoren leisten 48 PSe. Der Motor der Ankerwinde steht unter Deck, er leistet bis 70 PSe bei 350—800 Umdr./min. Die Küche für die 72 Mann starke Besatzung ist einschließlich des Herdes elektrisch eingerichtet. Die gesamte Besatzung wohnt im Brückenhaus.

Die zwei Antriebsmaschinen sind normale Doxford-Motoren mit fünf Zylindern von 725 mm Durchmesser und 950 + 1300 = 2250 mm Hub in geschweißter Ausführung. Jeder Zylinder hat seine besondere Brennstoffpumpe, die alle fünf über dem Drucklager angeordnet sind. Die Motoren haben Doxford-Bibby-Schwingungsdämpfer zum Beseitigen der Einwirkungen von Drehschwingungen bei kritischen Geschwindigkeiten. Die Kolben und Zylinder werden mit Frischwasser gekühlt, wofür drei Pumpen mit 350 t Stundenleistung vorgesehen sind, die bei 1100—1600 Umdr./min 35—70 PSe Antriebsleistung erfordern. Die drei Seewasserpumpen für die Frischwasserrückkühler liefern je 450 t/h. Vorn im Maschinenraum stehen drei 70 t-Schmierölpumpen, die von 15—20 PS-Motoren mit 1050—1450 Drehzahl getrieben werden.

Elektrischen Strom von 220 V erzeugen vier Dieselgeneratoren mit je 300 kW Leistung, angetrieben durch Polar-Dieselmotoren 5 × 250 × 420 mit 400 Umdr./min, und ein dampfgetriebener Generator mit 150 kW Leistung. Zwei elektrisch getriebene Kompressoren (142 PSe, n = 415) liefern die Anlaßluft. Als Reserve dient ein Dampfkompessor.

Dampf für Tankheizung und allgemeine Schiffszwecke liefern zwei Clarkson-Kessel von 7,62 m Länge und 2,59 m Durchmesser. Sie werden auf See mit Abgasen geheizt und können so 6,8 t Dampf i. d. Stunde liefern, im Hafen mit Öl. Die Kühlanlage umfaßt drei CO<sub>2</sub>-Doppelkompressoren, die durch je einen 160 PSe-Allan-Motor mit 200—300 Umdr./min angetrieben werden (Zylinder 128 mm Durchmesser und 254 mm Hub), drei Kondensatoren und vier Solepumpen (je 12—16 PS). Zur Lüftung des Maschinenraums dienen fünf Lüfter mit zusammen 127 000 m<sup>3</sup> Lüftung i. d. Stunde in Verbindung mit Thermostat.

#### H Deichbau, Tunnelbau.

**Fa 93. Tunnelventilation.** (De Ingenieur, Haag, Nr. 27, 2. Juli 1937, S. A 247—A 252.) Der hier veröffentlichte Ausschlußbericht des Kgl. Instituts der Ingenieure, der sich mit Rücksicht auf den in Angriff genommenen Rotterdamschen Hafentunnel die Frage der Tunnelbelüftung zur Klärung vorgenommen hatte, wird allgemein interessieren. Unterwassertunnel, die dem Fahrwerks- und Fußgängerverkehr dienen, rechnen fast immer zu den Hafenverkehrswegen, z. B. in Hamburg, London, New York, Liverpool, Antwerpen, Rotterdam. Die neueren Tunnel unter ihnen haben bei dem starken Anteil des Kraftwagenverkehrs mit seinen schädlichen Auspuffgasen auf eine ausreichende künstliche Belüftung von vornherein Rücksicht nehmen müssen. Für den Rotterdamschen Maastunnel waren folgende Fragen zu klären: Welche schädlichen Gase und sonstigen atmosphärischen Hindernisse und in welchem Umfang sind zu erwarten? Welche Luftmengen werden zu ihrer Beseitigung benötigt, und in welchen Grenzen bewegt sich der dazu nötige Kraftbedarf? Einen guten Ausgangspunkt für die Untersuchungen bildete der vor etwa zehn Jahren erschienene Bericht über die diesbezüglichen Fragen beim Holland-Tunnel in New York, der das Ergebnis hatte, daß man bei einem dreiviertelstündigen Aufenthalt im Tunnel eine Verunreinigung der Tunnelluft mit Kohlenoxyd (CO) in einem Verhältnis von 4 : 10 000 noch für ertragbar hielt. Der vorliegende Bericht des Ingenieurinstituts befaßt sich zunächst mit den verschiedenen Benzinsorten, auch den synthetischen, mit Benzol, Spiritus, Dieseltreibölen, Antiklopffmitteln, darauf mit den Motorkonstruktionen. Ausschlaggebend bleibt immer nur der Kohlenoxydgehalt der Auspuffgase; er ist abhängig von der Belastung der Kraftwagen und von der mehr oder weniger günstigen Einstellung des Vergasers. Weiterhin wurden untersucht die Möglichkeiten für Rauchbelästigungen und Nebelbildungen im Tunnel. Es ist nicht unwahrscheinlich, daß mit der Zunahme des schweren Dieselmotorenverkehrs die Tunnelbelüftung auf die Abführung des Rauches wird Rücksicht nehmen müssen. Dagegen wird der Nebelbildung durch Einführung warmer Außenluft in die kühlen Tunnelräume keine Bedeutung beigemessen, insbesondere nicht der Gefahr, daß die Glasscheiben der Kraftwagen beschlagen könnten.

