

WERFT * REEDEREI HAFEN

HERAUSGEBER FÜR SCHIFFAHRTS-
TECHNIK UND SCHRIFTWALTER:
DR.-ING. E. FOERSTER HAMBURG

HERAUSGEBER FÜR DIE HAFENAUS-
RÜSTUNG UND UMSCHLAGSTECHNIK:
BAUDIR. DR.-ING. A. BOLLE. HAMBURG

ORGAN DER GESELLSCHAFT DER FREUNDE UND FOERDERER DER HAMBURGISCHEN SCHIFFBAU-VERSUCHSANSTALT E. V.
FACHBLATT DER SCHIFFBAUTECHNISCHEN GESELLSCHAFT FÜR DAS VERSUCHSWESEN UND DIE MESSTECHNIK IN DER SCHIFFAHRT
FACHBLATT DER HAFENBAUTECHNISCHEN GESELLSCHAFT E. V., HAMBURG, — ALLE DREI IM ARBEITSKREISE „SCHIFFAHRTSTECHNIK“
DES NS.-BUNDES DEUTSCHER TECHNIK UND IN DEN ZENTRALVEREINEN FÜR DEUTSCHE SEE- UND DEUTSCHE BINNENSCHIFFAHRT
ORGAN DES DEUTSCHEN HANDELSCHIFF-NORMENAUSSCHUSSES - H. N. A.

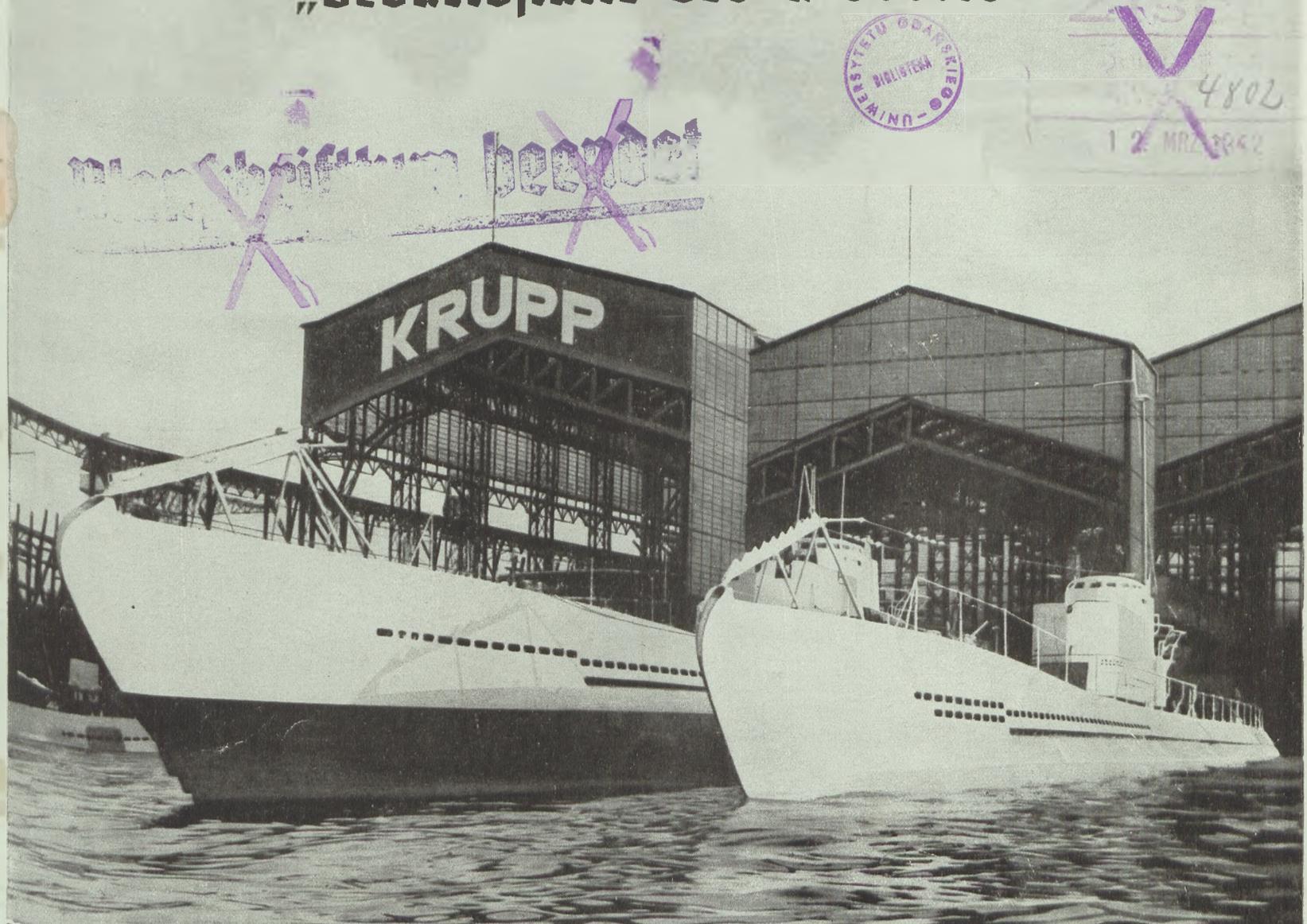
SPRINGER-VERLAG IN BERLIN W 9

23. JAHRGANG

15. FEBRUAR 1942

HEFT 4

„Geburtsstätte des U-Bootes“

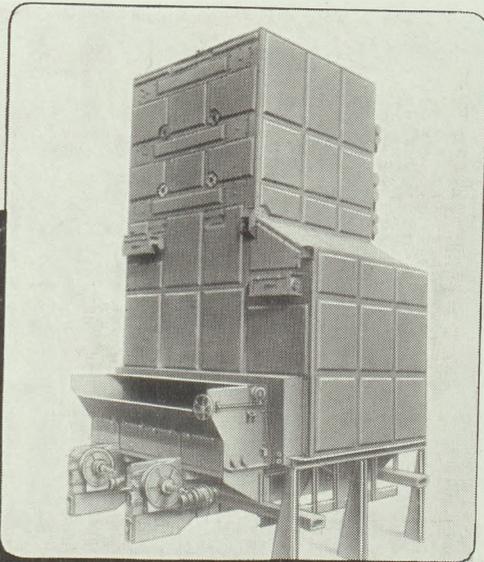


Hauptmaschinenanlage: Krupp-Dieselmotoren

Krupp

Germaniawerft
Riel

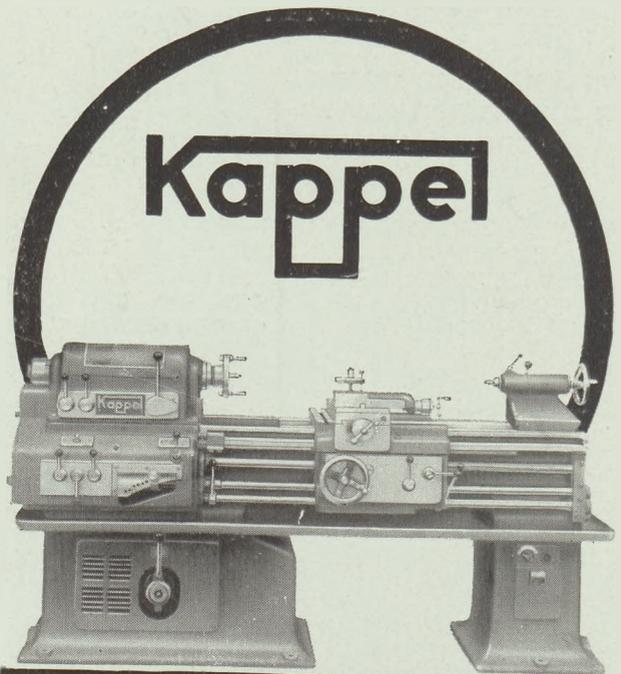




Steinmüller **L**-Rost

die vollmechanische
Schiffskesselfeuerung
für sämtliche Bunkerkohlen
und alle Dampfleistungen

L. & C. STEINMÜLLER Gummersbach



Kappel

FÜR ZEITGEMÄSSEN

ARBEITSEINSATZ

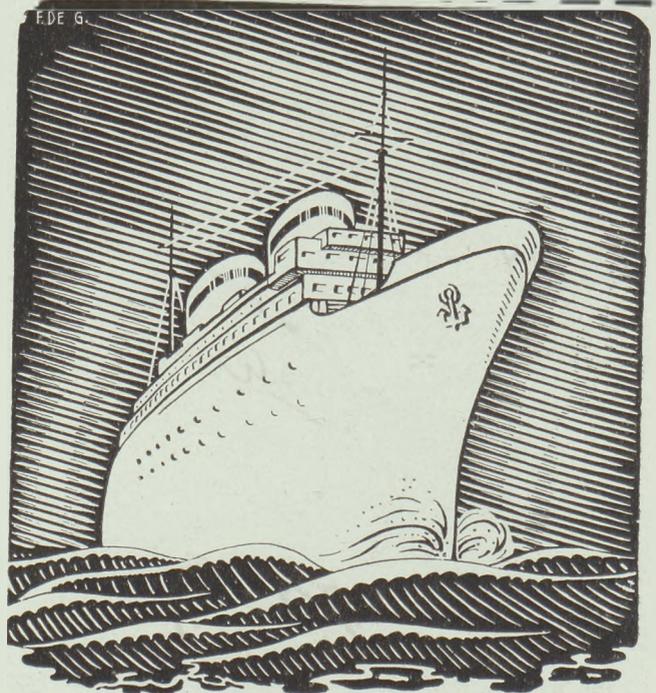
MASCHINENFABRIK KAPPEL AKT.-GES. CHEMNITZ

GEBR. HEUSS
MANNHEIM - INDUSTRIEHAFFEN



MANNHEIMER
ORIGINAL
ANKER
RUDER-STEVEN

SCHIFFSKABEL

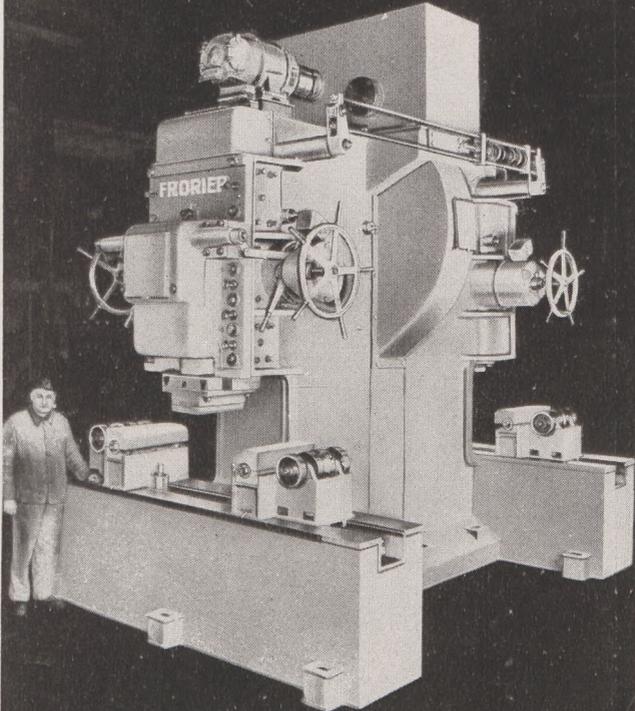


KABELWERK
REINSHAGEN

WUPPERTAL-RONSDORF

FRORIEP RICHTPRESSE

Abbildung zeigt eine doppelseitige senk-
rechte Richtpresse für schwere Profile.
Ausführung in Schweißkonstruktion.



MASCHINENFABRIK **FRORIEP** G.m.b.H. RHEYDT Rhld. 64/5



Druckluft für den Taucher

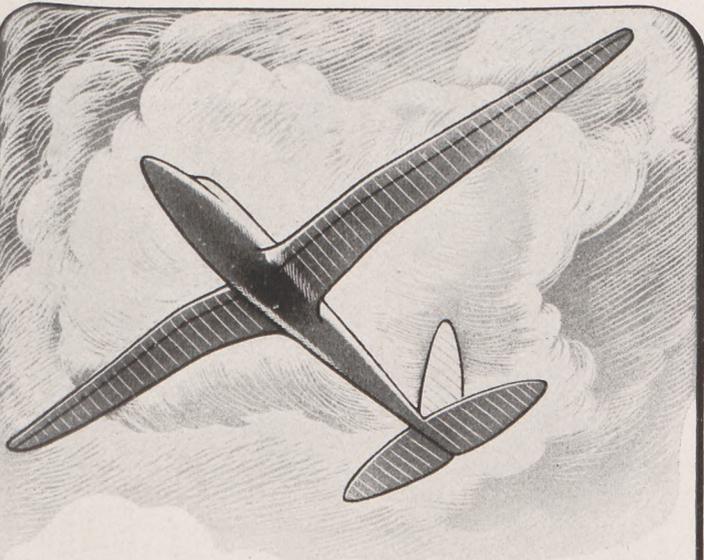
muß zuverlässig erzeugt
werden. Auf Dampfschiffen
ist es zweckmäßig, dafür
eine gedrungene

KnorrLuftpumpe

zu verwenden, bei der
Dampfmaschine und Luft-
pumpe eine Einheit bilden.
Sie werden gebaut für Luft-
leistungen bis 3000 l/min.,
verdichtet auf 12 kg/cm².



KNORR-BREMSE & BERLIN



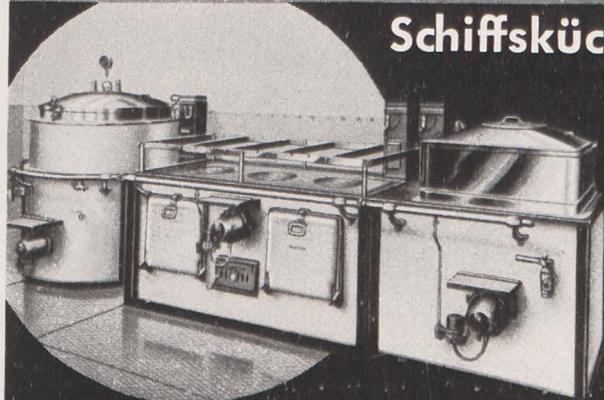
mit

Kauritleim



Küppersbusch

Schiffsküchen



Zufriedene Passagiere



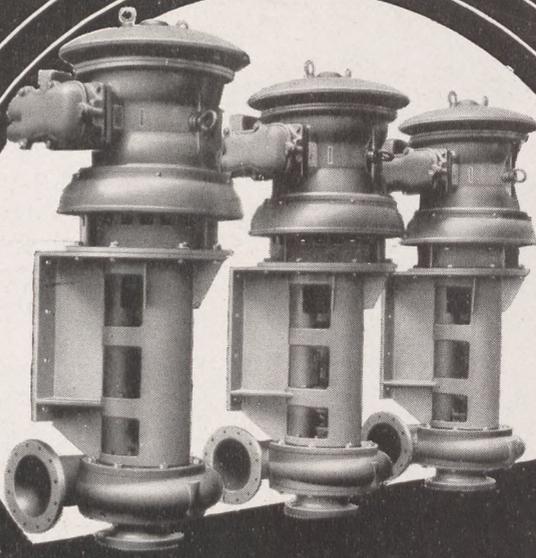
Dampfer „Deutschland“ der Hamburg-Amerika-
Linie / Im Speisesaal der Kajüt-Klasse.
Foto: Hapag-Bildbericht

F. Küppersbusch & Söhne A.-G., Gelsenkirchen



Schiffspumpen

in horizontaler und vertikaler Ausführung, ein- und mehrstufig, axial und radial geteilt.



KLEINSCHANZLIN-BESTENBOSTEL

GMBH BREMEN GRÜNENSTR.109



POHLIG

Förderanlagen für Massengüter

Verladebrücken
Krane aller Art
Greifer und Kübel
Kübelörderungen
Hochofenbegichtungen
Schrägaufzüge
Wagenkipper
Gurtförderbänder
Stahlförderbänder
Pendelbecherwerke
Drahtseilbahnen
Kabelkrane
Elektrohängebahnen
Handhängebahnen
Stahlbauten

J. POHLIG AKTIENGESELLSCHAFT • KÖLN



ELEKTROGEN



SCHWEISSMASCHINEN FÜR GLEICH- UND WECHSELSTROM ELEKTRODEN

ELEKTROGEN-INDUSTRIE G.M.B.H.
VORM. KOCH & STRATMANN — HAMBURG 33.



PREA-Spritzpistolen

verbürgen höchste Wirtschaftlichkeit und sind
auch in Schiffahrtskreisen
erfolgreich eingeführt.

Enorme Mehrleistung gegenüber der Pinselarbeit, sauberer, gleichmäßiger Ausfall.
Verlangen Sie bitte kostenlose fachm. Beratung.

PREA-Gesellschaft Müller & Neumann, JENA 51
Spezialfabrik für Farbspritzanlagen mit annähernd 30 jährigen Erfahrungen.

ALFOL-Isolierung — patentiert in sämtlichen Kulturstaaten — gegen Wärme — Kälte — Feuer — Schall

| | | | | |
|--------------------|-------------------|---|----------------|---------------------|
| Maschinen-Schächte | Feuer-Schächte |  | Proviant- und | Gesellschafts-Räume |
| Kessel-Schächte | Kabinen jeder Art | | Lade-Kühlräume | Wirtschafts-Räume |

Stetige Isolier-Wirkung — Fast gewichtslos — Erschütterungsfest — Unhygroskopisch — Nicht brennbar — Sauber und staubfrei — Fäulnisfest

Auf allen deutschen Werften laufend verwendet
In Millionen von Quadratmetern auf deutschen und ausländischen Schiffen aller Typen bewährt

ALFOL-DYCKERHOFF • HANNOVER

General-Vertretung und Ausführung Wasserkante: Hamburg, Bremen, Lübeck, Kiel und Rostock:
Karl Löher, Hamburg 1, Burghardstraße 17, Mühlenhof

MESSER DRIGMAC
MESSER

Schweiß-Brenner
Schneid-Brenner
Härte-Brenner

für Handwerk
für Industrie

FÜR AZETYLEN
FÜR LEUCHTGAS
FÜR WASSERSTOFF

Kräftige Bauart
Zuverlässige Arbeitsweise
Lange Lebensdauer

MESSER & CO GMBH FRANKFURT/MAIN
FILIALEN: BERLIN C 2, Klosterstraße 69 + ESSEN-RUHR, HansaHaus

CONZ ELEKTRO
MASCHINEN

für den gesamten Schiffbau

CONZ ELEKTRICITÄTS-GESELLSCHAFT M.B.H.
HAMBURG - BAHRENFELD

WAGNER
DORTMUND

WAGNER-DORTMUND

Zweiständer - Blechscheren
bis zu den grössten Abmessungen
in Stahlplatten- und Stahlguss-Ausführung

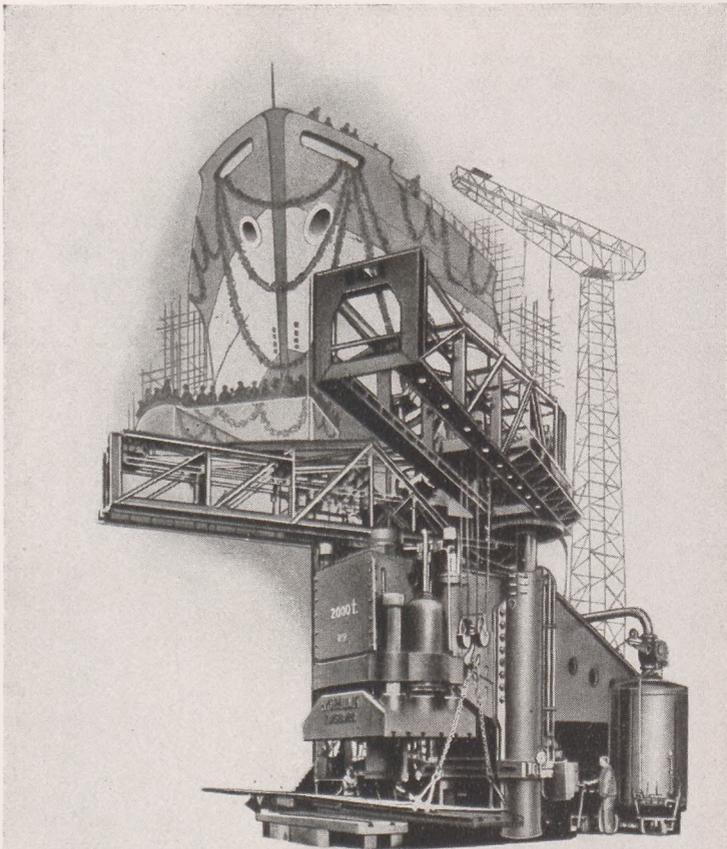
Wagner & Co., Werkzeugmaschinenfabrik m.b.H., Dortmund



»ROSE«
ARMATUREN
FÜR
ALLE ZWECKE
UND NACH
KM HNA DIN

LEICHT- UND SCHWER-
METALLGIESSEREI

TH. ROSE KOM.
GES.
HAMBURG - ALTONA 1



Für die Neubauten der Handels- und Kriegsmarine
leisten Hydraulik-Anlagen hervorragende Dienste.
Unsere langjährigen Erfahrungen auch auf diesem
Sondergebiet stellen wir jederzeit gern zur Verfügung.

HYDRAULIK

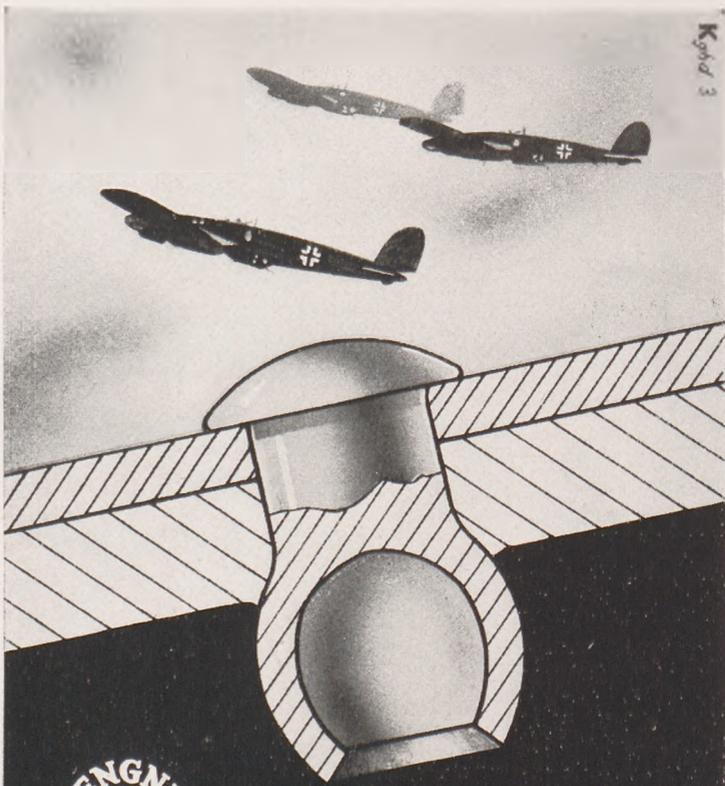
DUISBURG, Mülheimer Strasse 64b-72



Stromag

Schlitzabdeckung DRP
für Schleifleitungskanäle

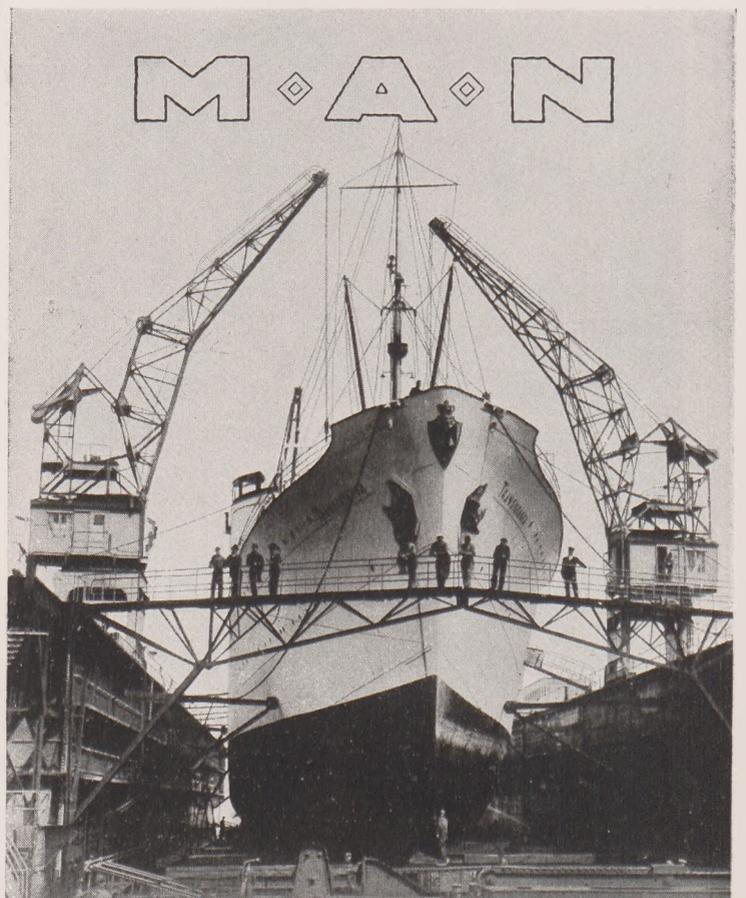
Stromag SCHLOTMANN & CIE.
MASCHINENFABRIK UNNA i. W.



Die Sprengnietung

eröffnet völlig neue Wege der
Konstruktion mit allen nietbaren Werkstoffen.

Rheinisch-Westfälische Sprengstoff AG.
Nürnberg



Dockkrane

Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.G.

WERFT • REEDEREI • HAFEN

23. Jahrgang

15. Februar 1942

Heft 4

HERAUSGEBER: DR.-ING. E. FOERSTER UND BAUDIREKTOR DR.-ING. A. BOLLE
für das Gesamtgebiet der Schiffahrtstechnik für Hafenausrüstung und Umschlagstechnik

SCHRIFTWALTER: DR.-ING. E. FOERSTER, HAMBURG 36, NEUERWALL 32.

Reichsminister Dr.-Ing. Todt †.



phot. Röhr, Magdeburg.

Reichsminister Dr.-Ing. Todt †.

Erst vor wenigen Wochen hat die deutsche Fach- und Tagespresse den Reichsminister Generalmajor Dr.-Ing. T o d t gelegentlich seines 50. Geburtstages beglückwünscht und gefeiert als den Organisator der deutschen Kriegstechnik im Sinne des Verkehrs und der Munitionserzeugung. Ihm waren Verantwortungen übertragen, wie sie sich den Aufgaben der Feldherren gleichwertig an die Seite stellen; — waren und sind doch die letzteren in einem Maße von der Höchstentwicklung des Nachschubs und der Munition abhängig, daß sie einfach als mitentscheidend zu bezeichnen sind.

Deutschland hat diesen Helden der Arbeit hergeben müssen, und es ist nur ein schwacher Trost, zu wissen, daß seine Organisation so vollkommen war, daß sie im Augenblick seines Scheidens mit vollem Wirkungsgrad weiterarbeiten kann, bis der vom Führer ernannte Nachfolger, Reichsminister Speer, der selbst schon andere vielumfassende organisatorische Bereiche leitet, alle Verbindungen in der gewaltigen Maschinerie der Kriegstechnik auf sich selbst geschaltet hat. Die vorbildliche Persönlichkeit Dr. Todts ist ihrem Schaffen und Wesen nach unvergeßlich. Das deutsche Volk trauert mit der Wehrmacht um diesen Helden des Kriegsschaffens.

Dr. T o d t war ein geborener Badenser, der in Süddeutschland die Ingenieur-Wissenschaften studiert und dort promoviert hat. Am Weltkriege nahm er aktiv von Anfang bis zu Ende teil, in den letzten zwei Jahren bei den Fliegern. Schon 1922 schloß er sich der NSDAP. an, nachdem er durch eine Begegnung mit Adolf Hitler einen für sein Leben bestimmenden Eindruck von dessen Persönlichkeit erhalten hatte. Sein weiterer Berufs- und Lebensgang ist bekannt. Er kennzeichnet sich durch die immer erweiterte Tätigkeit und Verantwortung für die Staatsinteressen. 1933 wurde Dr. T o d t Generalinspektor für das deutsche Straßenwesen. In diesem Rahmen wurden unter seiner Leitung bisher 4000 km Reichsautobahn vollendet, bzw. 2000 in Arbeit genommen. Seine erste kriegstechnische Meisterleistung war die Schaffung des Westwalls, zu der im Kriege die Befestigung der Atlantik-Küste und die Großorganisation des Nachschubs durch Deutschland und die besetzten Gebiete hinzutrat. Gleichzeitig wurde ihm die Generalleitung der deutschen Bauwirtschaft übertragen, in welcher Stellung er auch in die Maßnahmen zur Verwirklichung des Vierjahresplanes tatkräftig eingriff. Im März 1940 erfolgte seine Ernennung zum Reichsminister für Bewaffnung und Munition, und ein Jahr später wurde ihm noch ein General-Inspektorat für Wasser und Energie übertragen.

In der Organisation der technischen Wissenschaften und ihrer Verbände übernahm Dr. T o d t die Leitung des Hauptamts für Technik in der Reichsleitung der NSDAP, welche Stellung mit dem Vorsitz im NS-Bund Deutscher Technik verbunden war. In dieser Stellung nahm er u. a. bestimmenden Einfluß auf die Organisation, als im Jahre 1937 der Arbeitskreis Schiffahrtstechnik im NSBDT geschaffen wurde, und Dr. Todt in Gemeinschaft mit dem Großadmiral Dr. h. c. Raeder, dem Schirmherrn der in dem neuen Arbeitskreis vereinigten drei Gesellschaften, eine Vereinbarung traf, die den schiffahrtstechnischen Vereinigungen eine klare Stellung zuwies.

In Anerkennung der militärisch bedeutungsvollen Leistungen seiner Arbeit wurde Dr. Todt schon bald nach Kriegsbeginn der Titel eines Generalmajors verliehen.

Das deutsche Volk und vor allem der Nachwuchs im Ingenieurwesen wird den im Kriegsdienst gebliebenen Meister als eines der höchsten Vorbilder im Herzen bewahren und hieraus eine eigene Verpflichtung zu höchstem Einsatz herleiten.

Berichtigungen zum Heft 3.

1. Zum Aufsatz über „Schiffsvermessung“: In der Tabelle auf Seite 33 ist im Reindruck leider ein Fehler unterlaufen: Die Brutto-Tonnage des Dampfers „Johann Heinrich Burchard“ („Reliance“) ist die gleiche wie die der „Kronprinzessin Cäcilie“, nämlich 19 500 Reg-Tons, zu welchem Zwecke die beiden Schiffe zusammengestellt worden waren. In der Tabelle ist die Brutto-Tonnage mit 10 500 Reg-Tons angegeben.

2. Zum Aufsatz „Stabilität im Bordbetrieb“: In dem unter Beispiel 3 auf Seite 38 gebrachten Rechenverfahren nach dem Ver-

schiebungssatz muß es in den letzten beiden Fällen heißen:

$$\begin{aligned} 1000 \times -2 &= -2000 \\ -2000 : 11000 &= -0,182 \\ -1000 \times -2 &= +2000 \\ +2000 : 9000 &= +0,222 \end{aligned}$$

Wir bitten unsere Bezieher, zwecks Vermeidung späterer Irrtümer diese Fehler in ihrem Exemplar zu verbessern.

Schriftleitung.

Gesellschaft der Freunde und Förderer der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt

im Arbeitskreise „Schiffahrtstechnik“ des NS-Bundes Deutscher Technik.

Bremer Ortstagung am 28. Januar 1942.

Zum ersten Male seit Bestehen dieser Vereinigung ist Bremen zum Tagungsort gewählt worden. Diese Arbeitstagung ist infolge des lebhaften Interesses der Bremer und der Unterweser-Fachkreise des Schiffbaues, der Schiffahrt und der zugehörigen Industrie zu der zahlenmäßig größten GFF-Versammlung des letzten Jahrzehnts geworden. In der zuversichtlichen Erwartung guter Beteiligung war schon der Vortragssaal der „Glocke“ mit 520 Plätzen eingesetzt worden. Nach dem Eingang von über 650 Anmeldungen war die Gesellschaft gezwungen, die Sammelanmeldungen aus dem Bereiche der beiden Seefahrtsschulen und der Staatlichen Ingenieurschule nachträglich durch Verstärkung zu kürzen, da die Höchstzahl der Saalbesetzung nach bestehenden Vorschriften nicht so weit überschritten werden durfte. Selten hat sich auch ein so hoher Prozentsatz reiner Fachleute des Schiffbaues und Schiffsmaschinenbaues in diesem Kreise zusammengefunden wie gerade dieses Mal, wo rund 97 v.H. der Teilnehmer dem engeren schaffenden Fachbereiche angehörten. Bei der Zusammenstellung der Vortragsthemen war ein Hauptaugenmerk auf die sinngemäße Zusammengehörigkeit der Referate gerichtet worden. Die Grundlage der Veranstaltung wurde mit der Vortragsbereitschaft des maschinen-technischen Leiters des Norddeutschen Lloyd, Obering. Schneider, gesichert.

In einer einleitenden Ansprache, deren erster Teil in der Führung ausklang, begrüßte der Vereinsleiter, Prof. Dr. Walter Fischer, den Vertreter der Gemeindeverwaltung der Hansestadt Bremen, Baudirektor Offenbergh, dann den für den NS-BDT bzw. das Hauptamt für Technik erschienenen Gaustellenleiter Dr.-Ing. Dettmar und den Leiter der Kriegsmarinedienststelle Bremen, Konteradmiral Kehrhaan. Ferner dankte er für ihr Erscheinen den Vertretern der Bremer und der Wesermünder Industrie- und Handelskammern, den beiden nautischen Vereinen des Bereiches, den Lehrern und Studierenden der staatl. Ingenieurschule und der Seefahrtsschulen Bremen und Wesermünde sowie den zahlreichen von den Reedereien, Werften und Industriefirmen erschienenen Teilnehmern. Ein besonderer Dank galt der Fach- und Tagespresse für deren aktives und förderliches Interesse auch an dieser Veranstaltung der Gesellschaft. Prof. Fischer begrüßte auch die der Einladung gefolgt Mitglieder der Bremischen Vereinigung „Die Wittheit“. Die Hamburgische Schiffbau-Versuchsanstalt selbst, die sich mit zwei Referaten an der Tagung beteiligte, war durch ihren Direktor Prof. Dr. Kempf und dessen Stellvertreter Dr. Lerb sowie den Leiter der Bordmeß-Abteilung, Obering. Hoppe, vertreten.

In seiner Ansprache ging Prof. Fischer unter dem Hinweis auf das nun über zwei Jahrzehnte erstreckte Zusammenwirken des Instituts mit der Förder- und Aufklärungstätigkeit der Gesellschaft näher auf die Entwicklungsgeschichte beider ein, weil sich gerade hier ein Beispiel für das Zusammenwirken zwischen Bremen und Hamburg mit erfolgreichen Ergebnissen kennzeichnet: Die Versuchsstation des Nordl. Lloyd in Bremerhaven hat in den ersten zehn Jahren dieses Jahrhunderts den Anlaß und die Grundlagen für die Schaffung des Hamburger Instituts gegeben. Die treue und fruchtbare Arbeit der Lloyd-Versuchsstation schuf apparatetechnisch, erfahrungsmäßig und personell die Traditionen, deren Übernahme Hamburg die entscheidende „Anfangsgeschwindigkeit“ gab. Vor allem ist hier auch der Persönlichkeit und hingebenden Arbeit des Obering. Bruckhoffs der Bremerhavener Anstalt zu gedenken. Die langjährigen und vielartigen Erfahrungen Bremerhavens wurden durch ihn gleichsam als Mutterboden nach Hamburg verpflanzt, als das Bremer Institut 1910 den Hafenerweiterungen zum Opfer fallen mußte. Inzwischen war in Hamburg die Notwendigkeit eines in seinen Abmessungen und Lei-

stungen den großen zu erwartenden Zukunftsaufgaben entsprechenden Institutes in einer Denkschrift Dr. Foersters, damals Oberingenieur im Handelsschiffbau der Firma Blohm & Voß, zum Ausdruck gebracht worden. Dieses Memorandum enthielt bereits den Entwurf des Hamburger Instituts und seiner Einrichtungen in der später verwirklichten Art¹. Die darin für Bau und Einrichtungen des Institutes geforderte Summe von 1,35 Millionen Reichsmark wurde im Juni 1913 von Senat und Bürgerschaft der Freien und Hansestadt Hamburg einstimmig bewilligt und hat die Kosten des 1915 fertiggestellten Institutes trotz der durch Obering. Bruckhoffs Vorschlag vergrößerten Tanklänge unter Herbeiziehung eines testamentarischen Legates des Konsuls Otto Schlick in Höhe von etwa 100 000 Mark ohne Nachschüsse gedeckt.

Im Beginne der Inflation (1921) wirkte sich der große Maßstab des Hamburger Instituts mit seinen Etats-Anforderungen für den Betrieb im Angesicht des damals mangelnden Auftragsbestandes der Reedereien und Werften und des Fehlens jeder Unterstützung zunächst als wirtschaftlich schwer tragbar aus. Dies veranlaßte den Verfasser der vorgenannten Denkschrift, als Mitglied des zur Schließung des Institutes geneigten Aufsichtsrates, zu einem Appell an die rheinisch-westfälische Industrie durch einen Vortrag im Düsseldorfer Industrieklub, dem eine größere Stiftung und die Gründung der Gesellschaft der Freunde auf dem Fuße folgte. Die Leitung des Instituts wurde damals im März 1922 auf Bruckhoffs Anregung, „daß das Institut jetzt der Leitung durch einen Schiffbauer bedürfe“, in die Hände von Dr.-Ing. Günther Kempf gelegt, der das Institut alsbald zu Leistungen führte, welche denkbar wirksame Handhaben für die Gesellschaft der Freunde bei deren Werbe- und Förderfähigkeit bildeten. Diese entwicklungsgeschichtlichen Bemerkungen sind, besonders auch im Lichte der Zusammenarbeit der beiden auch in Zukunft eng schicksalsverbundenen Hansestädte gewiß von Interesse, und sie rechtfertigen besonders eine Bremer Tagung im zwanzigsten Lebensjahre der veranstaltenden Gesellschaft und im Angesicht der Tatsache, daß inzwischen alle großen und fast alle mittleren Schaffensbereiche des Weserbezirkes als korporative Firma-Mitglieder oder persönlich mit ihren Leitern und vielen namhaften Konstrukteuren in die Gesellschaft eingetreten sind.

Nach Prof. Fischer nahm der Vertreter des Regierenden Bürgermeisters der Hansestadt Bremen, Baudirektor Offenbergh, das Wort zu einer Ansprache, in welcher er die Gesellschaftstagung namens der Hansestadt Bremen in warmherziger Form begrüßte und ihr den besten Erfolg wünschte.

Hiernach sprach der Gaustellenleiter Dr.-Ing. Dettmar, welcher die Fachkollegen im Namen des NSBDT und im Auftrage des Gauamtsleiters des Amtes für Technik, Pg. Gerking, in Bremen begrüßte und dem Vorstand der GFF für die Veranstaltung dieser Tagung dankte. Er wies darauf hin, daß Hamburg und Bremen auf dem Gebiete der Schiffahrt gleiche Interessen, gleiche Aufgaben und gleiche Ziele haben. Auf dem Schiffbau-Ingenieur ruhe heute eine doppelte Verantwortung, da er zur Zeit der Kriegsmarine die Waffen für den Lebenskampf Deutschlands zur Verfügung stellen müsse. Andererseits beschäftige er sich, wie das Programm zeige, aber doch schon mit richtungweisenden Aufgaben, welche die Han-

¹ Durch einen Vorschlag Bruckhoffs erfuhr das Projekt, welches einen Tank von 220 m Länge, 16 m Breite und 7,25 m Tiefe mit einem halbrunden Querschnitt vorgesehen hatte, eine Erweiterung dahingehend, daß die Länge auf 350 m vergrößert und die Hälfte in halber Breite mit eckigem Querschnitt ausgeführt wurde. Dieser Tankteil erhielt einen beweglichen Boden, um die Vorbedingungen für Flachwasserversuche — auch besonders für die Binnenschiffahrt — auf maßstabgerechter Wassertiefe durchführen zu können. (Nachträgliche Zufügung von Dr. Foerster.)

delsschiffahrt der Zukunft betreffen. Dr. Dettmar wünschte der Tagung vollen Erfolg.

Der Vereinsleiter erteilte dann dem Obering. Schneider des

Nordd. Lloyd das Wort zu seinem Vortrage, indem er gleichzeitig dem geschäftsführenden Vorsitzenden der Vereinigung, Dr.-Ing. E. F o e r - s t e r , die Leitung der technischen Verhandlungen übertrug.

Über Fragen des Schiffsantriebs beim Wiederaufbau der Handelsschiffahrt.

(Eigenbericht des Vortragenden Oberingenieur E. Schneider.)

Bei der Planung von Schiffsneubauten ist von vornherein zu berücksichtigen, ob die Schiffe in der freien Fahrt oder in der Linienfahrt beschäftigt werden sollen. Beide Fahrtgebiete stellen vor allem an die Schiffsantriebsanlagen verschiedenartige Anforderungen.

Für die Schiffe der freien Fahrt ist in erster Linie ein möglichst einfacher Aufbau der gesamten Maschinenanlage zu fordern. Wirtschaftliche Erwägungen sind hier zwar nicht nebensächlich, doch müssen sie auf Kosten der Einfachheit der Maschinenanlage zunächst zurücktreten. Antriebsanlagen, die vor allem auf Erreichung günstigster Wirkungsgrade hinarbeiten, müssen hier ausscheiden. Aus diesem Grunde ist bei Schiffen der freien Fahrt je nach dem Einsatzgebiet dem normalen Dieselantrieb oder der Kolbendampfmaschine, gegebenenfalls unter Nachschaltung einer Abdampfturbine, der Vorzug zu geben. Dieselanlagen bzw. Dampf-Antriebsanlagen sind so zu gestalten, daß keine allzu hohen Anforderungen an das fahrende Personal gestellt werden.

In der Linienfahrt werden die Reedereien alle Erfahrungen ihrer verschiedenen Liniendienste ergiebig ausschöpfen. Bei der Planung dieser Antriebsanlagen wird das wirtschaftliche Moment stets eine maßgebende Rolle spielen, auch wenn die Bedienung solcher Anlagen besonders geschultes Personal benötigt.

Bei der Planung einer Schiffsantriebsanlage muß immer im Auge behalten werden, daß die Beurteilung der Wirtschaftlichkeit einer Schiffsantriebsanlage nur im Rahmen der Bestimmung der Gesamtwirtschaftlichkeit des Schiffes erfolgen darf. Der planende Ingenieur muß hier mit dem Reeder Hand in Hand arbeiten, wenn das Höchste an Wirtschaftlichkeit für Schiff und Maschine herausgeholt werden soll.

Die Linienfahrt stellt meist Spezialforderungen hinsichtlich Schiffgröße, Antriebsart und Geschwindigkeit. Dabei wird jedoch das Bestreben vorherrschen, möglichst gleiche Schiffstypen für verschiedene Fahrtgebiete vorzusehen, damit die Typenzahl auf ein Minimum beschränkt wird.

Es liegt nicht im Rahmen dieses Vortrags, über Fragen des Einheitsschiffbaues Betrachtungen anzustellen. Jedenfalls aber ist bei der Gestaltung der Antriebsanlagen eine weitgehende Normung, vor allem auch der Hilfsmaschinen, anzustreben.

Die Bestimmung der Reisegeschwindigkeit ist als erster Faktor bei der Neubauplanung grundlegend für die Beantwortung aller weiteren den Antrieb betreffenden Fragen. Sie ist einmal abhängig von der Art der normalerweise zu verschiffenden Ladung bzw. vom Wert derselben und zum anderen von den in den Anlaufhäfen zur Verfügung stehenden Lösch- und Lademöglichkeiten. Bei Frachtschiffen ist eine höhere Dienstgeschwindigkeit nur dann wirtschaftlich tragbar, wenn in den Anlaufhäfen die Ladungsarbeiten in kürzester Zeit bewältigt werden können.

Fahrtgebiete, die wegen besonderer Umstände für das Löschen und Laden viel Zeit beanspruchen, können deshalb auch mit Schiffen niedriger Reisegeschwindigkeit bedient werden.

Als Beispiel sei hier die Nordbrasilfahrt angeführt. Es ist unwirtschaftlich, auf dieser Linie schnelle Frachtschiffe einzusetzen. Der durch die erhöhte Schiffsgeschwindigkeit erzielte Zeitgewinn tritt wegen der mehrere Wochen dauernden Lade- und Löscharbeiten nur unwesentlich in Erscheinung. Er rechtfertigt nicht die größeren Anschaffungs- und Brennstoffkosten gegenüber dem weniger schnelle Schiff.

Soll die für eine bestimmte Schiffsgeschwindigkeit erforderliche Antriebsleistung einen Bestwert erreichen, so ist die Ermittlung der günstigsten Abmessungen für den gewünschten Schiffstyp sowie die Festlegung der besten Linien- und Propellerform durch eigengetriebene Modellversuche in einer Schiffbau-Versuchsanstalt Voraussetzung.

Ist die Frage der Geschwindigkeit und erforderlichen Antriebskraft entschieden, so ist die Wahl des zu verwendenden Brennstoffes die nächste Sorge. Diese wird maßgebend beeinflusst durch das Fahrtgebiet, in dem das Schiff beschäftigt werden soll. Die für diesen Vortrag zusammengestellten Untersuchungen zielen darauf ab, die Wirtschaftlichkeit verschiedener Antriebsmöglichkeiten mit den verfügbaren Brennstoffarten unter Berücksichtigung des Raumbedarfes zu vergleichen. Besonders interessiert die Beeinflussung der Unkosten durch den Brennstoffpreis und die durch den Brennstoff bedingte Bauart der Maschinenanlage.