Die für einen ungefährdeten dreiviertel- bis einstündigen Aufenthalt im Maastunnel benötigte Lufterneuerung ist so zu berechnen, daß die Kohlenoxydanhäufung das Verhältnis 4 : 10 000 nicht überschreitet; mit dieser Luftzufuhr kann auch die Rauchgefahr beseitigt werden. Einen breiten Raum nehmen die Erörterungen über die beste Art der Tunnellüftung ein,

wobei die Längs- und die Querlüftung mit ihren Vor- und Nachteilen besonders behandelt werden. Die Querlüftung wird für den Maastunnel für die richtige gehalten. Die Frage nach dem Energieverbrauch für die Belüftung, nach ihrer mechanischen Einrichtung und nach der Anpassung an den jeweiligen Bedarf glaubt der Ausschluß nicht beantworten zu sollen, da bei solchen verwickelten Verhältnissen theoretische Betrachtungen ohne praktische Versuche nicht zum Ziel führen. Allgemeine Regeln können in dieser Frage nicht gegeben werden; eine Zusammenstellung der Lüftungsanlagen von acht Unterwassertunneln mit den nötigen Einzelheiten am Schlusse des Ausschlußberichtes gibt Vergleichsmöglichkeiten.

W u n d r a m.

#### H Häfen.

**Fa 94. Kohlenverladeeinrichtungen.** „Inrichting voor Kolenoverslag in zeeschepen te Lambert Point“. (V. S.) In der Zeitschrift „De Ingenieur“ Nr. 10 v. 5. März 1937 beschreibt Ingenieur J. P. Boezaardt unter dieser Überschrift eine Kohlenumschlagsanlage, die nach Behauptung der Erbauer und Betreiber die modernste und leistungsfähigste in der Welt ist. Wir entnehmen dem Aufsatz (4 Seiten, 9 Abb.) die wichtigsten Angaben: Die Anlage befindet sich in einem an der atlantischen Küste des Staates Virginia (VSA.) gelegenen Orte Lambert Point. Sie wird von der Norfolk und Western-Eisenbahngesellschaft betrieben, die sich besonders auf die Beförderung der in Virginia gewonnenen Steinkohlen gelegt hat und sich zu diesem Zweck seit 1928 mit den Kohlenbergwerken in eine Arbeitsgemeinschaft begab; bereits 1935 war die gesamte Kohlenverfrachtung auf 31 Millionen Tonnen gestiegen. Ein starker Anteil dieser Beförderung bewegt sich nach der atlantischen Küste, ursprünglich als Bunkerkohle, sodann aber, zunehmend mit der Anzahl ölbetriebener Seeschiffe, immer mehr als Ladungskohle. Die Umschlagsanlagen dafür sind allerdings erstaunlich groß; allein der Kohlenbahnhof hat Aufstellungsgleise für 5000 Wagen zu je 70 und 120 t. Der Kohlenvorrat wird sortenmäßig immer sehr groß gehalten, um jeden Wunsch der Verloader erfüllen zu können. Unter den Umschlagspiers ist der neueste der leistungsfähigste, er ist 500 m lang ins Wasser hineingebaut, 22,5 m breit und bietet mit einer Seeschiffiefe von 11,5 m den größten Kohlenschiffen sicheren Liegeplatz. In der Mitte dieses Piers befindet sich der 44 m hohe Kohlenkipper zum Entladen der Kohlenzüge; er vermag, so behaupten die Erbauer, in einer Stunde, wenn ohne Aufenthalt, 40 Eisenbahnwagen zu je 120 t und 50 Wagen zu je 70 t zu entladen. Dieser wohl theoretischen Höchstleistung werden als Durchschnittsleistung 2000 t/h(!) gegenübergestellt. Daß ein so riesiges Bauwerk entsprechend teure Gründungen im Ufergebiet verlangt, ist selbstverständlich. Der Betrieb spielt sich folgendermaßen ab: Die auf den Vollgleisen für die Schiffsladung zusammengestellten Wagen werden einzeln über eine automatische Gleiswage abgestoßen und dann mittels einer Schiebemaschine dem Kipper zugeführt. Eine zweite neben dem Gleise fahrende Schleppmaschine drückt ihn auf die Kipperplattform, wo der Wagen gebremst und festgesetzt wird. Dann wird die Plattform mit dem vollen Wagen in die für das Seeschiff passende Höhe gehoben. Das Kippen erfolgt in der in Amerika üblichen Weise über die Seitenkante des Wagens. Die Kohlen rutschen dann in eine große geneigte Schüttrinne, die sich von 18 m Breite auf 1,2 m verengt; die Rutschbewegung der Kohlen kann in der Schüttrinne durch Gummiklappen noch gedämpft werden. An das untere Ende der Rinne ist ein Teleskoprohr angeschlossen, das seine Länge um 24 m verschieden einstellen kann und am Auslaufende eine regelbare Doppelklappe trägt. Beachtet man dabei noch die weitere Einrichtung, daß das Teleskoprohr längs und quer zum Schiff beliebig geneigt werden kann, so ist verständlich, daß die Kohlen auf ihrer Bewegung vom Eisenbahnwagen bis an irgendeine Stelle des Schiffs-laderaumes weitgehend ohne freien Fall, also mit guter Schonung, hingelangen können. Der entleerte Wagen wird von der Kipperplattform auf ein Spitzkehlgleis gestoßen und kehrt im Gefälle über eine automatische Weiche auf die Leergleise zurück. Die maschinellen und elektrischen Einrichtungen dieses Riesenkippers sind entsprechend bemerkenswert. Der Maschinenraum im Fundament des Kippers birgt in sich Motoren von zusammen über 2000 PS, die wegen des Kohlenstaubes mit filtrierter Luft gekühlt werden. Die elektrische Schaltung ist besonders daraufhin entwickelt worden, daß bei dem hochbeanspruchten Betrieb keine Unfälle entstehen. Als weiteres Hilfsmittel für den flotten, reibungslosen Betrieb ist eine umfangreiche Fernmeldeanlage (Fernsprecher, Fernschreiber, Lautsprecher) zwischen allen Betriebsstationen vorhanden. Die Gesamtkosten werden mit 1 600 000 Dollar angegeben.