Die in Frage kommenden Brennstoffe sind Kohle, Heizöl und Dieselöl.

Hohe Baukosten, vor allem für hochwertige schnellfahrende Schiffe, stellen neben den Brennstoffkosten bei der Berechnung der laufenden Tageskosten den wichtigsten Ausgabenfaktor dar. Die

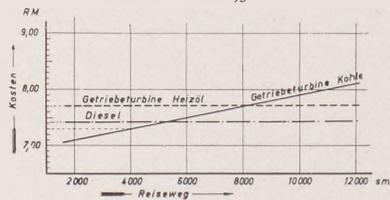
laufenden Tageskosten setzen sich zusammen aus: Besatzungskosten, Ausrüstung für Deck und Maschine, Reparaturkosten für Deck und Maschine, Versicherungsprämien, Verzinsung und Amortisation des Baukapitals und allgemeine Verwaltungskosten.

An Hand der den Reedereien zur Verfügung stehenden statistischen Unterlagen können die Tageskosten nach den Betriebserfahrungen, welche mit ähnlichen oder gleichen Anlagen gemacht wurden, berechnet werden.

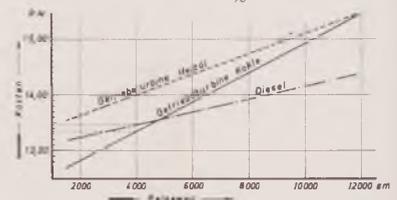
Für die Beurteilung der Antriebsanlagen unter Berücksichtigung des zu verwendenden Brennstoffes ist es von Bedeutung, ob für das Schiff eine möglichst große Räumte je Tonne Nutzladung, oder eine größtmögliche Tragfähigkeit angestrebt werden soll.

Für den Fall, daß das Schiff für Ladung von großem Raumbedarf vorgesehen werden soll, kann dies dazu führen, daß auf Kohle als Brennstoff trotz vielleicht vorliegender Vorteile gegenüber dem Dieselöl Ver-

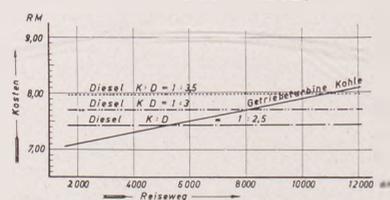
Kosten (Brennstoff + Tageskosten) für 100 sm u. 100 cm³ Nutzraum in Abhängigkeit vom Reiseweg
Preisverhältnis Kohle : Heizöl : Dieselöl = 1 : 2 : 2,5.



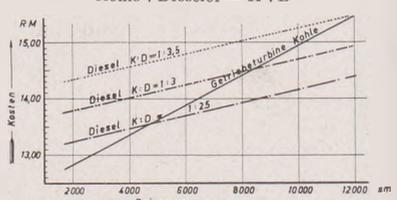
Kosten (Brennstoff + Tageskosten) für 100 sm u. 100 t Ladung in Abhängigkeit vom Reiseweg
Preisverhältnis Kohle : Heizöl : Dieselöl = 1 : 2 : 2,5.



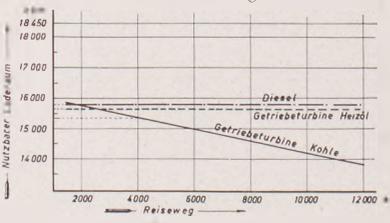
Kosten (Brennstoff + Tageskosten) für 100 sm u. 100 cm³ Nutzraum bei einem Preisverhältnis Kohle : Dieselöl = K : D.



Kosten (Brennstoff + Tageskosten) für 100 sm u. 100 t Ladung bei einem Preisverhältnis Kohle : Dieselöl = K : D



Raumausnutzung in Abhängigkeit vom Reiseweg.



Nutzbare Tragfähigkeit in Abhängigkeit vom Reiseweg.

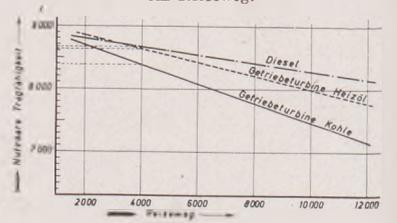


Abb. 1. Einfluß des Schiffsantriebes auf die Wirtschaftlichkeit des Schiffes

zicht geleistet wird. Dies wird vor allem dann der Fall sein, wenn neben einem großen Aktionsradius eine hohe Geschwindigkeit verlangt wird.

Natürlich dürfen nationalpolitische Gesichtspunkte nicht unbeachtet bleiben, z. B. wenn zur Devisen-Ersparnis die Kohle als heimischer Brennstoff möglichst weitgehend verwendet werden soll. Wenn derartige Anlagen auf der Kohlebasis wettbewerbsfähig sein sollen, dann müssen die Gestalter des Schiffes und der Maschinenanlage so Hand in Hand arbeiten, daß auch hier das Höchstmaß an Wirtschaftlichkeit herausgeholt wird. Dazu trägt bei, daß die Arbeiten der Heizer und Kohlenzieher möglichst durch Mechanisierung der Rostbeschickung so vereinfacht werden, daß weitestgehend an Heizraumpersonal gespart wird.

Bei der Gesamtplanung muß die größte ununterbrochene Fahrtstrecke bis zum nächsten günstigen Bunkerhafen eingehend geprüft werden. Die benötigte Bunkerzeit und die Unterbringung des Brennstoffes sind Fragen, die hierbei nicht vernachlässigt werden dürfen.

Bei der Beurteilung der Wirtschaftlichkeit der Antriebsanlage auf Grund des zu wählenden Brennstoffes, kommt es einmal auf die vergleichsweise Höhe der Gesamtkosten, dann aber auch auf die durch Größe und Gewicht der Anlage vergleichsweise Nutz-Räume und die Gewichts-Tragfähigkeit des Schiffes an.

Trägt man für einen bestimmten Schiffstyp Brennstoffkosten, Tageskosten sowie nutzbaren Frachtraum und nutzbare Tragfähigkeit graphisch auf, so ergeben sich Linienzüge, wie nach Abb. 1.

Die Tages- und Brennstoffkosten sind in den Schaubildern als

laufende Kosten, Rauminhalt und nutzbare Tragfähigkeit für ein Frachtschiff von 14.200 t Wasserverdrängung und 14 kn Reisegeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Reiseweg dargestellt. Schlepp- und Fahrversuche des Schiffmodells im Versuchstank hatten eine Antriebsleistung von 5000 WPS ergeben.

Sämtliche Werte sind auf 100 t bzw. 100 m³ Ladung und 100 Seemeilen bezogen. Diese Bezugnahme ist im allgemeinen nur dann erforderlich, wenn die Wirtschaftlichkeit von Schiffen mit verschiedener Geschwindigkeit miteinander verglichen werden soll. Sie wäre auch für sich für den dargestellten Fall nicht nötig, sondern es genügt, sämtliche Unkosten pro Ladetonne oder einem Vielfachen in bezug auf den Aktionsradius darzustellen.

Wenn dennoch nicht auf die angeführte Darstellungsweise verzichtet wurde, so aus dem Grunde, um klare Schaubilder zu erhalten und um erforderlicher Weise Vergleiche anstellen zu können.

Für die untersuchten Brennstoffe Kohle, Heizöl und Dieselöl sind der Einfachheit halber die Preisverhältnisse 1:2:2,5 bei einem Kohlenpreis von 13,50 pro Tonne zu Grunde gelegt. Diese Preisverhältnisse sind nicht immer einzuhalten und können sich in bestimmten Fahrtgebieten ändern. Vor Beginn des Krieges waren die Brennstoffpreise stark beeinflußt durch die Dollar- und Pfund-Abwertung. Es ist im Augenblick noch nicht vorzusehen, wie sich die Preisverhältnisse für die Brennstoffe nach Beendigung des Krieges einstellen werden.

Zur Veranschaulichung der Einflüsse der verschiedenen Preisverhältnisse auf die Wirtschaftlichkeit der Antriebsanlage sind die mittleren Schaubilder entwickelt worden. Aus ihnen geht eindeutig hervor, wie sich bei höheren Preisverhältnissen das Kohleschiff auf immer größerem Aktionsradius gegen das Dieselschiff behaupten kann.

Die Schnittpunkte der einzelnen Linienzüge in den oberen Bildern zeigen den Reiseweg an, bei dem die laufenden Kosten für die verschiedenen Antriebsarten die gleichen sind. Die Schaubilder zeigen, daß für eine Antriebsleistung von 5000 WPS das Heizöl nur bei einem sehr niedrigen Preisverhältnis wettbewerbsfähig ist.

Sämtliche dargestellten Werte gelten ausschließlich für die Annahme, daß während des ganzen Reisewegs ein Nachbunkern nicht stattfindet, daß die Ladefähigkeit des Schiffes stets voll ausgenutzt und nach Zurücklegung dieses Reiseweges noch eine Reservebrennstoffmenge für zwei Seetage vorhanden ist. Das Verhältnis von Seetagen zu Hafentagen beeinflußt die Gesamtunkosten wesentlich. Der Berechnung wurde ein Durchschnittswert zugrunde gelegt, und zwar wurden von jeweils 10 Gesamtreisetagen 6 für die Seetage und 4 für die Hafentage gerechnet. Dieses Verhältnis von See- zu Hafentagen ist stark abhängig von dem Fahrtgebiet, in dem das Schiff eingesetzt ist.

Die oberen Schaubilder, die für das Preisverhältnis von 1:2,5 für Kohle zu Dieselöl ermittelt wurden, zeigen, daß ein kohlebefeuertes Dampfschiff bis zu einem Aktionsradius von 4000 Seemeilen noch in Wettbewerb mit einem Dieselschiff treten kann und dem Dieselschiff unter Umständen überlegen ist.

Allerdings ist aus den beiden unteren Schaubildern zu entnehmen, daß die verminderte Ladefähigkeit des Kohleschiffes infolge des höheren Brennstoffverbrauches nicht vernachlässigt werden darf. Die oberen und unteren Schaubilder müssen stets gemeinsam betrachtet werden. Eine Gleichwertigkeit der Antriebsanlagen im Schnittpunkt der Kurven in den oberen Diagrammen ist nur dann vorhanden, wenn ein Frachtgewinn unberücksichtigt bleibt. Je höher die Frachtraten pro m³ bzw. t Ladung sind, um so wirtschaftlicher wird das Dieselschiff werden. Das eingezzeichnete Beispiel möge dies erläutern.

Bei einem Aktionsradius von 4000 Seemeilen betragen die laufenden Ausgaben für ein Kohleschiff nach den zur Verfügung stehenden Unterlagen RM 13,33 pro 100 t Ladung und 100 Seemeilen gegenüber RM 13,48 beim Dieselschiff. Die Ladefähigkeit des Dampfschiffes beträgt aber laut unterem Schaubild nur 8360 t, denen 8660 t des Dieselschiffes gegenüberstehen; das sind also für das Dieselschiff 300 t mehr.

Die laufenden Ausgaben ohne Berücksichtigung der Hafen- und Stauereikosten usw. ergeben sich für den angegebenen Aktionsradius beim Dampfschiff um 2100,— RM niedriger als beim Motorschiff. Diesen Minderausgaben des Dampfschiffes steht jedoch eine verminderte nutzbare Tragfähigkeit von 300 t gegenüber. Es hängt nun von der Höhe der Frachtraten ab, ob und inwieweit das Dampfschiff dem Motorschiff wirtschaftlich überlegen sein wird. Je höher die Frachtraten sind, um so mehr wird sich die höhere Ladefähigkeit des Motorschiffes auswirken. Von einem gewissen Frachtsatz ab wird der Gewinn aus der erhöhten Ladefähigkeit des Motorschiffes die Minderausgaben für das Dampfschiff übersteigen können, obgleich die laufenden Kosten des Motorschiffes höher als beim Dampfschiff sind.

Schon aus dieser Erläuterung geht hervor, daß bei der allgemeinen Frage: welches ist das wirtschaftlichste Schiff? zwei grundsätzliche Betrachtungen miteinander in Einklang gebracht werden müssen.

Der vom rein technischen Standpunkt vertretenen Auffassung: das wirtschaftlichste Schiff ist das, welches pro t bzw. m³ Ladung den geringsten Aufwand an Unkosten erfordert, steht die Antwort des Reeders gegenüber: das wirtschaftlichste Schiff bleibt stets das, welches pro Reise nach Abzug sämtlicher Unkosten den größten Gewinn abwirft. Das angeführte Beispiel zeigt eindeutig, daß unter Umständen ein Motorschiff trotz seiner höheren laufenden Kosten gegenüber dem Kohleschiff einen größeren Gewinn abwerfen kann, wenn mit hohen Frachtraten zu rechnen ist.

Für das Motorschiff und das Heizölschiff müssen die Kurven der laufenden Kosten, bezogen auf den nutzbaren Laderaum, waagrecht verlaufen; denn für jeden Reiseweg ohne Rücksicht auf die Länge desselben steht immer der gesamte Frachtraum zur Verfügung, da der über das Fassungsvermögen der im Maschinenraum untergebrachten Hochtanks benötigte Brennstoff im Doppelboden mitgenommen werden kann. Anders liegen die Verhältnisse bei einem Schiff mit Kohlefeuerung. Die erforderliche Brennstoffmenge ist nur auf Kosten des Frachtraumes unterzubringen. Je größer also der geforderte Aktionsradius ist, um so mehr wird sich zwangsläufig der Nutzraum vermindern.

Nicht berücksichtigt wurde bei den geführten Untersuchungen die Tatsache, daß die Schiffe mit zunehmendem Reiseweg infolge des Brennstoffverbrauches an Tiefgang verlieren, und daß damit die An-

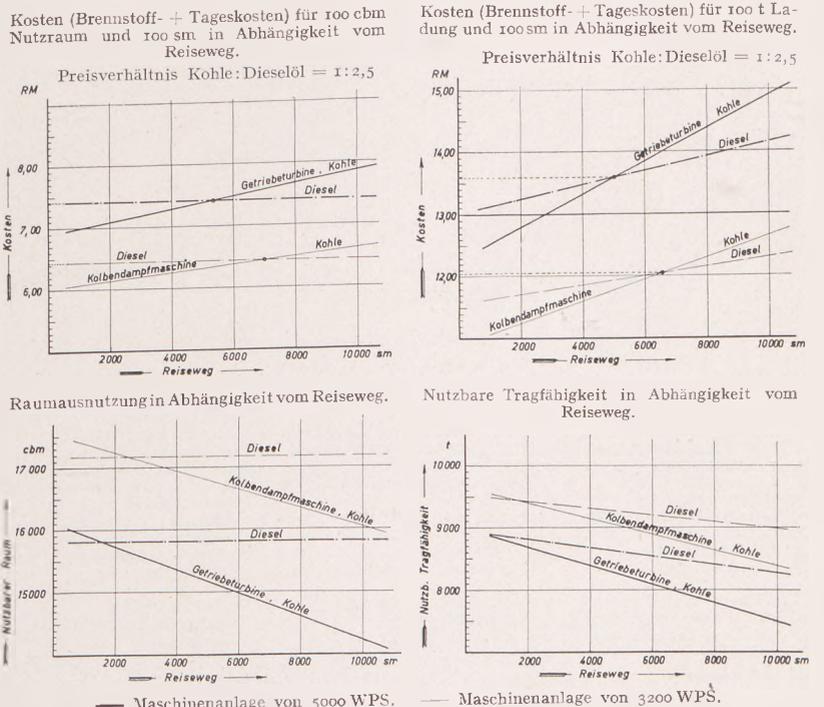


Abb. 2. Einfluß des Schiffsantriebes und der Maschinenleistung auf die Wirtschaftlichkeit des Schiffes.

triebsleistung bei gleichbleibender Geschwindigkeit vor allem beim Kohleschiff zurückgehen wird. Sämtliche Kurven werden unter Berücksichtigung dieses Punktes flacher verlaufen.

Ferner wurde die Frage nicht behandelt, ob in den Zwischenhäfen infolge der verringerten Wasserverdrängung zugeladen werden kann. Dies ist ein Faktor, der vor allem bei Schiffen mit Kohlefeuerung nicht übersehen werden darf. Solche Fragen sind von Fall zu Fall zu entscheiden. Vor allem muß hierzu das Fahrtgebiet eindeutig festgelegt werden. Solche Erörterungen würden aber im Rahmen dieser Ausführungen zu weit führen.

Kann in einem Zwischenhafen zugeladen werden, so wirkt sich das in den gezeigten Schaubildern dergestalt aus, daß die Linienzüge an der betreffenden Stelle für das Kohleschiff günstiger verlaufen werden. Es ist dann durchaus möglich, ein Kohleschiff auch über einen Aktionsradius von mehr als 4000 Seemeilen gleich wirtschaftlich wie das Dieselschiff zu fahren.

Aus Abb. 1 ist weiter zu ersehen, daß die Maschinenleistung von 5000 WPS für den vorliegenden Schiffstyp die obere Grenze darstellt, für welche Kohlefeuerung noch wirtschaftlich anwendbar ist. Würde eine höhere Antriebsleistung den Betrachtungen zugrunde gelegt, so verschiebt sich das Bild weiter zugunsten des Dieselmotors, während bei einer kleineren Leistung das Kohleschiff noch über einen größeren Aktionsradius wettbewerbsfähig sein kann. Abb. 2 möge dies erläutern.

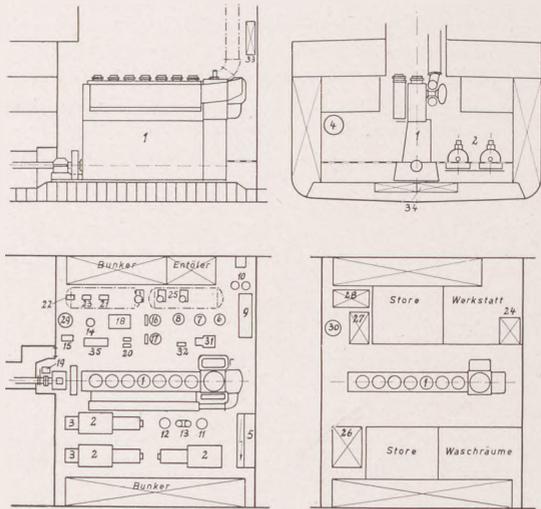
Hier sind zwei Schiffe mit fast gleicher Wasserverdrängung gegenübergestellt, und zwar das vorher erwähnte mit 14 kn Geschwindigkeit bei 5000 WPS Antriebsleistung und ein anderes, dessen Reisegeschwindigkeit 12 kn bei 3200 WPS Antriebsleistung ist. Die Kurven zeigen, daß bei einem 12-Meilenschiff Kohlefeuerung für die Antriebsanlage bis 6000 Seemeilen Aktionsradius wirtschaftlich an-

wendbar ist. Ein Dampfschiff wird deshalb bei kleinerem Aktionsradius entsprechend wirtschaftlicher sein.

Da das langsamere Schiff einen größeren Völligkeitsgrad haben kann als das andere, wird es daher leichter ausfallen und einen größeren Nutzraum aufweisen. Es soll hier nicht unerwähnt bleiben, daß es sich bei dem aufgeführten 12-Meilenschiff um ein solches handelt, welches besonders für raumbeanspruchende Ladung gebaut wurde, was auch die unteren Schaubilder erkennen lassen. Der kritische Beobachter wird aus diesen Bildern viele Rückschlüsse ziehen können.

Selbstverständlich können die gezeigten Bilder nur unter den vorausgesetzten Bedingungen Gültigkeit haben. Ändern sich diese, dann wird sich auch zwangsläufig die Lage der Kurven verschieben. Für das Kohleschiff wurde eine Anlage mit höchster Wirtschaftlichkeit zugrundegelegt, wie sie später noch des näheren erläutert wird.

Die bisher aufgeführten Erwägungen, die für reine Frachtschiffe immer stichhaltig sein werden, können für reine Fahrgastschiffe und für kombinierte Fracht- und Fahrgastschiffe in besonders gelagerten Fällen von weniger wichtiger Bedeutung sein. Hier kommt es in erster



- | | | |
|-----------------------------|----------------------------|------------------------------|
| 1 1 Hauptmotor 5000 WPS | 13 1 Schmieröldoppelfilter | 24 1 Kühlwasser-Rücklauf- |
| 2 3 Hilfsdiesel-Generatoren | 14 1 Treiböl-Förderpumpe | 25 3 Separatoren |
| 3 2 Kompressoren | 15 1 Treiböl-Tagespumpe | 26 1 Zylinderölvorrattank |
| 4 2 Anlaßluftbehälter | 16 1 Deckwasch-Feuerlösch- | 27 1 Schmierölvorrattank |
| 5 1 Hauptschalttafel | pumpe | 28 1 Schmierölkältank |
| 6 1 Hauptseewasserpumpe | 17 1 Ballastpumpe | 29 1 Drucktank f. Trinkwass. |
| 7 1 Hauptkühlwasserpumpe | 18 1 Kolbenlenzpumpe | 30 1 Drucktank für Seewasser |
| für Frischwasser | 19 1 Angehängte Lenzppe. | 31 1 Proviantkühlmaschine |
| 8 1 Reservepumpe f. Pos. | 20 2 Posaunen-Leckwasser- | 32 1 Kühlwasserpumpe für |
| 6 u. 7 | pumpen | Pos. 31 |
| 9 2 Rückkühler | 21 1 Trinkwasserpumpe | 33 2 Treiböltagestanks |
| 10 1 Seewasser-Doppelfilter | 22 1 Sanitärpumpe | 34 2 Schmierölsammeltanks f. |
| 11 1 Reserve-Schmierölpumpe | 23 1 Reservepumpe f. Pos. | Hauptmotor |
| 12 1 Ölkühler | 21 u. 22 | 35 1 Hafendienstpumpe |

Raumbedarf der gesamten Anlage 2700 cm³. Gewicht der betriebsfertigen Anlage 710 t.

Abb. 3. Dieselantrieb, direkt gekuppelt

Linie auf die durch den Fahrgastbetrieb sich ergebenden Betriebsbedingungen an.

Um den Gang der Berechnungen, die zum Entwurf der gezeigten Schaubilder führten, zu veranschaulichen, sollen im weiteren Verlauf zuerst die für das Frachtschiff von 9000 t Tragfähigkeit und 14 kn Geschwindigkeit zugrundegelegten Antriebsmöglichkeiten und Maschinenanlagen betrachtet werden. Der Entwicklung des heutigen Standes der Schiffsmaschinenteknik ist dabei weitestgehend Rechnung getragen.

Folgende Antriebsarten sollen nunmehr erläutert werden:

1. Dieselanlagen.

Der Antrieb kann erfolgen entweder durch direkte Kupplung des Motors mit der Schraubenwelle oder mittels mehrerer Motoren über ein Vulcangetriebe auf eine Welle oder durch dieselektrische Kraftübertragung. In der Gesamtwirtschaftlichkeit und im Raumbedarf halten sich alle drei Antriebsarten ziemlich die Waage. Die Getriebeanlagen zeichnen sich durch geringeres Gesamtgewicht aus. Die Leistungseinbuße im Getriebe kann im allgemeinen durch langsamer laufende Schrauben und damit durch einen besseren Propellerwirkungsgrad wieder ausgeglichen werden.

2. Dampfanlagen.

Als Antriebsmaschinen können gewählt werden: die Kolbenmaschine, gegebenenfalls unter Nachschaltung einer Abdampfturbine, die Getriebeturbine oder der turbo-elektrische Antrieb. Jede dieser Maschinenanlagen zeichnet sich durch gewisse Vor- und Nachteile aus, die für die Anlagen charakteristisch sind und mitbestimmend bei der Wahl des Antriebes sein können.

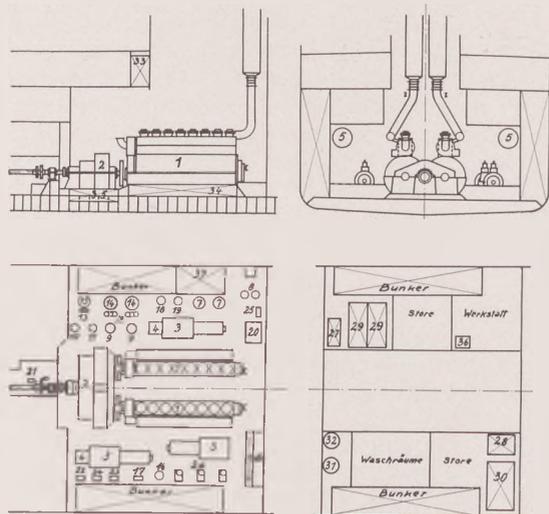
Die Art der Antriebsmaschine ist richtunggebend für die Be-

stimmung der zu verwendenden Kesseltype und auch umgekehrt. Es darf nie vergessen werden, daß Kessel und Antriebsmaschine ein zusammengehöriges Ganzes bilden. Nur durch Verknüpfen der beide Teile betreffenden Gesichtspunkte lassen sich beste thermische Wirkungsgrade erreichen.

Die Untersuchungen der dampfbetriebenen Antriebsanlagen sind auf Turbinenanlagen mit öl- und kohlegefeuerten Kesseln ausgedehnt worden.

Bei der Wahl einer dieser Antriebsanlage muß reedereiseitig berücksichtigt werden, inwieweit geeignetes Bedienungspersonal vorhanden ist bzw. geschult werden kann. Der Ausbildung des Bedienungspersonals ist überhaupt die größte Aufmerksamkeit zu widmen. Hochentwickelte Hochdruckmaschinen-Anlagen, die noch dazu räumlich und gewichtsmäßig günstig liegen und auf besten Gesamtwirkungsgrad ausgelegt sind, erfordern ein gut durchgebildetes Personal.

Unter Berücksichtigung dieses Punktes muß unter Umständen auf gewisse wirtschaftliche Vorteile eines hochentwickelten, aber schwer bedienbaren Antriebes verzichtet werden, an dessen Stelle eine



- | | |
|--|---------------------------------------|
| 1 2 Hauptmotoren je 2500 WPS = 5000WPS | 20 1 Kolbenlenzpumpe |
| 2 1 Vulcangetriebe | 21 1 Angehängte Lenzpumpe |
| 3 3 Hilfsdieselgeneratoren | 22 1 Trinkwasserpumpe |
| 4 2 Luftkompressoren | 23 1 Sanitärpumpe |
| 5 2 Anlaßluft-Behälter | 24 1 Reserve für Position 22 u. 23 |
| 6 1 Hauptschalttafel | 25 1 Hafendienstpumpe |
| 7 2 Kühlwasserpumpen | 26 3 Separatoren |
| 8 1 Seewasserdoppelfilter | 27 1 Getriebeölhohtank |
| 9 2 Schmierölpumpen für Hauptmotoren | 28 1 Zylinderöl-Vorrattank |
| 10 1 Schmierölpumpe für Getriebe | 29 2 Schmieröl-Vorrattanks |
| 11 1 Reserve für Position 9 u. 10 | 30 1 Schmieröl-Kältank |
| 12 2 Schmieröldoppelfilter f. Hauptmotoren | 31 1 Drucktank für Trinkwasser |
| 13 1 Schmieröldoppelfilter für Getriebe | 32 1 Drucktank für Seewasser |
| 14 2 Schmierölkühler für Hauptmotoren | 33 2 Treiböl-Tagestanks |
| 15 1 Schmierölkühler für Getriebe | 34 2 Schmierölsammeltanks für Haupt- |
| 16 1 Treibölförderpumpe | motoren |
| 17 1 Treiböltagespumpe | 35 1 Schmierölsammeltank für Getriebe |
| 18 1 Deckwasch-Feuerlöschpumpe | 36 1 Proviant-Kühlanlage |
| 19 1 Ballastpumpe | 37 1 Ballastwasser-Entöler |

Raumbedarf der gesamten Anlage 2650 cm³. Gewicht der betriebsfertigen Anlage 640 t

Abb. 4. Dieselantrieb, 2 Motoren mit Vulcangetriebe.

einfachere, nicht allzu hohe Anforderungen an die Bedienung stellende Anlage tritt. Es darf nicht unberücksichtigt bleiben, daß die Aufwendungen für die Besatzung einen erheblichen Teil der laufenden Unkosten ausmachen, so daß schon aus diesem Grunde der Bau von Anlagen anzustreben ist, die nur wenig Bedienungspersonal erfordern.

Die Abbildungen 3 bis 7 zeigen teils projektierte, teils ausgeführte charakteristische Antriebsanlagen. Soweit diese das 9000 t-Schiff betreffen, soll vor allem dargestellt werden, wie sich die Raum- und Gewichtsverhältnisse bei der Verwendung des einen oder anderen Antriebes ändern. Welcher Anlage letzten Endes der Vorzug zu geben ist, können nur die Wirtschaftlichkeitsrechnung und die jeweils zu beachtenden besonderen Umstände ergeben.

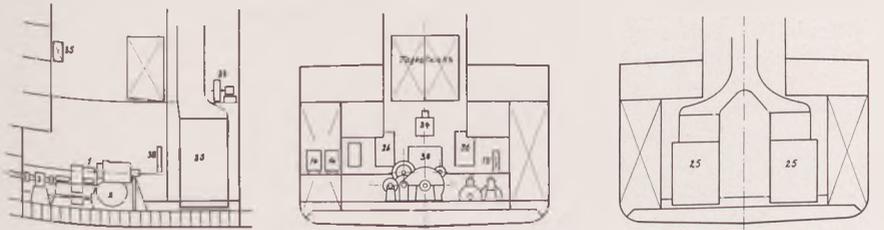
Abb. 3 zeigt eine einfache Dieselmotorenanlage. Ein doppeltwirkender Zweitaktmotor arbeitet direkt auf die Schraubenwelle. Die Leistung von 5000 WPS wird bei einer Drehzahl von 130 U min erreicht. Zur Sicherung des elektrischen Kraftbedarfes stehen 3 Dieselelektrogeneratoren von je 160 kW Leistung zur Verfügung. Der Gesamtantriebsbedarf wird in der Hauptsache durch die Länge der Hauptmaschine bestimmt. Haupt- und Hilfsmaschinen sind gut zugänglich. Das Gewicht einer solchen Anlage ist immer noch reichlich hoch und beträgt 710 t einschließlich Ausrüstung sowie aller Reserveteile usw.

Die Anlage zeichnet sich durch Einfachheit und leichte Wartung aus. Der Gesamtantriebsbedarf einschließlich Wellentunnel und Hochbunker beträgt 2700 m³ bis zum obersten durchgehenden Deck. Bei einem Kornraum von 15800 m³ werden also noch keine 15% des Gesamtantriebsbedarfes für die Maschinenanlage benötigt.

In Abb. 4 ist eine Doppelmotorenanlage für ein Einschrauben-

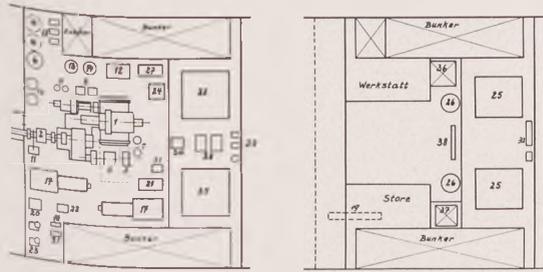
schiff dargestellt. Der Antrieb der Schraube erfolgt durch zwei schnellaufende, einfachwirkende Zweitaktmotoren, die über ein Vulkangetriebe mit der Schraube gekuppelt sind.

Obleich die Motoren erheblich kleiner und leichter ausfallen als die im vorhergehenden Bilde gezeigte Maschine, sind Raum- und Gewichtersparnis der Gesamtanlage doch nicht so erheblich, daß sie allein den Bau rechtfertigen könnten.



Raumbedarf der ges. Anlage 2830 cm³.
Gewicht der betriebsfertig. Anlage 460 t.

Abb. 5. Getriebeturbine, Wasserrohrkessel mit Ölfeuerung.



- | | | | | | | | | |
|----|---|-----------------------|----|---|-----------------------------------|----|---|-----------------------|
| 7 | 1 | Hauptturbine 5000 WPS | 14 | 1 | Feuerlöschpumpe | 27 | 2 | Umwälzpumpen |
| 8 | 1 | Drucklager | 15 | 3 | Sanitärpumpen | 28 | 2 | Speisepumpen |
| 9 | 1 | Hauptkondensator | 16 | 2 | Drucktanks | 29 | 2 | Heizölbetriebspumpen |
| 10 | 1 | Angeh. Generator | 17 | 2 | Dieselmotoren | 30 | 1 | Heizölförderpumpe |
| 11 | 1 | Hilfturbine | 18 | 1 | Kühlwasserpumpe dazu | 31 | 1 | Kesselauffüllpumpe |
| 12 | 1 | Hauptkühlwasserpumpe | 19 | 1 | Schalttafel | 32 | 1 | Enthärtungsanlage |
| 13 | 2 | Kondensatpumpen | 20 | 1 | Kühlmaschine | 33 | 2 | Gebläse |
| 14 | 1 | Schmierölpumpen | 21 | 1 | Kühlwasserpumpe dazu | 34 | 1 | Wasserkasten Entgaser |
| 15 | 2 | Doppelfilter | 22 | 1 | Kompressor für Diesel-Separatoren | 35 | 1 | Schmierölhohtank |
| 16 | 2 | Ölkühler | 23 | 2 | Verdampfer | 36 | 1 | Schmierölvorrattank |
| 17 | 1 | Angehängte Lenzpumpe | 24 | 1 | Kessel | 37 | 1 | Treiböltagestank |
| 18 | 1 | Kolbenlenzpumpe | 25 | 2 | La Mont-Trommeln | 38 | 1 | Fahrstand |
| 19 | 1 | Ballastpumpe | | | | | | |

Die Entwicklungen im Motorenbau und im Getriebebau lassen jedoch erkennen, daß auch in dieser Hinsicht in Zukunft mit weiteren Gewichtersparnissen gerechnet werden kann, im Motorenbau vor allem durch weiteres Erhöhen der Motordrehzahl. Verschiedene große Motorenbauunternehmen haben da schon Beachtliches geleistet, und ich hoffe, daß diese Firmen in absehbarer Zeit in der Lage sein werden, einen weiter verbesserten Stand der Entwicklung zu veröffentlichen.

Um die Raumaussnutzung der Anlage klar beurteilen zu können, sind die für den Betrieb des Schiffes benötigten wichtigsten Hilfsmaschinen und Apparate mit eingezeichnet, wodurch es möglich wird, einwandfrei zu prüfen, ob der zur Verfügung gestellte Raum auch völlig ausreicht.

Das Gewicht der Anlage mit 640 t ist etwa um 90 t niedriger als das der in Abb. 3 gezeigten.

Abb. 5 zeigt eine Getriebeturbinen-Anlage von 5000 WPS. Zur Dampferzeugung dienen zwei ölgefeuerte La Mont-Kessel mit 35 atü Betriebsdruck bei einer Heißdampf-temperatur von 420° C. Mit Ausnahme der Kessel-speisepumpen sind sämtliche Hilfsmaschinen elektrisch angetrieben. Der elektrische Kraftbedarf wird auf See durch einen Wellengenerator gedeckt. Dieser Generator ist über eine Vulkankupplung mit der Zwischenwelle des Getriebes verbunden, während eine festgekuppelte Hilfsturbine stetig im Vacuum mitläuft. Die Turbine schaltet sich beim Unterschreiten einer bestimmten Drehzahl automatisch ein, wobei gleichzeitig die Vulkankupplung entleert und die Verbindung mit der Hauptturbine unterbrochen wird.

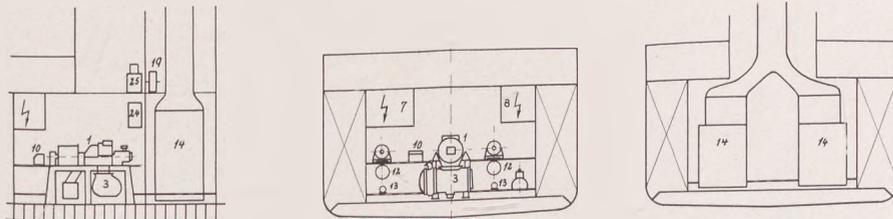
Da neben dem wachhabenden Ingenieur nur noch ein Assistent und ein Heizer je Wache vorgesehen sind, sind zur leichteren Wartung der Anlage die La Mont-Trommeln und die Umwälzpumpen im Maschinenraum untergebracht.

Im Hafen wird der Kraftbedarf für den Schiffsbetrieb durch zwei Dieselgeneratoren gedeckt. Die Kesselanlage kann dann völlig außer Betrieb genommen werden.

Für die Schiffsheizung ist der Einbau einer Warmwasser-Umwälzheizung zweckmäßig. Das Beheizen des Umwälzwassers erfolgt auf See durch Anzapfdampf und im Hafen durch einen besonderen Heizungskessel. Ist die elektrische Kraftanlage in der Leistung groß genug, so kann im Hafen eine Abgasverwertung der Hilfsdiesel für die Heizungszwecke erfolgen.

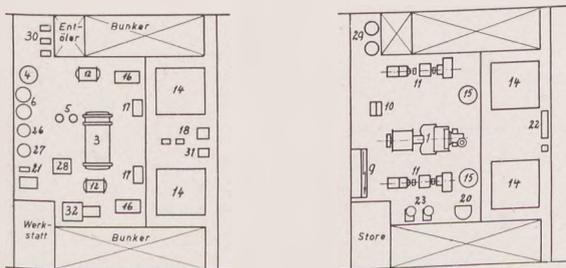
Der Raumbedarf der im Bilde gezeigten Anlage ist nur 5% größer als der einer gleich starken Dieselanlage; das Gewicht ist jedoch erheblich niedriger. Dieser letztere Vorteil wird dadurch wieder aufgehoben, das über den gleichen Reiseweg das Turbinenschiff mit ölgeheiztem Kessel etwa 75% mehr an Brennstoffgewicht mitführen muß als ein gleiches durch Dieselmotoren angetriebenes Schiff.

Abb. 6 gibt eine ähnliche Anlage wieder wie die vorher gezeigte.



Raumbedarf der gesamten Anlage 2700 cbm
Gewicht der betriebsfertigen Anlage 490 t

Abb. 6. Turboelektrischer Antrieb, Wasserrohrkessel mit Ölfeuerung.



- | | | |
|----|---|-------------------------------------|
| 1 | 1 | Hauptgenerator |
| 2 | 1 | Propellermotor 5000 WPS |
| 3 | 1 | Hauptkondensator |
| 4 | 1 | Kühlwasserpumpe |
| 5 | 2 | Kondensatpumpen |
| 6 | 2 | Schmierölkühler |
| 7 | 1 | Hochsp.-Schaltzelle |
| 8 | 1 | Schaltzelle mit Trafo |
| 9 | 1 | Hauptschalttafel |
| 10 | 1 | Leitstand |
| 11 | 2 | Hilfsgeneratoren m. Erregermaschine |
| 12 | 2 | Kondensatoren dazu |
| 13 | 2 | Kühlwasser-Kondensatpumpen |
| 14 | 2 | La Mont Kessel |
| 15 | 2 | La Mont Trommeln |
| 16 | 2 | Umwälzpumpen |
| 17 | 2 | Speisepumpen |
| 18 | 3 | Heizölbetriebspumpen |
| 19 | 2 | Gebläse |
| 20 | 1 | Verdampferanlage |
| 21 | 1 | Kühlanlage |
| 22 | 1 | Enthärtungsanlage |
| 23 | 2 | Separatoren |
| 24 | 1 | Vorwärmanlage |
| 25 | 1 | Wasserkasten |
| 26 | 1 | Ballastpumpe |
| 27 | 1 | Feuerlöschpumpe |
| 28 | 1 | Lenzpumpe |
| 29 | 2 | Sanitär-Drucktanks |
| 30 | 3 | Sanitärpumpen |
| 31 | 1 | Kesselauffüllpumpe |
| 32 | 1 | Notdiesel |

Der wesentliche Vorteil einer solchen Doppelmotorenanlage liegt vor allem darin, daß mittels der Vulkankupplung während des Betriebes eine Maschine abgeschaltet und damit bei verminderter Geschwindigkeit auch ein wirtschaftlicher Betrieb gewährleistet werden kann. Das ist ein Faktor, der für gewisse Fahrtgebiete den Einbau einer Anlage mit zwei oder auch mehreren Motoren auf einer Welle erwünscht erscheinen läßt.

Aus der Abb. 4 ist weiter zu ersehen, wie verhältnismäßig groß noch der Raumbedarf für die elektrische Kraftanlage ist. Es handelt sich bei den Antriebsmaschinen um Viertaktmotoren, wie sie heute noch für die meisten Schiffsnubauten Verwendung finden.

Der Antrieb des Propellers erfolgt jedoch turbo-elektrisch. Die Vorteile einer solchen Anlage liegen vor allem im Fortfall des Wellentunnels. Die Raumaussnutzung der hinteren Laderäume wird dadurch wesentlich günstiger. Der Raumbedarf für den Propellermotor ist zwar etwas größer als der für die anderen Anlagen benötigte Wellentunnel. Man darf dabei aber nicht vergessen, daß der Motor in einem Teil des Schiffes untergebracht ist, der an und für sich für Ladungszwecke schlecht auszunutzen ist.

Um die gesamte Anlage in ihrem Aufbau möglichst einfach und wirtschaftlich zu gestalten, wurde für den Hilfsbetrieb ebenfalls Drehstrom, und zwar niedrig gespannter, gewählt. Im Seebetrieb erfolgt

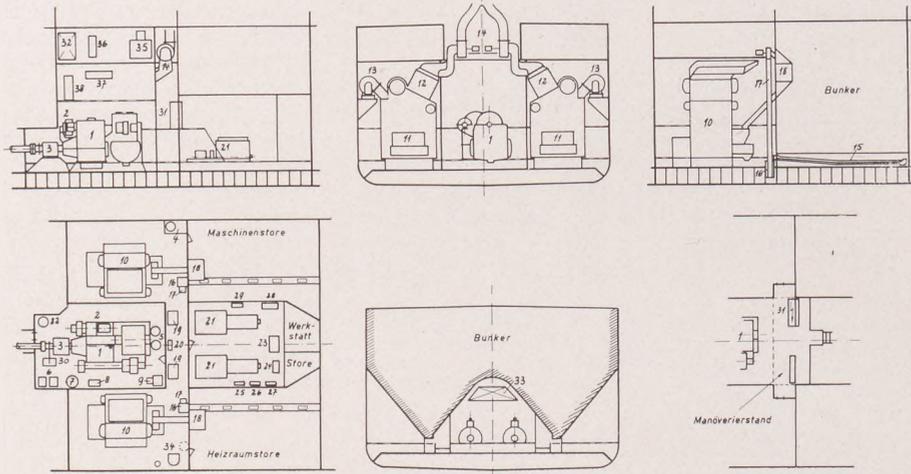
die Speisung des Niederspannungsnetzes über einen Regeltrafo vom Hauptgenerator aus.

Der für den Hafenbetrieb benötigte Niederspannungsgenerator ist mit einer Hilfsturbine und dem Erregersatz festgekuppelt. Während des Seetriebes treibt dieser Generator als Motor den Erregersatz an. Sinkt die Drehzahl der Hauptturbine unter einen gewissen Sollwert, so schaltet sich automatisch die im Vacuum laufende Hilfsturbine ein. Der den Erregersatz antreibende Motor übernimmt jetzt seine Funktion als Niederspannungsgenerator und sichert den Kraftbedarf für den Hilfsbetrieb.

lichst vermieden wird, erstand der Entwurf zu dieser Anlage. Für die Dampferzeugung sind zwei Kessel mit natürlichem Wasserumlauf vorgesehen. Der Kesseldruck beträgt 35 atü, die Heißdampftemperatur 420° C. Die Kessel sind seitlich neben der Hauptturbine aufgestellt.

Da zur Bedienung der Kesselanlage nur noch ein Kesselwärter erforderlich ist, sind die beiden Kesselräume durch einen Querraum miteinander verbunden. In diesem Raum werden die beiden Speisepumpen und die elektrisch angetriebene Kesselauffüllpumpe untergebracht.

- 1 1 Hauptturbine 5000 WPS
- 2 1 Wellengenerator
- 3 1 Drucklager
- 4 1 Kühlwasserpumpe
- 5 2 Kondensatpumpen
- 6 2 Schmierölpumpen
- 7 1 Ölkühler mit Filter
- 8 1 Schmierölseparator
- 9 1 Luftkompressor
- 10 2 Kessel
- 11 2 Steinmüller-Roste
- 12 2 Wavo
- 13 2 Druckgebläse
- 14 2 Saugzuggebläse
- 15 2 Gurtförderer für Kohle
- 16 2 Kohlenbrecher
- 17 2 Kohlenheber
- 18 2 Tageskohlenbunker
- 19 2 Speisepumpen



Raumbedarf der gesamten Anlage 3500 cbm³. Gewicht der betriebsfertigen Anlage 480 t.

Abb. 7. Getriebeturbine, Wasserrohrkessel mit Kohlefeuerung.

- 20 1 Kesselauffüllpumpe
- 21 2 Dieselgeneratoren
- 22 1 Ballastpumpe
- 23 1 Kolbenlenzpumpe
- 24 1 Separator für Diesel
- 25 1 Trinkwasserpumpe
- 26 1 Sanitärpumpe
- 27 1 Reserve f. Pos. 25 u. 26
- 28 1 Gl.-W.-Strom Umformer
- 29 1 Kühlwasserp. für Diesel
- 30 1 Angehängte Lenzpumpe
- 31 1 Schalttafel
- 32 1 Schmierölhochtank
- 33 1 Treiböltagestank
- 34 1 Verdampferanlage
- 35 1 Wasserkasten
- 36 1 Kaskade für Enthärter
- 37 1 Reaktor
- 38 1 Filtertank

Aus Sicherheitsgründen sind zwei Hilfsturbosätze vorgesehen. Sie können völlig unabhängig voneinander betrieben werden. Jeder Satz erhält eine vollständige Kondensationsanlage.