In der gleichen obengenannten Zeitschriftennummer wird von Ing. W. Kopp eine Traversiereinrichtung für 20 t-Verladebrücken beschrieben. Durch diese neuartige Einrichtung wird ermöglicht, von den drei am Julianakanal in Holland befindlichen Kohlenverladebrücken der holländischen Staatsminen je eine nach Bedarf vom Kohlenbahnhof am Kanalufer in senkrechter Richtung dazu auf einen weiter landeinwärts gelegenen Umschlagsplatz zurückzuziehen. Als Vorteil wird angegeben eine größere Verwendungsmöglichkeit der Verladebrücken und ein störungsfreier Platz für die Überholungsarbeiten an den angestrengt arbeitenden Brücken.

W u n d r a m.

## Zeitschriftenschau.

### SB Seegehende Fracht- u. Fahrgastschiffe.

**Fz 188. Fracht- und Fahrgastdampfer „Orcades“.** (Shipb. a. Mar. Eng. B., Januar 1937, S. 16—22, 6 Lichtb.; Shipbuild-Ship. Rec., 3. Dezember 1936, S. 682—686, 7 Lichtb.) Erbaut von Vickers-Armstrongs Ltd. für den Australiendienst der Orient-Linie, L zw. P. P. 192 m; B = 24,69 m; T = 9,144 m; 28 400 t Depl.; Geschw. 21 kn. Antrieb durch 2 Satz Turbinen, deren Drehzahl von 1715 pro Min. durch einfaches Ritzelgetriebe auf 112 vermindert wird. Die Hochdruckturbinen besitzen

ein zweikrängiges Aktionsrad und 6 Reaktionsstufen, die Mitteldruckturbinen 7 Reaktionsstufen, die Schaufeln sind auf hohlen Trommeln aus geschmiedetem Stahl befestigt. Die Niederdruckturbinen haben 16 Reaktionsstufen auf geschmiedeten Scheiben. Die Hochdruck-Rückwärtsturbinen bestehen aus einem dreikrängigen Aktionsrad, die Niederdruckturbinen aus 5 Reaktionsstufen. Der Dampf wird in 6 Babcock & Wilcox-Kesseln erzeugt, Dampfdruck 31,6 at, Temperatur 385°C, Gesamtheizfläche 3435 m<sup>2</sup>, Überhitzerfläche 552 m<sup>2</sup>. Kühlfläche der beiden Weir-Kondensatoren 2320 m<sup>2</sup>. Die Ölpumpen haben elektrischen Antrieb.