Wenn es erwünscht erscheint, kann die Schaltung der gesamten elektrischen Anlage so ausgeführt werden, daß auch die Hilfsgeneratoren auf den Propellermotor schaltbar sind. Die Anlage ist dann zweckentsprechend etwas größer zu wählen. Sollte aus irgendeinem Grunde der Hauptgenerator einmal ausfallen, so bleibt das Schiff nicht manövrierunfähig liegen, sondern kann, wenn auch nur mit stark verminderter Geschwindigkeit, weiterfahren.

Im Kesselraum sind ferner Hauptkühlwasserpumpe und Verdampferanlage untergebracht. Der Raum unter dem Bunkersattel dient zur Aufstellung von Hilfsmaschinen sowie zur Unterbringung der Werkstatt und des Maschinenstores. Hier stehen auch die beiden Dieselgeneratoren für den Hafenbetrieb. In Höhe des Fahrstandes ist nach jedem Kessel eine Nische vorgesehen, von der aus durch Fenster die Kesselwasserstände beobachtet werden können, ohne daß ein Betreten des Heizraumes erforderlich ist.

Auf See erfolgt die Deckung des elektrischen Kraftbedarfes durch einen Wellengenerator in der gleichen Schaltung wie sie schon im Bilde „Getriebeturbinen mit Heizölkessel“ erläutert worden ist. Die seitlichen Räume unter dem Bunker werden als Storeräume und zum Unterbringen der Tanks und Behälter eingerichtet.

Der Gesamttraumbedarf einer solchen Anlage einschließlich Bunker für ein Fassungsvermögen von etwa 1000 t beträgt nur 3500 m³ und dürfte wohl einen beachtlichen Fortschritt in der Entwicklung der vollautomatischen Kohlefeuerungsanlage darstellen.

Der Bunker reicht bei voller Reisegeschwindigkeit für einen Aktionsradius von 6000 Seemeilen aus. Im allgemeinen wird ein so großer Bunker nicht benötigt werden, sondern man wird sich mit einem Fassungsvermögen für einen Aktionsradius von etwa 4000 Seemeilen begnügen. Dadurch wird der Raumbedarf der gesamten Antriebsanlage noch um einen beachtlichen Teil vermindert.

Durch Anordnung von vier statt zwei Kohletrichtern lassen sich noch günstigere Raumverhältnisse schaffen als sie im Bilde dargelegt wurden. Allerdings verdoppelt sich dann die Anzahl der Förderbänder.

Der Norddeutsche Lloyd hatte mehrere Seeschiffe mit dem Steinmüller-L-Rost schon vor dem Kriege in Betrieb, wo sich diese Anlagen bestens bewährt haben. Abb. 8 zeigt den neuesten Stand der Entwicklung des Steinmüller-Planrostes. Als wesentliche Verbesserung muß die neue Antriebsausführung für den Rümer geltend gemacht werden. Die Kette ist aus dem Feuerraum herausgenommen, und der Antrieb erfolgt jetzt an beiden Seiten und liegt in einem geschützten Raum.

Außerdem zeigt das Bild eine Konstruktion mit gekühlten Rosten und gekühlten Seitenbalken im Feuerraum.

Tabelle 1 gibt eine Zusammenstellung der Gewichte und des Raumbedarfs der in den vorhergehenden Bildern gezeigten Anlagen. Es wurde ein Reiseweg von 6000 Seemeilen zugrundegelegt. Dieser Reiseweg ist der Mittelwert der in Abb. 1 eingetragenen Ordinaten und diente als Grundlage für die Bestimmung der Bunkergröße des Kohleschiffes. Die Frage der Wirtschaftlichkeit der einzelnen Anlagen untereinander wurde dabei außer Betracht gelassen. Während

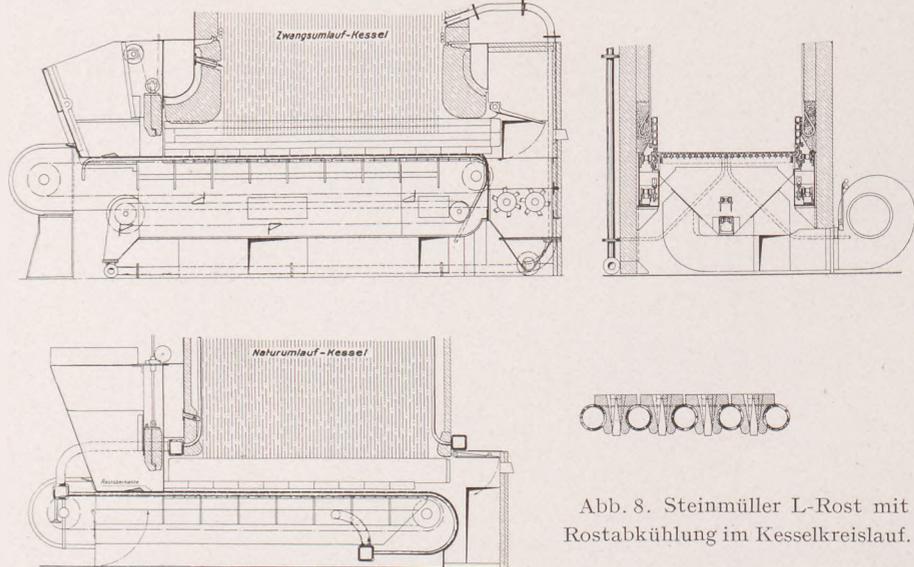


Abb. 8. Steinmüller L-Rost mit Rostabkühlung im Kesselkreislauf.

Ein Hafen-Dieselgenerator dient zur Sicherstellung des Anfahrbetriebes und des kleinen Hafenbetriebes, d. h. zur Deckung des Kraftbedarfes, wenn gelöscht und geladen wird.

Die Raumaussnutzung der gezeigten Anlage muß als sehr günstig angesprochen werden. Der Raumbedarf ist einschließlich Propeller-Motor nicht höher als bei einer gleichen Dieselanlage.

Abb. 7 zeigt eine nach besonderen Gesichtspunkten entwickelte Getriebeturbinenanlage mit Bauer-Wagner-Kesseln. Sie wurde zur Entwicklung der Unkostenaufstellung der in den Abb. 1 u. 2 gezeigten Schaubilder zugrunde gelegt. Die Kessel sind mit einer vollautomatischen, mechanischen Steinmüller-L-Rostfeuerung ausgerüstet. Der vorhandene Kohlenbunker von etwa 1000 t Fassungsvermögen ist vollkommen selbsttrimmend.

Aus der Forderung, selbsttrimmende Bunker mit einfachen Kohletransportbändern zu schaffen, bei denen der Verlust an Totraum mög-

das Gewicht einer Dampfmaschine wesentlich unter dem der Dieselanlagen liegt, zeigt jedoch die dritte Spalte, daß sich infolge des höheren Brennstoffgewichtes dieser Vorteil aufhebt. Aus der vorletzten Spalte geht hervor, daß die nutzbare Tragfähigkeit der Dieselanlage über einen großen Aktionsradius der des Dampfschiffes überlegen ist. Doch braucht dies nicht zu bedeuten, daß das Dieselschiff in der Wirtschaftlichkeit dem Dampfschiff immer vorangestellt werden kann. Ich betonte schon eingangs, daß die zu erwartenden laufenden Unkosten diese Frage grundsätzlich beeinflussen.

Tabelle 1.

| Schiffsantrieb | Gewicht der Maschinen-Anlage t | Brennstoff-Gewicht t | Gesamt-Gewicht t | Raumbedarf der Maschinen-Anlage einschl. Bunker cbm | Nutzbarer Laderaum Kornraum cbm | Nutzbare Tragfähigkeit t | Zahl der Besatzungs- mitglieder der Abt. Maschine |
|--|-----------------------------------|-------------------------|---------------------|---|---------------------------------------|-----------------------------|--|
| Dieselmotor direkt gekuppelt . . | 710 | 412 | 1122 | 2700 | 15 780 | 8540 | 15 |
| Dieselmotor mit Vulcantriebe . | 640 | 412 | 1052 | 2650 | 15 830 | 8610 | 15 |
| Getriebeturbine mit Kohlefeuerung . | 480 | 930 | 1410 | 3500 | 14 980 | 8070 | 15 |
| Getriebeturbine mit Ölfeuerung . . . | 460 | 656 | 1116 | 2830 | 15 650 | 8410 | 14 |
| Turboelektr. Antrieb mit Ölfeuerung . . . | 490 | 656 | 1146 | 2700 | 15 780 | 8380 | 16 |

Die Berechnungen sind durchgeführt für einen Reiseweg von 6000 sm.

Bei der Bestimmung der Tragfähigkeit ist das Gewicht der Ausrüstung berücksichtigt.

Frachtschiff von 14200 t Wasserverdrängung, 14 kn, 5000 WPS Gewicht und Raumbedarf der Maschinenanlage, nutzbarer Laderaum und nutzbare Tragfähigkeit bei verschiedenen Schiffsantrieben.

Wie die letzte Spalte der Tabelle zeigt, erfordert eine moderne Dampfturbinenanlage mit mechanischer Kohlefeuerung nicht mehr Bedienungspersonal als eine gleich starke Dieselanlage. Das ist ein Faktor, der die moderne Dampfkraftanlage für den Schiffsbetrieb in ein entscheidend besseres Licht stellen wird, als dies bisher verschiedentlich geschehen ist. Aus eigener Erfahrung kann ich sagen, daß solche Anlagen absolut zuverlässig und betriebsicher sind und vor allem wirtschaftlich betrieben werden können. Es war möglich, mit

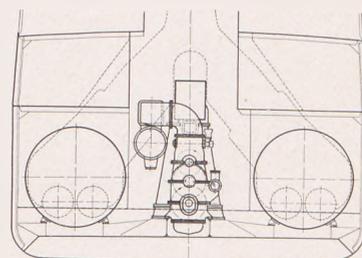
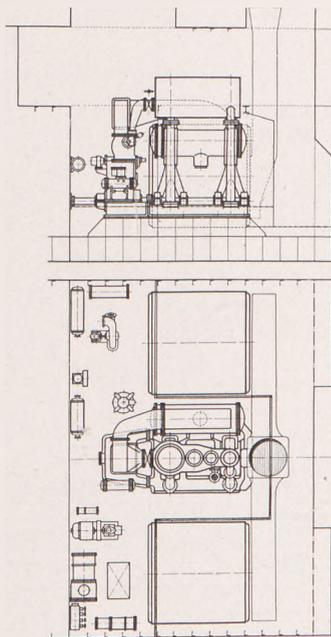
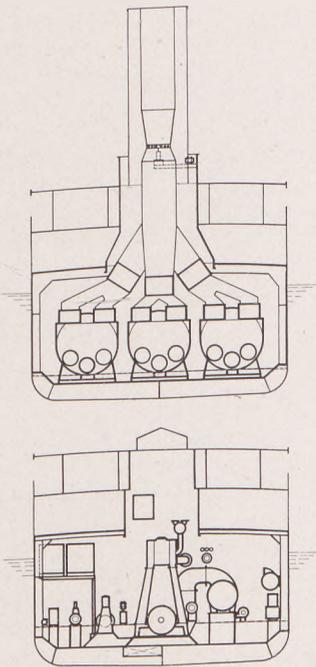
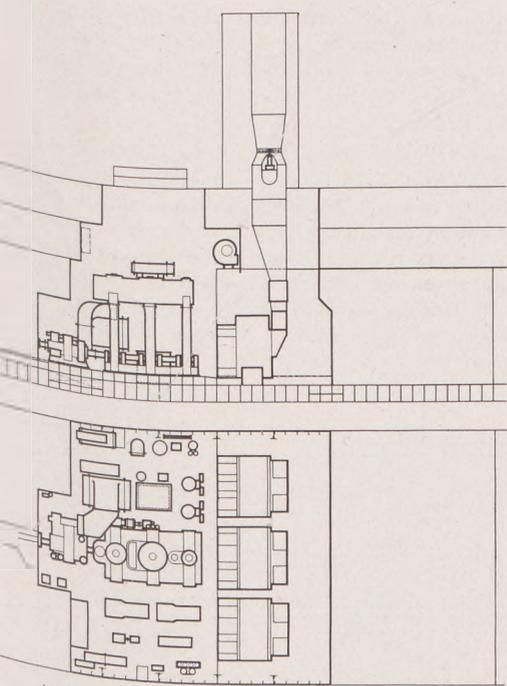
Wärmeverbrauch überlegen, weil die Vorteile des höheren Kessel-drucks und der höheren Überhitzung voll ausgenutzt werden können. Die größeren Anlagekosten werden durch den erzielten Raum- und Gewichtsgewinn sowie durch die Brennstoffersparnis wieder ausgeglichen. Was die Betriebssicherheit einer modernen Getriebeturbinenanlage anbetrifft, so ist diese derjenigen von Kolbendampfmaschinen keineswegs unterlegen. Die Überwachung einer modernen Turbinenanlage ist einfach.

Natürlich lassen sich auch bei Kolben-Dampfmaschinenanlagen Raumersparnisse und bessere Wirkungsgrade erzielen, wenn auf die Zylinderkessel Verzicht geleistet wird und stattdessen Wasserrohrkessel vorgesehen werden. Dann kann auch eine mechanische Rostbeschickung eingebaut werden. Natürlich ist in diesem Falle der Entölung des Speisewassers besondere Aufmerksamkeit zu widmen.

Abb. 9 zeigt eine moderne Kolbenmaschinenanlage mit Abdampfturbine von 4000 PSI Gesamtleistung. Als Dampferzeuger dienen drei handgefeuerte Capuskessel mit 16,5 atü Betriebsdruck und 360° Heißdampf-temperatur. Ein Zwischenüberhitzer zwischen Hochdruck- und Mitteldruck-Zylinder dient zum Überhitzen des Mitteldruckdampfes durch den in den Hochdruck-Zylinder strömenden Frischdampf. Damit werden auch im Hochdruckteil Temperaturverhältnisse geschaffen, die eine einwandfreie und vor allem sparsame Schmierung von Schieber und Kolben gewährleisten.

In die Kessel ist neben dem Luftvorwärmer noch ein Wasservorwärmer eingebaut, so daß ein guter Kesselwirkungsgrad gesichert ist. Die gesamte Anlage erfordert verhältnismäßig viel Raum. Man wird sich vor allem dann zum Bau einer solchen Anlage entschließen, wenn an den Kesselbetrieb und die Kesselwasserbehandlung geringste Ansprüche gestellt werden müssen.

Der Hilfsbetrieb ist weitestgehend elektrifiziert. Die Deckung des Kraftbedarfes erfolgt auf See durch einen Wellengenerator; der Hafen-



Turbo-Compound-Maschine, bestehend aus: Kolbenmaschine N = 930 PSI, Bauer-Wach-Abdampfturbine N = 470 PSI, Wellengenerator, Zylinderkessel, Dampfgenerator.
N = 1400 PSI, n = 115 U/min.

Abb. 10.
Turbo-Compound-Maschine.

Abb. 9. Dreifachexpansionsmaschine von 4000 PSI einschließlich Bauer-Wach Abdampfturbine von 1140 PSI, Capuskessel mit 16,5 atü, angehängtem Wellengenerator und Hilfsdiesel.

derartigen Schiffen im Reisedurchschnitt einen Brennstoffverbrauch von 430 g pro WPS und alle Zwecke zu erreichen, obgleich es sich um Umbauten handelte und nicht alle wärmewirtschaftlichen Vorteile voll ausgenutzt werden konnten.

Ich habe es unterlassen, auch eine Dampfkolbenmaschinenanlage mit Zylinderkesseln und Handfeuerung für eine Leistung von 5000 WPS näher zu behandeln, denn es bleiben für die Zukunft m. E. der Kolbenmaschine mit Abdampfturbine nur Antriebsleistungen unter 4000 WPS vorbehalten. Nach dem heutigen Stand des Turbinenbaus sind Getriebeturbinen schon ab 4000 WPS den Kolbenmaschinen im

betrieb wird mittels zweier Diesellgeneratoren aufrechterhalten.

Das Einschalten des Zwischenüberhitzers bringt allerdings gewisse Komplikationen im Aufbau der Hauptmaschine mit sich, immerhin zeichnet sich sonst die gesamte Anlage durch einfachen Aufbau aus.

Da für Dampfmaschinen von 4000 PS abwärts auch in absehbarer Zeit die Kolbendampfmaschine das Feld behaupten dürfte, ist in Abb. 10 eine Antriebsanlage kleinerer Leistung gezeigt. Soll bei diesen Leistungen die Dampfmaschine mit der Dieselmachine in Wettbewerb treten können, so muß der Aufbau möglichst raumsparend ausgeführt werden.

Dafür eignet sich dann die in Abb. 10 gezeigte Turbo-Compound-Anlage von 1400 PSI Gesamtleistung besonders gut. Zur Dampferzeugung dienen zwei Zylinderkessel, die neben der Hauptmaschine

aufgestellt sind. Anlagen dieser Art haben sich im praktischen Betrieb durchaus bewährt. Es ist alles vermieden worden, was den Betrieb erschweren könnte, an das Bedienungspersonal werden deshalb nur geringe Anforderungen gestellt.

nung von Schiffsantriebsanlagen muß immer bleiben, alle Haupt- und Hilfsmaschinen und die Apparate unter bester Raumausnutzung so aufzustellen, daß weitestgehende Betriebssicherheit sichergestellt, gute Wartung und Zugänglichkeit gewährleistet sind.

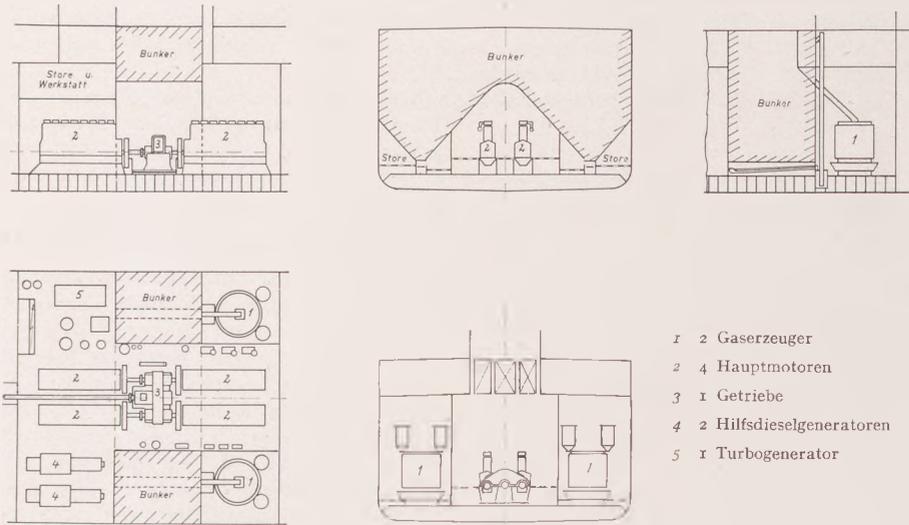


Abb. 11. Gasmotorenanlage von 4000 PS. 4 Dieselmotoren über Getriebe auf eine Welle.

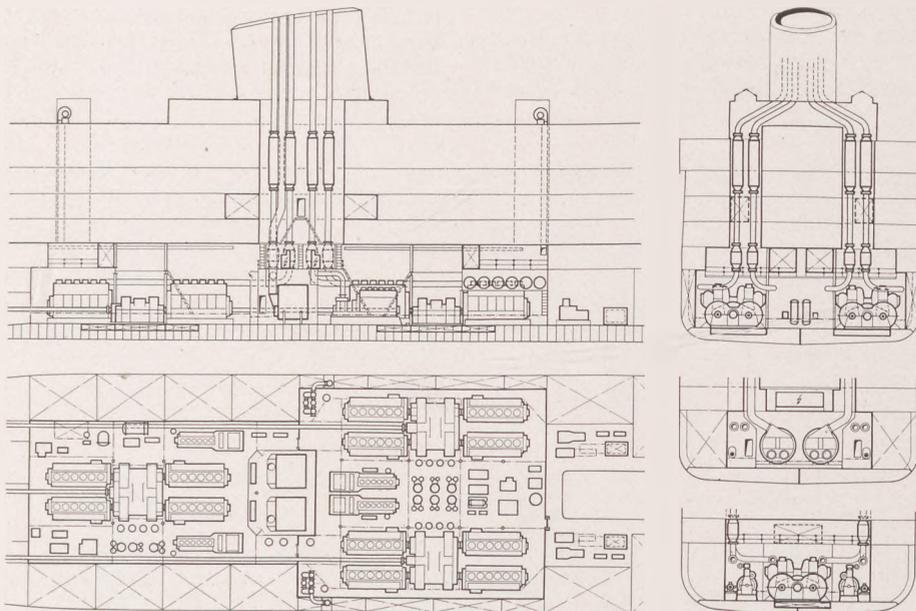


Abb. 12. Dieselmotoren-Anlage.

3 x 4 6 Zyl.-Tauchkolben-Dieselmotor je 1750 PSe; n = 220 U/min. Vulcan-Getriebe; 4 x 1750 PSe; n = 220 U/min (Dieselm.) auf 120 U/min (Propellerwelle). 4 Hilfs-Diesel je 400 kW; n = 320 U/min. Zylinderkessel. N = 21 000 PSe, 3 Wellen je 125 U/min.

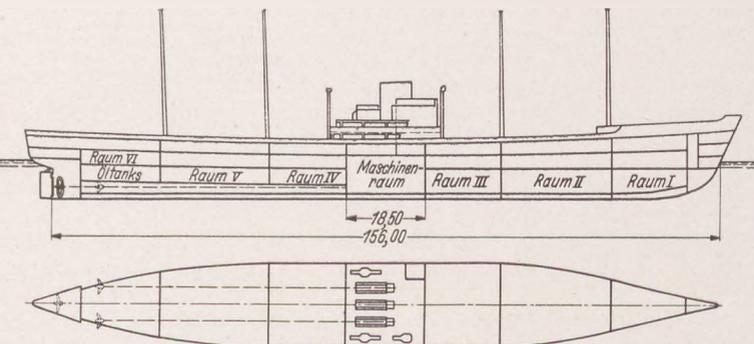


Abb. 13. Dreischrauben-Frachtschiff des „Nordd. Lloyd“, Bremen.

| | |
|---|----------------------------------|
| Länge zwischen den Loten | 154,00 m |
| Breite | 19,60 m |
| Seitenhöhe | 10,20 m |
| Tragfähigkeit | 1100 t |
| Maschinenleistung | 12 000 PSe |
| Probefahrtsgeschwindigkeit | 18,5 kn |
| Rauminhalt der Laderäume bis zum Hauptdeck einschließlich Ladeöltanks | 21 900 cm ³ . . . 82% |
| Raumbedarf der Maschinenanlage einschl. Wellentunnel und Hochbunker | 4 700 cm ³ . . . 18% |

Die Planung der in den Abbildungen gezeigten Dampfmaschinenanlage könnte in der Art ihrer Ausführung hier und da wohl Kritik hervorrufen. Soll aber die Dampfmaschinenanlage auch weiterhin wirtschaftlich wettbewerbsfähig bleiben, so muß man den Mut finden, mit alt-hergebrachten Vorurteilen aufzuräumen. Das A und O bei der Pla-

nung von Schiffsantriebsanlagen muß immer bleiben, alle Haupt- und Hilfsmaschinen und die Apparate unter bester Raumausnutzung so aufzustellen, daß weitestgehende Betriebssicherheit sichergestellt, gute Wartung und Zugänglichkeit gewährleistet sind.

Wenn auch die Anlagen in ihrer Planung stets den Erfordernissen des Fahrtgebietes angepaßt werden müssen, so richtet sich die Entwicklung doch schon heute auf eine gewisse Normung. Hierunter fallen gleich die Elektrifizierung der Hilfsbetriebe, der Einbau von Wellengeneratoren usw.

Mit der weiteren Einführung der mechanischen Rostbeschickung wird der Wasserrohrkessel den Zylinderkessel infolge seines geringeren Gesamtgewichtes pro m³ erzeugten Dampf immer mehr in den Hintergrund drängen.

Während bisher die Kohle im Schiffsbetrieb nur zum Betrieb von Dampfmaschinen Anwendung fand, tritt neuerdings die mit Kohle beschickte Gasantriebsanlage in den Wettbewerb ein. Gasanlagen mit kohlebeschickten Generatoren sind für kleinere Anlagen schon heute betriebssicher entwickelt worden und in der Praxis bewährt.

In Abb. 11 wird der Entwurf einer Gasmotoren-Anlage von 4000 WPS gezeigt. Der Vorteil einer Gasmotoren-Anlage gegenüber einer Dampfmaschine liegt im geringeren Brennstoff-Verbrauch, der mit etwa 300 g/PSe u. Std. gegenüber 430 g/PSe u. Std. bei der Dampfmaschine gerechnet wird. Dementsprechend würde für den gleichen Aktionsradius der Bunker-raum kleiner und das Brennstoffgewicht wesentlich niedriger ausfallen. Die schnelllaufenden Motoren, welche über Getriebe auf eine Welle arbeiten, müßten für den Seeschiffsbetrieb als Dieselmotoren konstruiert sein und zwar so, daß beim Seebetrieb normal mit Gas unter einem geringen Zusatz von Dieselöl gefahren würde, alle Manöver jedoch mit reinem Treiböl ausgeführt werden könnten. Für den Hilfsbetrieb sind zwei Motoren und ein Dampfaggregat vorgesehen. Das Dampfaggregat arbeitet mit niedrigem Druck und erhält den Arbeitsdampf aus dem Kühlmantel der Gasgeneratoren; auf diese Art würde der Hilfsbetrieb auf See wirtschaftlich betrieben werden können. Man könnte die Doppelböden für die Aufnahme von Dieselöl einrichten und dann je nach den günstigsten Bunkermöglichkeiten entweder mit Treiböl oder Kohle fahren.

Die in dem Bilde dargestellte Anlage würde bei einem Gewicht von ungefähr 750 t einen Raum von 3300 m³ beanspruchen. Bei der Wahl von zwei statt vier Motoren ließe sich jedoch eine Verbesserung der Raum- und Gewichtsverhältnisse erzielen, die auch für eine Leistung von 5000 PS die Gasmotorenanlage gegenüber den vorher gezeigten Schiffsantrieben wettbewerbsfähig gestalten würden. In der vorliegenden

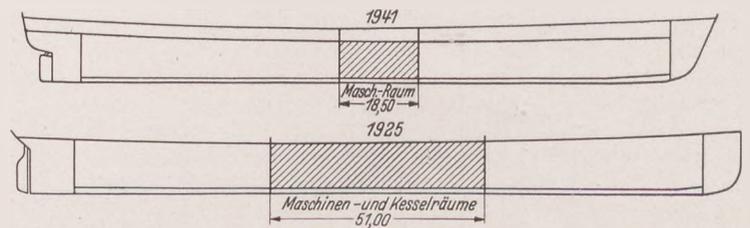


Abb. 14. Der Raumbedarf der Maschinenanlage von 12 000 WPS eines 1941 in Auftrag gegebenen 3-Schrauben-Motorschiffes im Vergleich zu dem Raumbedarf der Anlage gleicher Leistung eines 1925 erbauten und für seine Zeit modernen Dampfschiffes mit Ölfuehrung

Anlage ist der Bunkerraum so bemessen, daß er selbst dem Schiff mit 5000 PS einen Aktionsradius von 6000 sm ermöglichen könnte.

Gasmotoren-Anlagen dieser Größe sind zur Zeit noch nicht einbaureif entwickelt, jedoch wird von verschiedenen Firmen in erfolgversprechender Richtung gearbeitet. Die Schwierigkeiten bestehen darin, daß man die Verwendung der verschiedensten Kohlsorten im Gasgenerator noch nicht beherrscht. Einwandfrei kann mit Anthrazit oder den verschiedenen Kokksorten gearbeitet werden. Da jedoch diese Brennstoffe nicht in jedem Bunkerhafen und zu jeder

Zeit vorhanden sind, ist der Gasmotoren-Antrieb für die Großschiffahrt zunächst noch nicht geeignet.

Zum Schluß seien noch einige charakteristische Anlagen zur Anschauung gebracht. Abb. 12 bringt eine Großdieselanlage für ein Excursionsschiff. Die Forderungen, die zum Entwurf dieser Anlage von 21000 WPS Gesamtleistung führten, seien kurz umrissen:

Dem Charakter des Schiffes entsprechend muß der Betrieb der Anlage für die verschiedensten Geschwindigkeiten gleich wirtschaftlich erfolgen können. Es müssen bei günstigem Brennstoffverbrauch Geschwindigkeiten von 20 kn ebenso gut gefahren werden können wie solche von 8 kn.

Große Maschinenschächte sind weitestmöglich zu vermeiden. Um in den Fahrgasteinrichtungen in sämtlichen Decks durchgehende Räume zu schaffen, ist der Einbau von Maschinen geringer Bauhöhe erforderlich.

Wie gering der Raumbedarf einer modernen Antriebsanlage größerer Leistung heute sein kann, zeigen die Abb. 13 u. 14. Es handelt sich hier um ein schnellfahrendes Frachtschiff von 11000 t Tragfähigkeit und 12000 WPS Antriebsleistung. Obgleich aus gewissen Gründen ein Dreischrauben-Antrieb gewählt wurde, erfordert die gesamte Maschinenanlage einschließlich Wellentunnel und Hochbunker nur 18% des gesamten zur Verfügung stehenden Raumes. Dieser Raumbedarf dürfte wohl zur Zeit die Grenze des Erreichbaren darstellen; denn es darf nie vergessen werden, daß auch das Unterbringen der Rohrleitungen im Maschinenraum ein immer größeres Problem wird, je kleiner die Räume werden.

Die Abb. 14 führt eindeutig vor Augen, wie weit der Bedarf an Raum für eine moderne Motorenanlage gegenüber einer vor 15 Jahren gebauten Dampfmaschine von fast gleicher Leistung und mit ölgefeuerten Zylinderkesseln zurückgegangen ist.

Abschließend möchte ich allen denen, die mir durch ihre Mitarbeit oder durch Zur-Verfügung-Stellung von Unterlagen behilflich waren, meinen besten Dank sagen.

Der Vortrag des Obering. Schneider begegnete der lebhaftesten Anerkennung der Versammlung. Wortmeldungen für die Erörterung lagen nicht vor. Der Verhandlungsleiter Dr. Foerster

verband den Dank an den Vortragenden mit der Vorbringung einer Ergänzung, in welcher er auf die gesteigerte technische und wirtschaftliche Bedeutung der Vermessungsfrage in Verbindung mit der raum- und gewichtssparenden Entwicklung des Schiffsantriebes hinwies und folgendes ausführte:

„Die eindrucksvollen Darlegungen des Obering. Schneider zeigten, daß heute für die Antriebsanlagen und den Brennstoff nur noch Bruchteile des früheren Raum- und Gewichtsbedarfes aufgewendet werden. Diese Verbesserungen haben schon in einer ganzen Reihe von Fällen die entsprechende Vergrößerung des Nutzraums nicht mehr herbeigeführt, weil absichtlich Raumverschwendung getrieben werden mußte, um die Vorbedingung einer Abzugsfähigkeit von 32% der Bruttotonnage, — nämlich die Erreichung von tatsächlich 13% der Bruttoräume durch die Antriebsanlagen vorschriftsgemäß zu erfüllen. Die heutigen Vorschriften sind in der Behandlung der Antriebsanlagen überhaupt widersinnig und bieten keine gerechte Grundlage zu einigermaßen logischer Vergleichsbewertung der verschiedenen Anlagen hinsichtlich der Abzüge. Die Tatsache, daß ein großer Schnelldampfer eine wesentlich kleinere abgabepflichtige Netto-Tonnage haben kann als ein viel kleineres Schiff von halbem Bau- und Nutzwert, wirft ein Licht auf die Widersinnigkeit der Bestimmungen. Die Vermessung bedarf als Ganzes einer völligen Umarbeitung und ist augenblicklich Gegenstand nicht nur amtlicher Erwägungen sondern auch fachliterarischen Interesses. So sind kürzlich in der Schiffahrtszeitschrift „Hansa“ zwei Aufsätze erschienen, in denen zwei Fachleute zwei diametral entgegengesetzte Vorschläge begründen. Der eine neigt der absoluten Raumvermessung zu, während der andere die Ladeverdrängung des Schiffes als das Alleinrichtige empfiehlt. Diese Kundgebungen zeitigten noch weitere Folgen im Fachschrifttum, zunächst in der Zeitschrift Hansa selbst, aber berichtsmäßig dann auch in WRH. Dr. Foerster sieht den Weg zu einer befriedigenden Erfassung des vergleichenden Wertes der Objekte bzw. deren Beanspruchung der Hafeneinrichtungen in der Kombination der Raum- und Gewichtvermessung nach einem einfachen, in der Schiffahrtszeitschrift „Hansa“ veröffentlichten Schema.“

Als zweiter Vortragender sprach Dr.-Ing. H. Lerbs.

Der Stand der Forschung über den Schiffspropeller im Hinblick auf die technische Berechnung.

(Eigenbericht des Vortragenden Dr.-Ing. H. Lerbs.)

225. Mitteilung der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt.

Wenn wir uns über den „Stand der Forschung über den Schiffspropeller“ unterhalten wollen, dann ist meine Absicht, Ihnen einige neuere Arbeiten im Zusammenhang darzustellen, aus denen sich ein brauchbares technisches Berechnungsverfahren der üblichen Schiffschraube und auch komplizierterer Anordnungen, wie Schraube mit Leitapparat, gegenläufige Schrauben und Doppelpropeller entwickeln läßt. In der zur Verfügung stehenden Zeit kann natürlich nicht mehr erreicht werden, als die Gedankengänge der betreffenden Arbeiten zu skizzieren, aber da diese Arbeiten in der technischen und mathematischen Literatur verstreut sind, nehme ich an, daß bereits eine kurze Darstellung von einem einheitlichen Gesichtspunkt aus von Vorteil ist. Außerdem müssen sich die Betrachtungen auf Schrauben konstanter Eintrittsgeschwindigkeit, sog. „Freifahrtsschrauben“, beschränken.

Das erste brauchbare Verfahren zum Entwurf einer Schiffschraube auf Grund theoretischer Folgerungen wurde von Helmbold 1926 veröffentlicht (1)¹, wobei Erkenntnisse, die sich früher bei der Betrachtung schwachbelasteter Flugzeugschrauben ergeben hatten, weitgehende Verwendung finden konnten. Gegenüber der Interpolation eines Propellers innerhalb einer systematischen Versuchsserie, die bis dahin im Schiffbau überwiegend benutzte Methode zur Berechnung der Schraubendaten, zeigte sich bald, daß die theoretische Methode bedeutend elastischer ist, da sie nicht an die nun einmal notwendigen Konstanten im geometrischen Aufbau einer systematischen Serie und deren Grenzen gebunden ist; darüber hinaus kann sie mehr beantworten als die Interpolationsmethode, vor allem dann, wenn nicht mehr der Propeller als ganzes interessiert, sondern die Aufgabe wie bei Kavitationsfragen oder bei der Konstruktion eines Leitapparates in die Einzelheiten geht und die Verhältnisse an den einzelnen Flügelschnitten von Bedeutung sind. Der Zeitbedarf für die Berechnung war allerdings größer als bei der üblichen Interpolation, und es hat hier nicht an Versuchen gefehlt, die notwendige Zeit durch geeignete Hilfsmittel wie Kurventafeln (2) so klein wie möglich zu halten. Gerade auch in dieser Richtung sind die neueren Arbeiten als Fortschritt im Sinne eines technischen Berechnungsverfahrens zu bezeichnen, da es nunmehr gelingt, den Zeitbedarf durch

weitgehende Verwendung einmalig berechneter Funktionen und durch bestimmten Aufbau der Rechenmethode so zu beschränken, daß er mit dem für eine Interpolation nach systematischen Versuchen erforderlichen vergleichbar ist.

Alle diese modernen Arbeiten führen die von einer Schraube hervorgerufene Strömung und die damit verbundene Erzeugung der Kräfte auf die Tragflügeltheorie von Prandtl zurück (3) (4); die in dieser Theorie entwickelten Anschauungen über die Strömung um einen einzelnen Tragflügel lassen sich sinngemäß auf die Schraube übertragen, wenn man das Schraubenblatt als Summe von unendlich vielen Einzelflügeln auffaßt und dementsprechend die Wirkung der Schraube als Summe der Wirkungen aller dieser Elementarflügel erklärt. Bei der Bewegung eines Tragflügels entsteht bekanntlich eine Kraft mit den beiden Komponenten Auftrieb und Widerstand, die erste senkrecht zur Geschwindigkeit, die andere in Richtung der Relativgeschwindigkeit; es handelt sich nun darum, die Entstehung dieser Kraftkomponenten verständlich zu machen und ihre Rückwirkung auf die Strömung zu verfolgen. Für unsere Zwecke genügt es, an folgende Ergebnisse der Theorie zu erinnern: Der Auftrieb ist notwendigerweise mit dem Vorhandensein eines Wirbels verknüpft, der in dem Flügel angeordnet zu denken ist und sich mit diesem mitbewegt; er wird deshalb als „gebundener Wirbel“ bezeichnet und erzeugt Zusatzgeschwindigkeiten in der Strömung, welche die reine Fortschrittsgeschwindigkeit des Flügels über ihm erhöhen, unter ihm dagegen verkleinern. Diesen Geschwindigkeitsdifferenzen entsprechen nach dem Satz von Bernouilli Druckdifferenzen, die sich an dem Flügel als Kraft, eben dem Auftrieb, auswirken. Den Zusammenhang zwischen der Stärke des Wirbels, die durch die Zirkulation gemessen wird, der Fortschrittsgeschwindigkeit und dem erzeugten Auftrieb gibt der Impulssatz, wonach der Auftrieb auf der resultierenden Geschwindigkeit senkrecht steht und pro Längeneinheit der Spannweite gleich ist dem Produkt aus der Flüssigkeitsdichte, der Zirkulation und der Fortschrittsgeschwindigkeit (Satz von Kutta-Joukowski); diese Aussage gilt zunächst nur für die ebene Strömung, d. h. für einen Flügel unendlicher Spannweite, bei dem der Auftrieb pro Längeneinheit einen von dieser Abmessung unabhängigen konstanten Betrag hat. Betrachten wir jetzt einen Flügel endlicher Länge, so ist festzustellen, daß hier der Auftrieb von einem Maximum in der Mitte bis

¹ Die eingeklammerten Zahlen beziehen sich auf die Literaturzusammenstellung.

auf den Wert Null an den seitlichen Rändern abfällt als Folge des Druckausgleichs zwischen dem Überdruck auf der Flügelunterseite und dem Unterdruck auf der Oberseite um den seitlichen Rand herum. Dieser Ausgleich führt zu einer Querströmung in der Flüssigkeit (4), die auf der Unterseite des Flügels von der Mitte nach den seitlichen Rändern hin und auf der Oberseite von den Rändern zur Mitte hin gerichtet ist; die Flüssigkeitsteilchen, die über den Flügel hinweggehen, werden demnach etwas seitwärts zur Mitte hin und die Teilchen, die unter ihm hindurchgehen, etwas seitwärts von der Mitte weg abgelenkt. Eine solche Bewegung der Flüssigkeit ist aber als Folge einer Wirbelschicht anzusehen, die ihren Sitz in der vom Flügel durchlaufenen Spur hat; wie aus dem Gesagten hervorgeht, hängt die Quergeschwindigkeit in der Flüssigkeit und damit die Zirkulation in der Wirbelschicht direkt mit der Auftriebs- resp. Zirkulationsänderung am Tragflügel zusammen. Die Wirbelschicht ruft nun wie jeder Wirbel entsprechend dem Satz von Biot-Savart in der ganzen umgebenden Flüssigkeit Zusatzgeschwindigkeiten hervor und erzeugt so — induziert wie man diese Fernwirkung in Analogie zur Elektrodynamik bezeichnet — außer den Quergeschwindigkeiten hinter dem Flügel am Flügel selbst Abwärtsgeschwindigkeiten. Dies Ergebnis ist von großer Bedeutung; wir erhalten jetzt am gebundenen Wirbel eine resultierende Geschwindigkeit, die sich aus der Fortschrittsgeschwindigkeit und der von der abgehenden Wirbelfläche induzierten, nach unten gerichteten Geschwindigkeit zusammensetzt, die also nach unten geneigt ist. Da die auf den gebundenen Wirbel ausgeübte Kraft nach dem Satz von Kutta-Joukowski senkrecht auf der resultierenden Geschwindigkeit steht, ist diese nach hinten geneigt, womit das Entstehen eines Widerstandes in der als reibungslos vorausgesetzten Strömung erklärt ist. Man nennt diesen Widerstandsanteil den „induzierten Widerstand“, da er auf die induzierte Abwärtsgeschwindigkeit der vom Tragflügel endlicher Länge abgehenden Wirbelfläche zurückzuführen ist. Die bei der Bewegung des Flügels gegen ihn zu leistende Arbeit findet übrigens ihren Gegenwert in der Bewegungsenergie, die das abgehende Wirbelsystem der Flüssigkeit erteilt.

Wir wollen nun diese Gedanken auf den Propeller übertragen, dessen einzelne Blätter wir als eine Summe von Elementartragflügeln ansehen. Zunächst haben wir jedes Blatt, auf das ja Kräfte ausgeübt werden, als Sitz eines gebundenen Wirbels aufzufassen, von dem nun analog wie beim einzelnen Flügel endlicher Länge eine Wirbelfläche abgeht, da die vom Flügelblatt ausgeübte Kraft in radialer Richtung veränderlich ist; sie hat an der Nabe und an der Flügelspitze den Wert Null und verläuft dazwischen nach einem noch unbekanntem Gesetz. Die Richtung dieser abgehenden Wirbelfläche ist durch die Richtung der Stromlinien vorgeschrieben, sie wird also eine schraubenförmige Gestalt haben. Die Aufgabe ist nun wieder wie beim Tragflügel, die induzierten Geschwindigkeiten dieses Systems von gebundenen Wirbeln und Wirbelflächen am Orte der gebundenen Wirbel zu berechnen, aus ihnen, der Fortschritts- und jeweiligen Umfangsgeschwindigkeit die resultierende Geschwindigkeit zu bilden und dann nach dem Satz von Kutta-Joukowski die resultierende Kraft zu bestimmen; diese kann nach Schubkraft und Tangentialkraft zerlegt werden, deren Integration über den Radius schließlich auf den ausgeübten Schub und das Drehmoment führt. In dieser allgemeinen Form hat die Lösung noch erhebliche Schwierigkeiten. Es kann vorläufig nur gesagt werden, daß sich die von den gebundenen Wirbeln herrührenden Zusatzgeschwindigkeiten bei symmetrischen Schrauben gegenseitig aufheben; dagegen ist das Feld der induzierten Geschwindigkeiten einer schraubenförmigen Wirbelfläche nicht ohne weiteres bekannt, und dann können wir weder etwas über den Steigungsverlauf der Fläche aussagen, der ja von den erst zu berechnenden induzierten Geschwindigkeiten abhängt, noch kennen wir den Zirkulationsverlauf innerhalb der Fläche, da diese von der vorläufig noch ganz unbekanntem Verteilung der Zirkulation über das Flügelblatt, d. h. über den gebundenen Wirbel, bestimmt wird. Um hier weiter zu kommen, wollen wir zunächst eine Voraussetzung machen und uns dann mit zwei Sätzen von Betz beschäftigen, die das Problem zur Lösung führen.

Die von den einzelnen Flügelblättern abgehenden Wirbelflächen induzieren ein Geschwindigkeitsfeld, das nach außen hin als „Propellerstrahl“ sichtbar wird. Im allgemeinen wird die induzierte Geschwindigkeit in einem bestimmten Punkte dieses Strahls eine axiale, tangential und radiale Komponente haben, von denen die axiale Komponente eine Zunahme der Geschwindigkeit nach hinten und die tangential eine Drehung der im Strahl enthaltenen Flüssigkeit bedeutet, während die Radialkomponente eine Kontraktion des Strahls verursacht, wodurch die Wirbelflächen mehr zur Achse hinrücken. Diese Komponenten sind nun nicht voneinander unabhängig (4). Zunächst kann über die axiale induzierte Komponente eines Flüssigkeitsteilchens ausgesagt werden, daß sie von dem Werte Null weit vor der Schraube bis auf einen bestimmten endlichen Wert weit hinter der Schraube stetig zunimmt, was nach dem Impulssatz unmittelbar mit der Schuberzeugung zusammenhängt und als eines der Ergebnisse der

einfachen Strahltheorie bekannt ist. Diese stetige Zunahme der axialen Komponente hat nun eine entsprechende Kontraktion des Strahls und damit der Wirbelflächen zur Folge, wodurch der radiale Abstand eines Flüssigkeitsteilchens verkleinert wird; da nun das der Tangentialkomponente entsprechende Schwungmoment eines Teilchens sich bei der Kontraktion nicht ändern kann, muß die Tangentialkomponente entsprechend zunehmen, wodurch sich die kinetische Energie ihrer Bewegung erhöht. Dies kann nur auf Kosten der Energie der Axialbewegung geschehen, so daß deren Geschwindigkeit entsprechend abnimmt. Andererseits hat die Tangentialkomponente infolge der auftretenden Zentrifugalkraft ein quer zur Strömung nach dem Strahlinneren gerichtetes Druckgefälle zur Folge, welches die axiale Komponente wieder vergrößert. Auf die axiale Komponente wirken demnach zwei Effekte im entgegengesetzten Sinne, so daß es wahrscheinlich nicht viel ausmacht, wenn wir diese beiden Effekte — die Strahlkontraktion, das bedeutet die induzierte radiale Komponente, und das zentrifugale Druckgefälle — in unseren weiteren Betrachtungen vernachlässigen. Es wird nachher noch kurz erwähnt, bis zu welchen Grenzen diese beiden Vernachlässigungen tragbar sind.