**SB Seegehende Frachtschiffe.**

**Fz 189.** Motorschiffe „Essex“ und „Sussex“. (Shipb. a. Mar. Eng. B., Januar 1937, S. 33—39, Schiffs- u. Masch.-Pl., 5 Lichtb.) Erbaut von John Brown & Co. für die New Zealand Shipping Co., Ltd. für Kühlladung, L zw. P. P. = 161,54 m; B = 21,34 m; T = 9,8 m, 13 750 t d. w., Geschwindigkeit 17 kn. Antrieb durch 2 fünfzylindrige Brown-Doxford-Motoren 725 × 2250 mm, Leistung 12 800 WPS, n = 120. Die Ständer sind aus Stahlplatten elektrisch geschweißt, die Grundplatte zweiteilig aus Gußeisen hergestellt. Eine Spülluftpumpe mit Stahlkolben ist zwischen dem 3. und 4. Zylinder angeordnet, die 5 oberhalb des Drucklagers befindlichen Brennstoffpumpen haben Kettenantrieb, desgleichen die beiden Nockenwellen. Die Kolben- und Mantelkühlung geschieht durch Frischwasser. Alle Hilfsmaschinen haben elektrischen Antrieb mit Ausnahme eines Hilfsgenerators, eines Notkompressors und einer Speise-, Luft- und Zirkulationspumpe. Die Antriebsmotoren der 4 Dieseldynamos sind fünfzylindrige Polar-Zweitaktmotoren mit Druckzerstäubung 250 × 420 mm, 440 BPS, n = 400. Jede der drei CO<sub>2</sub>-Kühlmaschinen besteht aus einem horizontalen Doppelkompressor, 1 Kondensator und 1 Verdampfer, die Kompressoren werden durch Elektromotoren von 160 BPS angetrieben. Dampf wird durch 2 Clarkson-Abgaskessel mit zusätzlicher Ölfeuerung erzeugt.

**SB Kanal- und Küstenschiffe.**

**Fz. 190.** 1 S. Küstenfrachtmotorschiff „Kauri“. (Shipbuild. Shipp. Rec., 12. November 1936, S. 584—586, Längsschnitt, 3 Deckspläne, 1 Lichtb.) Von Alexander Stephen & Sons, Govan, für Küstendienste der Union Steam Ship Co. of New Zealand erbaut. Eindeckschiff, zwei Laderäume vor, einer hinter dem Motorenraum, durchgehender Doppelboden über ganze Länge. L = 90,219 m (296'), B = 13,411 m (44'), H = 6,553 m (21' 6"), Br.-Reg.-T. = 2361. Ladeeinrichtung: 2 Masten, 6 Pfosten, vier 5 t-Ladebäume für jede Luke mit ebensoviel elektrischen Winden. Beide Masten sind für Aufnahme von 20 t-Ladebäumen eingerichtet. — Angetrieben wird das Schiff durch einen einfach wirkenden Sulzer-Zweitaktmotor mit 4 Zylindern 600 × 1040 mm; angehängte Spülluftpumpe.

Leistung 1938 PSi bei n = 124 i. d. Min. V = 11 kn, V a. d. Probefahrt = 12,272 kn. Stromerzeugung durch drei 60 kW-Generatoren.

**SB Sonderschiffe.**

**Fz 191.** 1 S. Motortankschiff „Loosdrecht“. (Schip, 8. Januar 1937, S. 3—6 Längsschnitt Deckspläne, Ruderzeichnung, Lichtbild; Schip en Werf, 27. November 1936, S. 397—400, gleiche Pläne und Lichtbild.) Das Schiff ist von der Stoomvaart Mij. „De Maas“ während des Baues auf der Odense-Werft von der ursprünglichen Reederei A. P. Møller in Kopenhagen übernommen worden. Änderungen gegenüber dem Bauentwurf der ersten Reederei konnten nur noch in der Ausrüstung mit Hilfsmaschinen und in der Kammeranordnung in den Aufbauten vorgenommen werden. Die Hauptangaben sind: L L = 146,50 m, B = 19,90 m, H = 10,90 m, T = 8,57 m, B. R. T. = 9314, Tragf. = 14854 t. Das Schiff ist mit zwei etwa 1/4 B aus Mitte Schiff entfernten Längsschotten gebaut und durch eine entsprechende Zahl von Querschotten in sieben Tankabteilungen mit zwei Pumpenräumen unterteilt. Maschinenanlage: ein einfach wirkender Viertaktmotor von Burmeister & Wain, 7 × 740 × 1500, mit Aufladung durch eine vom Motor angetriebene Umlaufpumpe; mittlerer Druck 8,55 at; N = 105 i. d. Min. Zwei Hilfskessel. Das Schiff hat ein Tutin-Ruder (Vereinigung von Balance- und Contra-Ruder), dessen Konstruktionszeichnung in den genannten Zeitschriften wiedergegeben ist.

**MB Verbrennungskolbenmaschinen.**

**Fz 192.** Neuer Sirron-Zweitaktmotor. (Motor Ship, Lond., September 1936, S. 204—206, Längs- und Querschnitt, Einzelteile, 6 Lichtb.) Sechszylindriger Zweitaktmotor 320 × 400 mm, 650 BPS, n = 300, mittlerer eff. Druck 5,06 at, Kompressionsdruck 31,6 at, Zündungsdruck 49,2—52,7 at, Brennstoffverbrauch 0,172 kg/BPS/h. Kettenantrieb für die Nockenwelle und eine zweite, mit 600 Umdr./min laufende Welle, welche sechs rotierende Spülluftgebläse antreibt, die Drehzahl kann bis auf 1200 erhöht werden. Am Vorderende des Motors befinden sich ein zweistufiger Anlaßluftkompressor (28 at), sowie zwei Bilge- und eine Kühlpumpe, die mit halber Drehzahl vom Motor angetrieben werden.

**Bücherschau.**

**Rechnen an spanabhebenden Werkzeugmaschinen.** Ein Lehr- und Handbuch für Betriebsingenieure, Betriebsleiter, Werkmeister und vorwärtstrebende Facharbeiter der metallverarbeitenden Industrie. Von Franz Riegel. 1. Band: Rechnerische Grundlagen, Kegeldrehen, Gewindeschneiden, Teilkopfarbeiten, Hinterdrehen. 161 Seiten, 144 Abbildungen. Verlag Julius Springer, Berlin. Preis geb. RM 9,60.

Die Herausgabe dieses Buches geschah, wie der Verfasser im Vorwort bemerkt, auf Anregung seiner früheren Schüler und Hörer von der Städtischen Berufsoberschule in Nürnberg.

Wenn nun der Lehrstoff des Unterrichtsfaches „Rechnen an spanabhebenden Maschinen“ in einem Handbuch niedergelegt werden soll, so muß eine exakte und strenge Gliederung des Textes bestehen. Für ein Nachschlagewerk ist es nicht anständig, daß man z. B. zur Berechnung eines Stirnrades an mehreren Stellen (Abschnitt IV a: Teilkreisberechnen, Abschnitt Vb: Übersetzungsverhältnis, Abschnitt XV: Festigkeit) nachlesen muß. Zwar stellen die Berechnungstabellen eine Zusammenfassung dar, leider vermißt man bei den eingefügten Abbildungen eine Angabe über den Drehsinn der Räder.

Bei der Beschreibung über Zahnräder wären die Grundzüge der Verzahnung, Hinweise bzw. Auszüge aus den Normblättern DIN 867—870, sehr wertvoll gewesen. Die Ermittlung der Geschwindigkeit, die Bestimmung des Spanquerschnittes ohne Berücksichtigung der Antriebsleistung sowie die Berechnung der Hauptzeiten an Werkzeugmaschinen ist ausführlich, mit durchgerechneten Zahlenbeispielen, durchgeführt.

Die verschiedenen Herstellungsverfahren von Kegeln und kegeligen Gewinden sind eingehend behandelt. Die Notwendigkeit, daß beim Herstellen genauer Kegel der Drehstuhl genau in der Spitzenmitte stehen muß, hätte dabei unbedingt erwähnt werden müssen.

Der Text zu Abb. 36 Kegelleitschiene steht nicht ganz im Einklang zum Bild.

Sorgfältig sind die Berechnungen über Wechsellader-Übersetzungen an Leitspindel-Drehbänken durchgeführt. Auch verschiedene Arten über Ermittlung von Näherungswerten finden dabei Würdigung.

Im weiteren Verlauf werden, mit guten Bildern und klaren Zeichnungen bzw. Tabellen versehen, u. a. Teilköpfe verschiedener Firmen, das Teilfräsverfahren und die Hinterdrehbänke von Reinecker beschrieben.

Wenn dieses Buch auch für den Fachmann nichts wesentlich Neues bringt, so dürfte es doch dem Lernenden und dem im Betrieb stehenden Meister auf manche auftauchende Fragen Klarheit bringen. Eichhorn.

**The Directory of Shipowners, Shipbuilders and Marine Engineers, 1937.** 35. Ausgabe. Hergestellt unter der Direktion des Herausgebers von „Shipbuilding and Shipping Record“, London. Format 8 1/2 × 5 1/4 × 1 1/4". 800 S. Preis 20 s.

Dieses bekannte Nachschlagewerk umfaßt das Gesamtgebiet der für Schifffahrt, Schiffbau und Schiffsmaschinenbau arbeitenden Industrie. Soweit Schifffahrt betreffend, gibt das Werk Informationen über die Besitzer und Erbauer jedes spezifizierten Schiffes, seine Maschinenanlage und sein Baujahr. Die Tonnageziffern, Laderauminhalte und Umfang der Fahrgasteinrichtungen, Tiefgang, Geschwindigkeit usw. sind ebenfalls angegeben. — Die schiffbautechnische Abteilung des Werkes behandelt die Schiffswerften und Maschinenbauindustrien einschließlich ihrer Leistungsfähigkeit und Reparaturmöglichkeiten, alles dies verbunden mit einer Personalchronik der Unternehmungen. — Am Ende des Werkes ist eine Liste der beratenden

Ingenieure und Schiffbauer ebenso wie der Gesellschaften und Zweckvereinigungen, welche mit der Industrie verbunden sind. Ein Verzeichnis mit etwa 25 000 einzelnen Eintragungen erleichtert das Auffinden gewünschter Informationen. Das Directory of Shipowners, Shipbuilders and Marine Engineers ist ein in seiner Art einzig dastehendes Werk, dessen Gestaltung und Aufmachung für die daran interessierten Kreise zweifellos einen hohen Wert besitzt.