Für einen kontraktionsfreien Schraubenstrahl gilt nun ein Satz von Betz (3), der aussagt, daß die von den abgehenden Wirbelflächen herrührenden Zusatzgeschwindigkeiten bei symmetrischen Schrauben am gebundenen Wirbel gerade den halben Wert erreicht haben von dem an einem entsprechenden Punkte weit hinter der Schraube. Auf das stetige Verhalten der axialen Komponente bei dieser Zunahme war bereits hingewiesen. Anders dagegen verhält sich die tangential Komponente; nach einem Satz aus der Geometrie der Wirbelfelder, dem Satz von Stokes, kann eine Tangentialkomponente nur dort in der Strömung vorhanden sein, wo von einer geschlossenen Leitlinie Wirbel umrandet werden. Das bedeutet aber, daß die Drehbewegung der Flüssigkeit vor der Schraube Null ist und dort, wo die freie Wirbelfläche ansetzt, un stetig einen endlichen Wert erreicht. Aus dem Satz von Stokes ergibt sich ferner, daß sich die Tangentialkomponente stromabwärts nicht mehr ändert, was damit zusammenhängt, daß die Zirkulation in einer der abgehenden Wirbelflächen ausschließlich durch die Zirkulationsänderung an der davor liegenden Stelle des Flügelblatts bestimmt wird, also stromabwärts ebenfalls konstant bleibt. Wir müssen, um diese Folgerungen mit dem Satz von Betz in Einklang zu bringen, dem gebundenen Wirbel einen Kern geringer, aber endlicher Dicke zuschreiben, über den die Tangentialkomponente von Null im vorderen Teil über den halben Wert in der Mitte bis auf den vollen Wert im hinteren Teil, wo die Wirbelfläche abgeht, zunimmt.

Nach diesen Bemerkungen über den Verlauf der Zusatzgeschwindigkeiten in axialer Richtung bleibt noch übrig, ihre radiale Verteilung sowie die in Richtung des Umfangs zu klären, bevor wir die Kräfte am Flügelblatt angeben können. Über die Verteilung in Richtung des Umfangs können wir qualitativ aussagen, daß sich die Zusatzgeschwindigkeiten von einem Extremwert in den Wirbelflächen auf einen im allgemeinen kleineren Wert zwischen ihnen ändern. Um von dieser Abhängigkeit frei zu werden, wollen wir die Voraussetzung machen, daß die Wirbelflächen sehr dicht stehen, die Flügelzahl der Schraube also sehr groß ist. Wir werden dann zwar mit einer im Mittel zu großen Geschwindigkeit rechnen, die wir aber später auf den zu der endlichen Flügelzahl gehörenden Mittelwert berichtigen werden. Zunächst also führen wir unsere Betrachtungen für eine Schraube unendlicher Flügelzahl weiter, womit die Umfangskoordinate herausfällt und allein die Frage nach der radialen Verteilung der axialen und tangentialen Zusatzgeschwindigkeiten am Flügelblatt übrig bleibt. Diese Frage hängt, wie wir wissen, mit der Verteilung der Zirkulation, d. h. der Kräfte, über das Flügelblatt zusammen und läßt sich nur beantworten, wenn wir die Zirkulationsverteilung vorgeben oder für sie besondere Bedingungen stellen, durch welche sie festgelegt wird. Praktisch von Bedeutung ist folgende Frage: wie muß der Schub und damit die Zirkulation bei gegebenem Gesamtschub über das Flügelblatt verteilt werden, damit der bei der Schuberzeugung nicht vermeidbare Energieverlust, der durch das Auftreten der induzierten Geschwindigkeiten bedingt ist, zu einem Minimum wird? Diese Fragestellung, die ein Variationsproblem bedeutet, scheint unsere Aufgabe kompliziert zu machen, aber es zeigt sich, daß die Antwort auf ein besonders einfaches und anschauliches Resultat führt, das zuerst von Betz angegeben wurde (4). Man erhält dieses Resultat dadurch, daß man die Zirkulation an irgendeiner Stelle des Schraubenblatts um einen kleinen Betrag erhöht und die dadurch hervorgerufene Vermehrung von Schub und Drehmoment betrachtet. Wenn nun die Schubverteilung über das Blatt gerade so ist, daß ihr der maximal erreichbare Wirkungsgrad entspricht, dann muß der Schubzuwachs an jeder Stelle mit dem gleichen Wirkungsgrad erzeugt werden; denn sonst könnte man ja an den Stellen, wo der Schubzuwachs mit einem schlechten Wirkungsgrad verbunden ist, Schub hinwegnehmen und an einer anderen Stelle, wo er mit besserem Wirkungsgrad arbeitet, wieder hinzufügen, wodurch der Gesamtwirkungsgrad erhöht würde. Da

dieser bereits am günstigsten sein soll, muß also der Wirkungsgrad einer Schubänderung an jeder Stelle des Blattes denselben Wert haben. Die diesem Gedankengang entsprechende Rechnung führt im Falle freifliegender Schrauben auf das Resultat, daß bei günstiger Schubverteilung $\text{tg } \beta = k \cdot \text{tg } \beta_i$ (Abb. 1), wo k vom Radius unabhängig ist; dies bedeutet, daß die Richtung der resultierenden Geschwindigkeit am Flügelschnitt in diesem Falle aus der mit v und $r\omega$ gebildeten Richtung durch Multiplikation mit einem Faktor hervorgeht, der an jedem Radius denselben Wert hat. Demnach bildet auch die Gesamtheit der resultierenden Geschwindigkeiten eine Schraubenfläche. Die Rechnung zeigt übrigens, daß der Faktor gleichbedeutend ist mit dem Wirkungsgrad eines Flügелеlements, den wir nun allerdings als induzierten Wirkungsgrad η_i bezeichnen müssen, da ja die durch die induzierten Geschwindigkeiten bedingten Verluste die einzigen sind, die wir vorläufig betrachten. Im Optimumfall hat also jedes Flügелеlement denselben induzierten Wirkungsgrad, und demnach ist der induzierte Wirkungsgrad irgend eines Elements gleichbedeutend mit dem induzierten Wirkungsgrad der gesamten Schraube. Schließlich können wir die Optimumbedingung noch in eine dritte Form bringen; die Aussage $\text{tg } \beta = k \cdot \text{tg } \beta_i$, wo k unabhängig von r , ist nämlich gleichbedeutend damit, daß v' vom Radius unabhängig ist, womit auch w und $\vartheta = w/v$ vom Radius unabhängige Größen werden. Im Falle des geringsten Energieverlustes bestehen demnach folgende untereinander gleichwertige Beziehungen:

$$\eta_i = \frac{\text{tg } \beta}{\text{tg } \beta_i} = \frac{v/r\omega}{v'/r\omega} = \frac{v}{v'} = \frac{v}{v + \frac{w}{2}} = \frac{1}{1 + \frac{\vartheta}{2}}$$

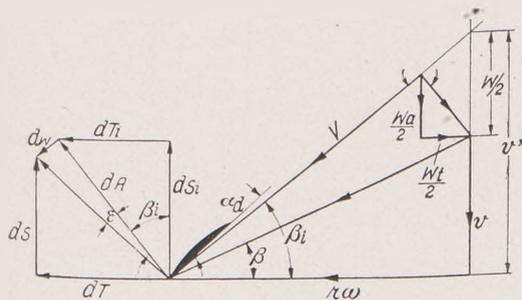


Abb. 1. Geschwindigkeits- und Kräfteplan an einem Flügелеlement des Radius $r = x \cdot R$.

wo η_i und die übrigen Ausdrücke, insbesondere der „Schlupfgrad“ ϑ vom Radius unabhängig sind, also eine Bedeutung für die Schraube als Ganzes haben. Die Beziehungen gelten demnach auch für die Flügelspitze, so daß sich schließlich die Optimumbedingung noch ausdrückt als

$$\eta_i = \frac{v/R\omega}{v'/R\omega} = \frac{\lambda}{\lambda_i}$$

wenn λ den Fortschrittsgrad bezeichnet.

Es ist noch zu bemerken, daß die Komponenten der induzierten Geschwindigkeit durch die Optimumbedingung nicht vollständig bestimmt sind, da nur verlangt wird, daß der Endpunkt der resultierenden induzierten Geschwindigkeit auf der Richtung β_i liegt. Für den Fall, daß die Wirbelflächen genügend dicht stehen, läßt sich zeigen, daß die resultierende induzierte Geschwindigkeit senkrecht auf der Richtung β_i , d. h. senkrecht auf der resultierenden Geschwindigkeit steht, was für das weitere stets als genügend zutreffend vorausgesetzt wird. Aus den geometrischen Zusammenhängen der Abb. 1 lassen sich dann folgende Ausdrücke für die induzierten Komponenten am Radius $x = r/R$ des Blattes angeben (5):

$$\frac{1}{2} \frac{w_a}{v} = \frac{\vartheta}{2} \frac{x^2}{x^2 + \lambda_i^2}, \quad \frac{1}{2} \frac{w_t}{v} = \frac{\vartheta}{2} \frac{x \lambda_i}{x^2 + \lambda_i^2}$$

$$x = r/R, \quad \lambda_i = v'/R\omega = \lambda/\eta_i, \quad \vartheta = w/v$$

Es kommt jetzt darauf an, ϑ und λ_i oder, was nach der Optimumbedingung dasselbe ist, η_i zu bestimmen. Dies gelingt, wenn wir nunmehr nach dem Satz von Kutta-Joukowski die Kräfte am Flügелеlement bilden, aus denen sich durch Integration über das Schraubenblatt Schub und Drehmoment ergeben. Für das Element des Schubes und der Tangentialkraft erhalten wir folgende Ausdrücke:

$$dS_i^* = \Gamma_\infty \varrho \left(\omega r - \frac{w_t}{2} \right) dr = \Gamma_\infty \varrho v R \left(\frac{x}{\lambda} - \frac{1}{2} \frac{w_t}{v} \right) dx \quad \Gamma_\infty = 2\pi \rho w_t = 2\pi \rho x w_t$$

$$dT_i^* = \Gamma_\infty \varrho \left(v + \frac{w_a}{2} \right) dr = \Gamma_\infty \varrho v R \left(1 + \frac{1}{2} \frac{w_a}{v} \right) dx$$

Die beiden Indizes ∞ und i an den Kräfteelementen sind notwendig, da es sich ja vorläufig um eine Schraube mit rotationssymmetrischem Strahl, d. h. mit unendlich vielen Blättern in einer idealen, also reibungsfreien Flüssigkeit handelt. Setzen wir die eben entwickelten

Ausdrücke für die induzierten Geschwindigkeiten ein, dann ist die Integration über den Radius x möglich, womit der gesuchte Zusammenhang zwischen dem Schubbelastungsgrad resp. dem Leistungsbelastungsgrad der Schraube und den Größen ϑ und λ_i oder gleichbedeutend η_i und λ erhalten wird. Für die spätere Übertragung der Ergebnisse auf eine Schraube endlicher Flügelzahl ist es zweckmäßig, vorher noch die dimensionslose Zirkulation $G_\infty = x^2/(x^2 + \lambda_i^2)$ einzuführen, die mit Γ_∞ nach folgendem zusammenhängt:

$$\Gamma_\infty = 2\pi \rho w_t = 2\pi \rho w \frac{x \lambda \left(1 + \frac{\vartheta}{2} \right)}{x^2 + \lambda_i^2} = 2\pi \frac{wv}{\omega} \left(1 + \frac{\vartheta}{2} \right) \frac{x^2}{x^2 + \lambda_i^2} = G_\infty \cdot 2\pi \frac{wv}{\omega} \left(1 + \frac{\vartheta}{2} \right)$$

In G_∞ wird demnach die Abhängigkeit der Zirkulation vom Radius zusammengefaßt, während das Produkt der übrigen Größen einen für eine bestimmte Optimumschraube konstanten Faktor darstellt. Bei der Integration der Kräfteelemente über den Radius treten nun Integrale von der Form

$$\int_0^1 \frac{x^m}{(x^2 + \lambda_i^2)^n} dx$$

auf, die wir mit K bezeichnen wollen; sie hängen nur von m und n ab und stehen mit G_∞ , was für die Übertragung wesentlich ist, in folgendem Zusammenhang:

$$K_{m,n}^\infty = \int_0^1 \frac{x^m}{(x^2 + \lambda_i^2)^n} dx = \int_0^1 G_\infty \frac{x^{m-2}}{(x^2 + \lambda_i^2)^{n-1}} dx$$

In dieser Schreibweise ergibt nunmehr die Integration über die Schubelemente folgenden Ausdruck, der den Schubbelastungsgrad abhängig von ϑ und λ_i darstellt (5):

$$c_{si}^\infty = 4 \vartheta \cdot K_{3,1}^\infty + 2 \vartheta^2 \cdot K_{5,2}^\infty$$

$$K_{3,1}^\infty = \frac{1}{2} \left[1 - \lambda_i^2 \cdot \ln \left(1 + \frac{1}{\lambda_i^2} \right) \right]$$

$$K_{5,2}^\infty = \frac{1}{2} \left[1 + \frac{\lambda_i^2}{1 + \lambda_i^2} - 2 \lambda_i^2 \cdot \ln \left(1 + \frac{1}{\lambda_i^2} \right) \right]$$

Der nächste Schritt zur vollständigen Lösung unserer Aufgabe ist, diesen Ausdruck für den Belastungsgrad einer Schraube mit unendlicher Flügelzahl auf eine endliche Flügelzahl zu übertragen, wobei wir vorläufig noch die Reibungsfreiheit beibehalten wollen; es kommt uns also zunächst darauf an, von c_{si}^∞ her auf c_{si}^{δ} zu kommen (6). Dieser Übergang zu der Schraube endlicher Flügelzahl läßt sich durchführen, wenn wir uns daran erinnern, daß sich die Mittelwerte der induzierten Geschwindigkeiten an einem bestimmten Radius unter sonst gleichen Bedingungen um so mehr von dem entsprechenden Wert bei unendlicher Flügelzahl unterscheiden, je kleiner die Flügelzahl ist, d. h. je weiter die abgehenden Wirbelflächen auseinander stehen. Am Flügelblatt selbst behalten die induzierten Geschwindigkeiten ihre Größe bei, dazwischen ändern sie sich entsprechend dem Abstand der Wirbelflächen. Da es für die Bildung der Zirkulation nur auf den Mittelwert der induzierten tangentialen Geschwindigkeitskomponente ankommt, ist der Ansatz berechtigt: $\Gamma_\delta = \kappa \cdot \Gamma_\infty$. In dem eben skizzierten Rechnungsgang erhalten wir demnach die entsprechenden Werte für endliche Flügelzahl, wenn wir Γ_∞ mit $\kappa \cdot \Gamma_\infty$ vertauschen; insbesondere erhalten wir dann

$$K_{m,n}^\delta = \int_0^1 \kappa \cdot G_\infty \cdot \frac{x^{m-2}}{(x^2 + \lambda_i^2)^{n-1}} dx = \int_0^1 \frac{\kappa \cdot x^m}{(x^2 + \lambda_i^2)^n} dx$$

und damit schließlich entsprechend den Ausführungen Kramers (6):

$$c_{si}^\delta = 4 \vartheta \cdot K_{3,1}^\delta + 2 \vartheta^2 \cdot K_{5,2}^\delta$$

Der „Mittelwertfaktor“ κ wurde von Goldstein durch Lösung der Potentialaufgabe erhalten, auf welche die Bestimmung des Geschwindigkeitsfeldes der schraubenförmigen Wirbelflächen hinausläuft (7). Es zeigt sich, daß κ außer von der Flügelzahl δ nur noch von x und λ_i abhängt (8), so daß die Integrale $K_{3,1}^\delta$ und $K_{5,2}^\delta$ als Funktionen von δ und λ_i numerisch angebar sind. Damit erscheint der Belastungsgrad c_{si}^δ als Funktion von δ , λ_i und ϑ oder, den Formulierungen der Optimumbedingung entsprechend, abhängig von δ , λ und η_i . Durch diese Beziehung, die auf Abb. 2 dargestellt ist, sind wir in der Lage anzugeben, mit welchem Wirkungsgrad eine Schraube mit der Flügelzahl δ einen bestimmten Belastungsgrad in der reibungsfreien Flüssigkeit bei gegebenem Fortschrittsgrad erzeugt.

Bevor wir dieses Ergebnis näher erörtern, wollen wir die letzte noch bestehende Voraussetzung einer reibungsfreien Flüssigkeit aufgeben und uns nunmehr mit einer reibungsbehafteten Schraube endlicher Flügelzahl beschäftigen, wodurch die vollständige Lösung des

Problems erhalten wird. Das Auftreten der Reibung bedingt am Flügelement eine Kraftkomponente dW in Richtung der resultierenden Relativgeschwindigkeit (Abb. 1), wodurch die Richtung der Auftriebskraft gedreht wird, so daß der Schub abfällt und das Drehmoment anwächst; die auftretende Widerstandskraft wird dabei durch die Gleitzahl $\varepsilon = c_w/c_a$ in Prozenten des Auftriebes gemessen. Aus der Abbildung läßt sich der Zusammenhang zwischen dem Schubelement dS_i in der idealen und dS in der reibungsbehafteten Flüssigkeit sofort angeben; $dS_i/dS = \cos \beta_i / \cos (\beta_i + \varepsilon)$. Dieses Verhältnis ist von Radius zu Radius veränderlich, aber glücklicherweise ist die Abhängigkeit vom Radius nur gering, so daß man es durch seinen

dem bisher Gesagten wohl vorstellbar, daß eine Schraube bei dieser Betrachtungsweise, wo die Druck- und Geschwindigkeitsverhältnisse an jedem Flügelschnitt bekannt sind, in beliebigen Kavitationszuständen berechenbar ist, wenn die Profileigenschaften des Flügelements unter entsprechenden Druck- und Geschwindigkeitsverhältnissen gegeben sind.

An dieser Stelle müssen wir eine Bemerkung über die Optimumbedingungen einschalten, die ja für den Rechnungsgang wesentlich ist, da durch sie die Schubverteilung resp. die Verteilung der induzierten Geschwindigkeiten festgelegt wird. Wir hatten diese Bedingung so formuliert, daß durch sie die induzierten Verluste zu einem Minimum werden, während die durch die Gleitzahl bedingten Verluste, also in erster Linie Reibungsverluste, unberücksichtigt blieben. Daß diese Beschränkung der Minimalbedingung auf nur einen Teil der Verluste zu einem praktisch brauchbaren Ergebnis führt, erklärt sich damit, daß der induzierte Verlustanteil der weitaus überwiegende ist, wie aus der Kleinheit der Gleitzahl eines Flügelements hervorgeht, die im Normalbereich der Schraube etwa 3% des Auftriebes beträgt. Wir sind demnach völlig berechtigt, das einfache und anschauliche Resultat der entwickelten Optimumbedingung beizubehalten, d. h. die induzierten Geschwindigkeiten als unabhängig vom Reibungsvorgang anzusehen, und die hiernach entworfene Schraube als Schraube geringsten Energieverlustes zu bezeichnen. Es ist natürlich möglich, die Minimumbedingung in gleicher Weise, wie vorhin angedeutet, für den Gesamtverlust anzusetzen, wie es von Bienen (9) und neuerdings von Flügel (10) ausgeführt wurde. Es sei erwähnt, daß nach den Rechnungen Flügels die Gesamtverluste bei schwach belasteten Schrauben dann ein Minimum sind, wenn der Gesamtwirkungsgrad längs des Halbmessers konstant ist.

Mit den bisher angegebenen Resultaten der Theorie sind wir in der Lage, die Aufgaben der praktischen Propellerkonstruktion zu lösen; wir wollen die Rechnung darauf abstellen, daß ein bestimmter Schubbelastungsgrad bei einem gegebenen Fortschrittsgrad gefordert wird, d. h., daß Schub, Drehzahl, Durchmesser und Geschwindigkeit gegeben sind und nach der erforderlichen Antriebsleistung gefragt wird. Es hat keine Schwierigkeiten, die Rechnung so einzurichten, daß von Leistung und Drehzahl ausgegangen und die erreichbare Geschwindigkeit gesucht wird.

Der Gang der Lösung ist so, daß wir zunächst den geforderten Belastungsgrad c_s der Schraube auf den etwas größeren Wert c_{si} , den sie bei gleichem Fortschrittsgrad in der idealen Flüssigkeit erzeugen würde, umrechnen und dann mit Hilfe des Diagramms der Abb. 2 den Wirkungsgrad η_i dieser Schuberzeugung in der idealen Flüssigkeit bestimmen. Damit sind dann aber bereits durch die Optimumbedingung sämtliche Größen festgelegt, die wir zur Berechnung der induzierten Geschwindigkeiten am Flügelement und damit zur Berechnung der Steigung benötigen. Die erforderliche Blattbreite ergibt sich dadurch, daß wir das Auftriebselement einmal entsprechend der Definition des Auftriebsbeiwertes mit dem Quadrat der resultierenden Relativgeschwindigkeit V bilden und dann nach dem Satz von Kutta-Joukowski ausdrücken:

$$dA = \frac{\rho}{2} V^2 \cdot c_a \cdot \beta \cdot t \cdot dr$$

$$dA = \beta \cdot I_{\beta} \cdot \rho \cdot V \cdot dr = \beta \cdot 2 r \pi \cdot \kappa w_t V dr.$$

Durch Gleichsetzen erhalten wir ohne weiteres den Ausdruck:

$$c_a \beta t = 4 r \pi \kappa \frac{w_t}{V}.$$

Für w_t/V ergibt sich aus den geometrischen Zusammenhängen der Abb. 1 die Beziehung:

$$w_t/V = 2 \cdot \sin \beta_i \cdot \operatorname{tg} (\beta_i - \beta)$$

und damit schließlich

$$c_a \cdot \beta \cdot t = 8 \pi r \kappa \sin \beta_i \cdot \operatorname{tg} (\beta_i - \beta).$$

Damit sind alle Ausdrücke bekannt, die wir zur Berechnung der geometrischen Daten einer Schraube benötigen.

Wir benutzen für das Beispiel die in (2) angegebenen Zahlenwerte, entwerfen die Schraube nach dem im Vorstehenden entwickelten Rechnungsgang und vergleichen das Ergebnis mit dem früheren Resultat und dem dort angeführten Modellversuch.

Gegeben: $c_s = 1,273$; $\lambda = 0,187$; $\varepsilon = 0,025 = 1,43^\circ$.

Gesucht: η und die Form der Schraube.