Dr. Foerster.

**Der Segler auf See.** Navigation an Bord von Jachten. Von Kapt. C. Renner, Fach-Studienrat i. R. an der Seefachschule in Bremen. 3. ergänzte und verbesserte Auflage. Verlag Richard Carl Schmidt & Co., Berlin 1937. Preis RM 4,80.

Das als Band 3 der Segelsport-Bücherei erschienene Werk ist ein ziemlich vollständiges Kompendium der Sport- und Wandersegelerei über längere Strecken. Es befaßt sich in der Hauptsache mit der Navigation nach Landobjekten und Seekarten, unterrichtet aber den Wandersegler auf das eingehendste auch über alle Bestimmungen, welche für ihn im Rahmen seines Schiffsfahrtsbetriebes von Bedeutung sind. Dies betrifft auch alle Ausweichregeln und die Bestimmungen der Seestraßenordnung überhaupt. Mit 156 Seiten Umfang und einem Preis von RM 4,80 hält es sich im Rahmen dessen, was jeder Segler kaufen und leicht durcharbeiten kann. Das Buch ist auch im übrigen für alle, die sich für die Seefahrt interessieren und allgemeinverständlich unterrichten möchten, von spannendem Interesse. Es verdient deshalb einen Leserkreis, der über die unmittelbar an der Navigationsunterweisung interessierten Kreise hinausgeht. Dr. Foerster.

Das „Bulletin Technique du Bureau Veritas“, veröffentlicht eine Sondernummer als Ergänzung der Juninummer 1937 unter der Verantwortung des Direktors und Chefredakteurs M. Delimal.

Dieses Heft ist insofern von besonderem Interesse, als es sich fast ausschließlich mit der technischen Erörterung von Schäden an modernen Kesseln beschäftigt, außerdem mit der Betriebsbehandlung von Kesseln und schließlich mit neuen Kesseltypen.

**Stettin, Deutschlands Großhafen an der Ostsee.** Herausgegeben von der Stettiner Hafengesellschaft m. b. H.

Das als Werbeschrift für den Stettiner Hafen verfaßte Heft bringt außer zahlreichen guten Abbildungen, Übersichtskarten, Hafenplan, Lageplänen einzelner Anlagen und Zahlentafeln über den Schiffs- und Güterverkehr eine knappe Darstellung der wichtigsten Anlagen und des Verkehrs im Hafen. Besonders behandelt werden die Grundlagen der Entwicklung des Hafens, der Stückgutumschlag und die Behandlung landwirtschaftlicher Güter, die Einrichtungen für den Umschlag von Massengütern, die Lagerei und der Fahrgastverkehr. Übersichten über Entfernungen nach in- und ausländischen Plätzen, Schiffsverbindungen und Umschlagsmengen bilden den Schluß des geschmackvoll ausgestatteten Heftes. Nach dem Verkehrsergebnis von 1936 mit 8,4 Mill. t steht Stettin nach Hamburg an zweiter Stelle unter den deutschen Seehäfen und wieder an der Spitze aller in- und ausländischen Ostseehäfen. Stettin ist heute der Torhüter der deutschen Wirtschaft im Osten; der Umschlag im Stettiner Hafen ist Ausdruck einer neuen Wirtschaftsintensität im Osten, der vor 1933 schwer leidendes Notstandsgebiet war.

Kr.

**Atlas der Gezeitenströme für das Gebiet der Nordsee, des Kanals und der britischen Gewässer.** Herausgegeben von der Deutschen Seewarte.

7 Seiten, Gezeitenstromtabellen, Übersichtskarte und 13 Gezeitenstromkarten. Berlin: Verlag E. S. Mittler u. Sohn 1936. Großformat. Preis RM 6.

Mit dem vorliegenden Atlas, der nach Anleitung des Oberregierungsrates Dr. H. Rauschelbach von Frh. Dr. F. Straas auf Grund langjähriger Forschungen vollständig neu bearbeitet wurde, erhält die Schifffahrt ein wertvolles Hilfsmittel für das Absetzen der Kurse unter Berücksichtigung der Stromversetzungen. Daneben ist der Atlas geeignet, über viele Fragen, die hinsichtlich der Strömungsrichtungen und Strömungsgeschwindigkeiten beim Wasserbau an der Nordsee und ihren Randgebieten auftreten, Aufschluß zu geben.

Der Atlas gibt durch Tabellen und Karten einen Überblick über die Gezeitenströme im Gebiet der Nordsee, des Kanals und der britischen Gewässer. Dem eigentlichen Kartenwerk vorangestellt sind einleitende Erläuterungen, Beispiele zur Benutzung der Tabellen und Karten sowie Gezeitenstromtabellen für 464 Anschlußorte. Diese Tabellen enthalten ausführliche Angaben über die Richtung und über die Geschwindigkeit der Ge-

zeitenströme von Stunde zu Stunde, ausgedrückt in mittleren Sonnenstunden. Alle Angaben beziehen sich auf die 13 Zeitpunkte von 6 Stunden vor bis 6 Stunden nach der Hochwasserzeit.

Die Gezeitenstromkarten zeigen den mittleren Verlauf der Gezeitenströme nach Richtung und Geschwindigkeit. Sie gelten für jede mittlere Sonnenstunde von 6 Stunden vor bis 6 Stunden nach der Zeit des Meridiandurchganges des Mondes in Greenwich, ausgedrückt in mittlerer Greenwich-Zeit (M.G.Z.). Die Stromrichtungen sind durch Pfeile, die Strömungsgeschwindigkeiten durch Fiedern an den Pfeilen dargestellt. Unterschiede in der Zeichnung der Pfeile lassen den Grad der Zuverlässigkeit der einzelnen Angaben erkennen. Eine Übersichtskarte, Weiserkarte genannt, erleichtert das Auffinden der Ortsbezeichnungen.

Der Gebrauch des Atlases wird durch die übersichtliche Anordnung der Zahlentabellen und die gute Ausführung der Stromkarten sehr erleichtert. Zu beachten ist allerdings, daß alle Angaben nur den mittleren Verlauf der Gezeitenströme angeben können, da durch Windeinflüsse allein schon wesentliche Änderungen verursacht werden. Dr.-Ing. Kressner.

## Verschiedene Nachrichten.

### Lloyd's Register of Shipping.

Schiffbau-Bericht für das II. Vierteljahr 1937.

Die von Lloyd's Register of Shipping zusammengestellten Berichte umfassen nur tatsächlich im Bau befindliche Schiffe von 100 Br.-Reg.-T. und darüber. Aus dem vorliegenden Bericht geht hervor, daß sich am Ende Juni 1937, 815 Handelsschiffe mit 2 882 860 Br.-Reg.-T. in der Welt<sup>1</sup> im Bau befanden. Die Einzelheiten dieser Schiffe sind wie folgt:

Tabelle I.  
In der Welt im Bau befindliche Handelsschiffe.

Bau- länder	Dampf- schiffe		Motor- schiffe		Segel- schiffe		Insgesamt	
	An- zahl	Br.-Reg.-T.	An- zahl	Br.-Reg.-T.	An- zahl	Br.- Reg.-T.	An- zahl	Br.-Reg.-T.
Argentinien . . .	—	—	1	2 550	—	—	1	2 550
Belgien . . .	—	—	13	31 153	—	—	13	31 153
Britische Do- minions . . .	9	9 911	7	22 019	7	6 365	23	38 295
Dänemark . . .	1	6 900	16	88 715	—	—	17	95 615
Danzig . . .	4	19 900	4	20 458	—	—	8	40 358
Deutschland . .	59	114 198	73	302 683	132	416 881	132	416 881
Estland . . .	—	—	3	822	—	—	3	822
Finnland . . .	—	—	2	5 795	—	—	2	5 795
Frankreich . . .	3	36 800	7	30 424	—	—	10	67 224
Gr.-Britann. u. Irland . . .	171	711 109	100	485 914	14	2 950	285	1 199 973
Holland . . .	7	46 200	70	141 614	1	650	78	188 464
Italien . . .	—	—	9	77 550	—	—	9	77 550
Japan . . .	59	156 145	33	160 032	2	2 100	94	318 277
Jugoslawien . .	2	940	—	—	—	—	2	940
Norwegen . . .	18	18 809	8	12 895	—	—	26	31 704
Österreich . . .	—	—	1	400	2	1 800	3	2 200
Portugal . . .	—	—	1	665	—	—	1	665
Rußland <sup>2</sup> . . .	—	—	—	—	—	—	—	—
Schweden . . .	—	—	32	138 720	—	—	32	138 720
Spanien <sup>3</sup> . . .	2	2 650	3	20 220	—	—	5	22 870
Türkei . . .	2	300	—	—	—	—	2	300
Ungarn . . .	—	—	4	2 350	3	1 500	7	3 850
Ver. Staat. v. Amerika . . .	24	151 209	31	42 084	7	5 361	62	198 654
Insgesamt . . .	361	1 275 071	418	1 587 063	36	20 726	815	2 882 860

<sup>1</sup> Ausschließlich Rußland.

<sup>2</sup> Keine Aufstellungen erhalten.

<sup>3</sup> Vollständige Angaben fehlen.

Tab. 2. Größe der im Bau befindlichen Dampf- und Motorschiffe.

Bau- länder	Unter 2000 ts		2000 bis 3999 ts		4000 bis 5999 ts		6000 bis 7999 ts		8000 bis 9999 ts		10 000 bis 14 999 ts		15 000 bis 19 999 ts		20 000 bis 24 999 ts		25 000 bis 29 999 ts		30 000 bis 39 999 ts		40 000 ts und dar- über		Insgesamt
	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor	Dampf	Motor			
Argentinien . . .	—	—	—	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1
Belgien . . .	—	7	—	2	—	4	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	13
Britische Do- minions . . .	7	5	2	—	—	—	—	—	—	—	—	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	16
Dänemark . . .	—	3	—	3	—	3	1	1	—	6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	17
Danzig . . .	1	—	—	2	1	—	1	2	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	8
Deutschland . .	46	40	5	3	—	12	5	3	—	—	1	11	1	2	1	2	—	—	—	—	—	—	132
Estland . . .	—	—	3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	3
Finnland . . .	—	1	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2
Frankreich . . .	—	2	2	—	—	3	—	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1	—	10
Gr.-Britann. u. Irland . . .	78	42	16	2	49	22	17	8	4	14	—	8	1	2	3	—	1	2	1	—	1	—	271
Holland . . .	2	51	4	5	—	2	—	6	—	3	—	3	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	77
Italien . . .	—	—	—	4	—	—	—	2	—	—	—	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	9
Japan . . .	30	13	13	—	11	3	4	13	—	—	1	2	1	1	—	—	—	—	—	—	—	—	92
Jugoslawien . .	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2
Norwegen . . .	16	5	2	1	—	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	26
Portugal . . .	—	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1
Schweden . . .	—	9	—	8	—	6	—	3	—	6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	32
Spanien <sup>1</sup> . . .	2	—	—	1	—	—	—	—	—	2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	5
Ver. Staat. v. Amerika . . .	2	28	4	—	1	—	8	—	8	3	1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	55
Andere Län- der . . .	2	5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	7
Insgesamt . . .	188	215	48	33	62	57	36	40	13	35	2	28	3	5	4	2	1	3	3	—	1	—	779

<sup>1</sup> Vollständige Angaben fehlen.

## Internationale Binnenhafen-Konferenz in Köln.

In den Tagen des 24.—26. Juni 1937 fand in der alten Rhein-Hansestadt sowohl eine internationale als eine deutsche Tagung über die Angelegenheiten der Binnenhäfen statt. Sie hatte einen starken Besuch, darunter den vieler ausländischer Vertreter. Der Leitgedanke der internationalen Konferenz erstreckte sich auf die wirtschaftliche Verflechtung der Binnenhäfen auch über die Landesgrenzen hinaus — man denke nur an die von vielen Nationen befahrenen Ströme wie Rhein und Donau, und an den hohen Anteil, den gerade die Gemeindepolitik an der Entwicklung der Binnenhäfen hat. Daher betonte auch der Redner der feierlichen Eröffnung im Gürzenich, der Vorsitzende des Deutschen Gemeindetages, Reichsleiter Oberbürgermeister Fiehler, daß die Gemeinden neben anderen Verkehrsaufgaben besonders als Betreuer der Hafenwirtschaft wichtige Aufgaben des allgemeinen Güterverkehrs zu erfüllen haben, und daß jede Tarifgebahrung zu ungunsten der Binnenwasserstraßen und jeder zentralistische Schematismus für die fruchtbare Entwicklung des Binnenhafenerverkehrs unzulässig sein muß. Auch Staatssekretär Königs, einer der Hauptredner des Kongresses, wies auf die notwendige Erhaltung der Privatinitiative in den Binnenhäfen hin. Selbstverständlich müsse sich die Binnenschifffahrt

wie jedes andere Gewerbe Wettbewerb gefallen lassen und sich den Staatsnotwendigkeiten unterordnen. Sofern die Seehafentarife der Reichsbahn eine devisa bringende Förderung der Durchfuhr und Ausfuhr Deutschlands mit sich brächten, müßte auch die Binnenschifffahrt dafür Verständnis haben. Ein internationales Regime über deutsche Flüsse ist abzulehnen.

Eine Reihe weiterer Vorträge namhafter deutscher und ausländischer Hafenfachkenner behandelte verkehrspolitische, wirtschaftliche, finanzielle, organisatorische, sozialpolitische und technische Fragen, durchweg unter dem Gesichtswinkel der Wettbewerbsfähigkeit der Binnenhäfen und ihrer Wasserstraßen. Ganz offenbar war der Gedanke der Technik auf diesem Kongreß etwas zu kurz gekommen, obwohl ein ausgezeichnete Bericht zweier bekannter Fachleute über die Technik in Bau, Betrieb und Verkehr der Binnenhäfen geboten wurde. Daraus aber die Meinung abzuleiten, daß früher die Technik das Feld zu stark gegenüber Wirtschaft und Verkehrs politik beherrscht habe, scheint dem Berichterstatter irrig. — Besichtigungen und gesellige Veranstaltungen gaben erfolgreiche Gelegenheit, bei den auswärtigen Teilnehmern für Deutschland zu werben. W u n d r a m.