1.) $c_{si} = c_s \cdot \cos \beta_i / \cos (\beta_i + \varepsilon)$

| λ_i | β_i° | $\cos \beta_i$ | $(\beta_i + \varepsilon)^\circ$ | $\cos (\beta_i + \varepsilon)$ | c_{si} | η_i |
|-------------|-----------------|----------------|---------------------------------|--------------------------------|----------|----------|
| 0,187 | 10,58 | 0,983 | 12,02 | 0,978 | 1,280 | 0,72 |
| 0,260 | 14,55 | 0,968 | 15,98 | 0,961 | 1,283 | 0,715 |
| 0,262 | 14,67 | 0,967 | 16,10 | 0,961 | 1,282 | 0,715 |
| 0,262 | .. | .. | .. | .. | .. | .. |

$$\vartheta = 2 (1 - \eta) / \eta_i = 0,797.$$

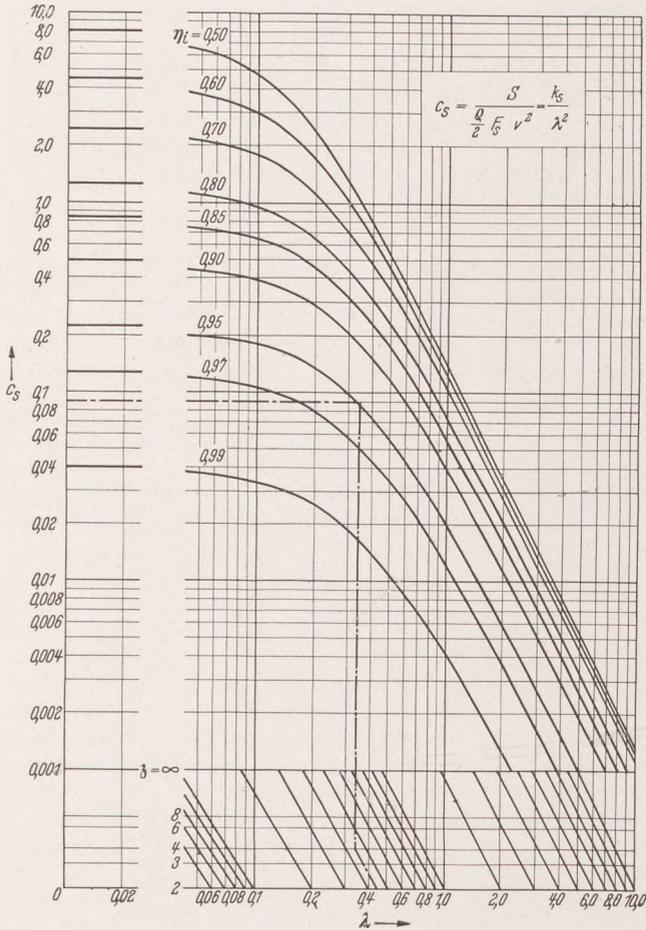


Abb. 2. Induzierter Wirkungsgrad η_i abhängig von λ , c_{si} u. β .
Nach Kramer, Lufo Bd. 15 (1938, Lfg. 7, S. 326/333).

Mittelwert oder sogar, für die praktische Rechnung ausreichend, durch den Wert an der Flügelspitze ersetzen und so umständliche Integrationen über den Radius umgehen kann, die außerdem eine Voraussetzung über die radiale Abhängigkeit von ε enthalten. Wir werden daher als Beziehung zwischen den Belastungsgraden denselben Zusammenhang anschreiben, der zunächst nur für die Schubelemente Berechtigung hat: $c_{si}/c_s = \cos \beta_i / \cos (\beta_i + \varepsilon)$, wobei β_i nun den Wert an der Flügelspitze ($\operatorname{tg} \beta_i = \lambda_i$) oder einen Mittelwert bedeutet. Diese Beziehung ist für die praktische Rechnung wichtig, da wir hierdurch in der Lage sind, den von der Schraube geforderten Belastungsgrad c_s auf den größeren Wert c_{si} umzurechnen, den sie unter sonst gleichen Bedingungen in der idealen Flüssigkeit erzeugen würde.

Der Leistungsumsatz in der reibungsbehafteten Flüssigkeit hat einen besonderen Wirkungsgrad η_e zur Folge, der die Veränderung von Schub und Drehmoment durch das Auftreten von dW (Abb. 1) ausdrückt; eine nähere Rechnung zeigt (9) (1), daß der Ausdruck

$$\eta_e = \frac{1 - 2 \varepsilon \lambda_i}{1 + \frac{2}{3} \frac{\varepsilon}{\lambda_i}}$$

diese Verluste hinreichend genau wiedergibt, wobei vorausgesetzt wird, daß die Gleitzahl einen über den Radius konstanten Wert hat.

Wir können nunmehr den Gesamtwirkungsgrad η einer Schraube aufspalten in $\eta = \eta_i \cdot \eta_e$, wo η_i die kinetischen Verluste enthält, die bereits bei der Erzeugung eines Schubes in idealer Flüssigkeit auftreten, und die durch die induzierten Geschwindigkeiten bedingt sind, und wo η_e den Leistungsverlust durch Reibung darstellt; im weiteren Sinne enthält η_e alle die Verluste, deren Ursache die Gleitzahl des Flügelements beeinflussen, z. B. die Gitterwirkung der Profile aufeinander oder die Kavitation. Es ist leider nicht möglich, in diesem Rahmen näher auf Kavitationsvorgänge einzugehen, aber es ist nach

$$2.) \frac{1}{2} \frac{W_a}{v} = \frac{\theta}{2} \frac{x^2}{x^2 + \lambda_i^2}; \quad \frac{1}{2} \frac{W_t}{v} = \frac{\theta}{2} \frac{x \lambda_i}{x^2 + \lambda_i^2};$$

$$\operatorname{tg} \beta_i = \left(1 + \frac{1}{2} \frac{W_a}{v} \right) \left(\frac{x}{\lambda} - \frac{1}{2} \frac{W_t}{v} \right); \quad \operatorname{tg} \beta = \lambda/x$$

| x | x ² | x ² + λ _i ² | $\frac{1}{2} \frac{W_a}{v}$ | xλ _i | $\frac{1}{2} \frac{W_t}{v}$ | tg β _i | β _i ⁰ | λ/x | β ⁰ | (β _i - β) ⁰ |
|-------|----------------|--|-----------------------------|-----------------|-----------------------------|-------------------|-----------------------------|-------|----------------|-----------------------------------|
| 0,353 | 0,125 | 0,194 | 0,257 | 0,093 | 0,191 | 0,741 | 36,53 | 0,530 | 27,92 | 8,61 |
| 0,471 | 0,222 | 0,291 | 0,305 | 0,123 | 0,169 | 0,555 | 29,03 | 0,397 | 21,67 | 7,36 |
| 0,588 | 0,346 | 0,415 | 0,333 | 0,154 | 0,148 | 0,445 | 24,00 | 0,318 | 17,62 | 6,38 |
| 0,706 | 0,498 | 0,567 | 0,351 | 0,185 | 0,130 | 0,371 | 20,33 | 0,265 | 14,83 | 5,50 |
| 0,823 | 0,677 | 0,746 | 0,362 | 0,216 | 0,116 | 0,318 | 17,62 | 0,227 | 12,78 | 4,84 |
| 0,941 | 0,885 | 0,954 | 0,370 | 0,247 | 0,103 | 0,278 | 15,53 | 0,199 | 11,28 | 4,25 |

$$3.) c_a \cdot t = \frac{8 \pi R}{\delta} \cdot x \cdot \kappa \sin \beta_i \cdot \operatorname{tg} (\beta_i - \beta)$$

$$= 17,80 \cdot x \cdot \kappa \sin \beta_i \cdot \operatorname{tg} (\beta_i - \beta).$$

| x | x ¹ | sin β _i | tg (β _i - β) | c · t | t | c _a | d/t | α ⁰ | ε |
|-------|----------------|--------------------|-------------------------|-------|-------|----------------|--------|----------------|--------|
| | | | | (m) | (m) | | | | |
| 0,353 | 0,99 | 0,595 | 0,151 | 0,558 | 0,921 | 0,606 | 0,0923 | ~7 | >0,035 |
| 0,471 | 0,98 | 0,485 | 0,130 | 0,516 | 1,029 | 0,502 | 0,0719 | 1,8 | 0,020 |
| 0,588 | 0,97 | 0,407 | 0,112 | 0,463 | 1,082 | 0,428 | 0,0582 | 1,2 | 0,020 |
| 0,706 | 0,92 | 0,348 | 0,096 | 0,387 | 1,065 | 0,363 | 0,0498 | 1,2 | 0,020 |
| 0,823 | 0,79 | 0,303 | 0,085 | 0,298 | 0,946 | 0,315 | 0,0433 | 1,2 | 0,021 |
| 0,941 | 0,49 | 0,268 | 0,075 | 0,166 | 0,634 | 0,262 | 0,0457 | 0,5 | 0,023 |

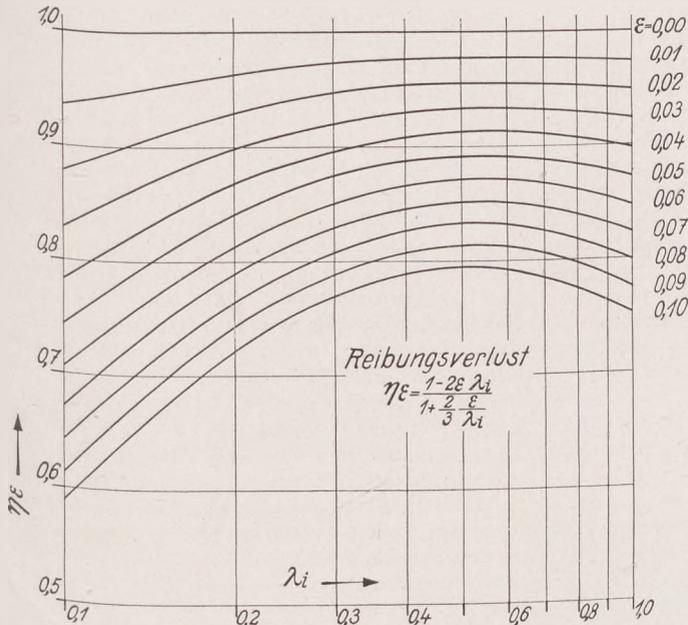


Abb. 3.

$$4.) H/2 \pi = R \cdot x \cdot \operatorname{tg} (\alpha + \beta_i) = 2,125 \cdot x \cdot \operatorname{tg} (\alpha + \beta_i)$$

| x | (α + β _i) ⁰ | tg (α + β _i) | H/2 π (m) |
|-------|------------------------------------|--------------------------|-----------|
| 0,353 | 43,53 | 0,950 | 0,712 |
| 0,471 | 30,83 | 0,597 | 0,598 |
| 0,588 | 25,20 | 0,471 | 0,589 |
| 0,706 | 21,53 | 0,395 | 0,592 |
| 0,823 | 18,82 | 0,341 | 0,595 |
| 0,941 | 16,03 | 0,288 | 0,578 |

Mittelwert H/2 π = 0,590

Der Vergleich mit dem früheren Ergebnis zeigt, daß man die gleichen Schraubendaten wie damals erhält. Der Wirkungsgrad wird jetzt $\eta = \eta_i \cdot \eta_\epsilon = 0,715 \cdot 0,928 = 0,664$, wo η_ϵ der Abb. 3 entnommen werden kann. Verglichen mit dem früher berechneten Wert $\eta = 0,636$ ist der jetzt erhaltene Wirkungsgrad um etwa 4% größer; das bedeutet nach dem früher durchgeführten Modellversuch, daß die Schiffsgeschwindigkeit um etwa 0,5% zu groß angegeben wird, während sie früher um den gleichen Betrag zu klein herauskam. Betreffs der Steigungskorrektur kann hier das gleiche wie in (2) gesagt werden.

Die Grenzen der dargestellten Näherungstheorie, die im wesentlichen durch die Voraussetzung des kontraktionsfreien Schraubensstrahles und die Vernachlässigung des von der Zentrifugalkraft herrührenden Druckgefälles gegeben sind, lassen sich durch Vergleich ihrer Ergebnisse mit denen einer von Betz-Helmbold herrührenden strengen Theorie (11) angeben, welche die Kontraktion und das Druckgefälle berücksichtigt. Die Übereinstimmung ist bis zu Wirkungsgraden η_i herunter von etwa 0,5, d. h. im ganzen praktisch wichtigen Bereich, überraschend gut (5), so daß es für praktische Zwecke vollausreichend und berechtigt ist, von dem Vorteil des äußerst einfachen

numerischen Rechnungsganges der Näherungstheorie Gebrauch zu machen, welcher der strengen Theorie leider fehlt.

Abschließend wollen wir die beiden Teilwirkungsgrade η_i und η_ϵ noch erörtern. Zunächst zeigt sich (Abb. 2), daß die Strahlverluste bei konstantem Fortschrittsgrad mit dem Belastungsgrad und bei konstantem Belastungsgrad mit dem Fortschrittsgrad anwachsen. Dieses Verhalten der Schraube ist im ersten Fall durch Zunahme der Verluste in der axialen Bewegung und im zweiten Fall durch ein Anwachsen der kinetischen Energie in der Strahldrehung bedingt. Besonders interessant ist dieser zweite Fall, da es ja durch Leitapparate gelingt, einen Teil der verlorenen Energie der Strahldrehung über einen zusätzlichen Schub wieder in nutzbare Energie umzusetzen. Die praktisch wichtige Frage, welcher Gewinn durch einen Leitapparat zu erwarten ist, und wie dieser von Fortschritts- und Belastungsgrad abhängt, ist auf Grund des Diagramms für η_i zu beantworten. Wir haben den induzierten Wirkungsgrad für unendliche Flügelzahl zu vergleichen mit dem Wirkungsgrad, der sich beim gleichen Belastungsgrad für eine rein axiale Bewegung im Schraubenstrahl ergeben würde, und der an der Ordinate der Abb. 2 ganz links abzulesen ist; diese beiden Wirkungsgrade sind zur Hauptsache infolge der Strahldrehung voneinander verschieden und ergeben angenähert den durch einen verlustlosen Leitapparat möglichen Energiegewinn. Dieser Gewinn ist dann noch mit dem Wirkungsgrad des Leitapparates zu multiplizieren, der, wie eine Untersuchung von Betz gezeigt hat (12), wieder wie bei der Schraube von der Verteilung des Schubes über den Flügel der Leitvorrichtung, der Flügellänge und von seiner Flügelzahl abhängt.

Der Teilwirkungsgrad η_ϵ nimmt mit zunehmendem ϵ ab, erreicht aber für $\lambda_i \sim 0,5$ ein Maximum (Abb. 3). Der Wert von ϵ beträgt bei dem normalen Betriebszustand einer Schraube etwa 0,03—0,04,

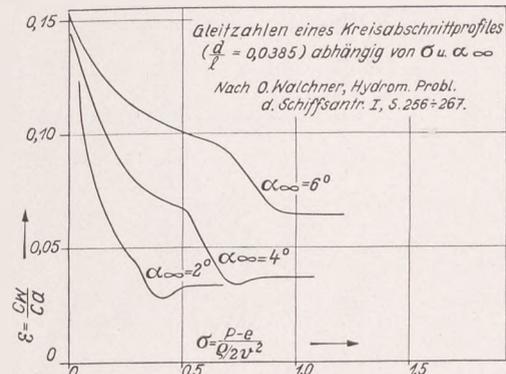


Abb. 4.

so daß die hierdurch bedingten Verluste beim günstigsten Fortschrittsgrad etwa 8% ausmachen. Bei Einsetzen von Kavitation können die Gleitzahl und damit der Verlust erheblich zunehmen; es werden hierbei unter Umständen Werte ϵ in der Größenordnung von 0,1 erreicht (Abb. 4), womit Verluste von 20% gegenüber η_i , das bedeutet nach dem eben Gesagten einen Verlust von etwa 12% gegenüber der kavitationsfreien Schraube, erklärbar sind.

In ihrer Abhängigkeit vom Fortschrittsgrad zeigen die beiden Teilwirkungsgrade ein entgegengesetztes Verhalten; während η_i mit zunehmendem λ abnimmt, nimmt η_ϵ in dem für die Anwendung in Frage kommenden Bereich mit dem Fortschrittsgrad zu. Demnach gibt es bei konstanter Belastung einen Fortschrittsgrad, an dem die gestellte Aufgabe mit einem Größtwert des Gesamtwirkungsgrades $\eta = \eta_i \cdot \eta_\epsilon$ gelöst wird; man kann daher von einem günstigsten Durchmesser der Schraube resp. von einer günstigsten Drehzahl sprechen. Dies gilt aber nur zu dem Wert des induzierten Fortschrittsgrades, der dem Maximum von η_ϵ entspricht; jenseits dieser Grenze ist der größte Gesamtwirkungsgrad mit einem möglichst kleinen Fortschrittsgrad verbunden.

Nach diesen Bemerkungen über die beiden Teilwirkungsgrade einer Schraube bin ich zum Schluß des Vortrages gekommen. Ich möchte noch einmal betonen, daß sich die Betrachtungen auf freifahrende Schrauben beschränkt haben, als welche die Seitenpropeller von Mehrschraubern mit genügender Genauigkeit anzusehen sind. Die Übertragung der Entwicklungen auf den Fall, daß der in Umfangsrichtung gebildete Mittelwert der Eintrittsgeschwindigkeit wie beim Einschrauber erheblich vom Radius abhängt, hat methodisch keine Schwierigkeiten; auch hier geht man wieder von der Optimumbedingung der Konstanz des Änderungswirkungsgrades aus und erhält dann die zugehörige Schubverteilung (14), die nun verglichen mit der freifahrenden Schraube mehr nach der Nabe zu entsprechend der Verteilung des Nachstromes verschoben ist.

Bezeichnungen:

Zirkulation Γ (= Linienintegral der Geschwindigkeit; m²s⁻¹)
Dichte $\rho = \gamma/g$ (kg s² m⁻⁴)

¹ Siehe (8), S. 266.

Tragflügel:

| | |
|--|----------------------------------|
| Auftrieb | A (kg) |
| Widerstand | W (kg) |
| Fortschritts­geschwindigkeit | V (m s ⁻¹) |
| Flügel­fläche | F (m ²) |
| Auftriebs­beiwert | $c_a = A / \frac{\rho}{2} F V^2$ |
| Widerstands­beiwert | $c_w = W / \frac{\rho}{2} F V^2$ |
| Gleitzahl | $\epsilon = c_w / c_a$ |

Propeller:

| | |
|--|---|
| Schub | S (kg) |
| Drehmoment | M (m kg) |
| Aufgenommene Leistung | WPS |
| Fortschritts­geschwindigkeit | v (m s ⁻¹) |
| Winkel­geschwindigkeit | $\omega = 2 \pi n$ (s ⁻¹) |
| Spitzenradius | R (m) |
| Zwischenradius | r = x · R (m) |
| Schrauben­kreis­fläche | F _p = R ² π (m ²) |
| Schubbela­stungs­grad | $c_s = S / \frac{\rho}{2} F_p v^2$ |
| Leistungs­bela­stungs­grad | $c_L = 75 \text{ WPS} / \frac{\rho}{2} F_p v^3$ |
| Wirkungs­grad | $\eta = c_s / c_L$ |

Literaturzusammenstellung:

1. Helmbold: Die Betz-Prandtl'sche Wirbeltheorie der Treibschraube und ihre Ausgestaltung zum technischen Berechnungsverfahren. Werft Reed. Hafen VII, 1926.
2. Lerbs: Kurventafeln zur Berechnung stark belasteter Freifahrtschrauben. Werft Reed. Hafen XIV, 1933.
3. Prandtl-Betz: Vier Abhandlungen zur Hydrodynamik und Aerodynamik. Neudruck 1927.
4. Betz: Tragflügel und hydraulische Maschinen. Handbuch d. Physik VII, Kap. 4, 1927.
5. Lösch: Über die Berechnung des induzierten Wirkungsgrades stark belasteter Luftschrauben unendlicher Blattzahl. Luftf.-Forsch. XV, Lfg. 7, 1938 (Bericht der Deutschen Versuchsanstalt für Luftfahrtforschung).
6. Kramer: Induzierte Wirkungsgrade von Best-Luftschrauben endlicher Blattzahl. Luftf.-Forsch. XV, Lfg. 7, 1938 (Bericht der Deutschen Versuchsanstalt für Luftfahrtforschung).
7. Goldstein: On the vortex theory of screw propellers. Proc. Roy. Soc., Lond., Bd. 123, 1929. — Helmbold: Über die Goldsteinsche Lösung des Problems der Luftschraube mit endlicher Flügelzahl. Z. Flugtechn. XXII, 1931.
8. Weing: Aerodynamik der Luftschraube. Berlin: Springer 1940; insbes. S. 260/284.
9. Bienen-Karman: Zur Theorie der Luftschrauben. Z. VDI, Bd. 68, 1924.

10. Flügel: Die günstigste Schubverteilung bei Propellern. Schiffbau. Bd. 41, 1940.
11. Betz-Helmbold: Zur Theorie stark belasteter Schraubenpropeller. Ing.-Arch, III, 1932.
12. Betz: Zur Theorie der Leitapparate für Propeller. Ing.-Arch. IX, 1938.
13. Walchner: Profilmessungen bei Kavitation. Hydrom. Probl. d. Schiffsantriebes I, 1932.
14. Helmbold: Beitrag z. Theorie d. Nachstromschraube. Ing.-Arch. II, 1931.

Nach diesem Vortrag trat eine halbstündige Pause zur Erfrischung und persönlichen Aussprache ein, und dann führte Prof. Dr. Kempf den Betriebsfilm der Hamburgischen Schiffbau-Versuchsanstalt mit einigen Worten der Erklärung ein. Sinn dieser in Bremen erstmaligen Vorführung war, den Teilnehmern ein lebendiges und anschauliches Bild aus der Tagesarbeit der Versuchsanstalt zu geben, wie sie unmittelbar dem Bedarf der Schifffahrt dient. Der Film selbst zeigte die eigenangetriebene Durchfahrt eines Modells zwischen zwei Brückenpfeilern einer Rhönebrücke zur Ermittlung der wegen der örtlichen Zusatz-Strömung erforderlichen Antriebskraft für die Durchfahrt, ferner das Arbeiten eines Schnelldampfermodells in gegenläufiger See und den Stapellauf eines Caissons in Modellgröße und in der Wirklichkeit zur Kennzeichnung der genauen Übereinstimmung beider Vorgänge, schließlich Versuche mit Modellbooten auf dem Manövrierteich des Instituts, wozu auch Eisbrechversuche mit verschiedenen Bugformen der Eisbrecher gehörten. Im unmittelbaren Anschluß daran führte Baurat Maasch von der Gemeindeverwaltung Hamburg einen mit dem Nationalpreis ausgezeichneten Eisbrechfilm vor. Dieser wirkte hier besonders eindrucksvoll, nachdem der Anstaltsfilm die beiden verschiedenen Prinzipien des Eisbrechens (durchsägen und spalten oder drauffahren und von oben eindrücken) aufs Deutlichste veranschaulicht hatte, und man nun in Naturgröße die gleichen Erscheinungen bei den verschiedenen Eisbrechertypen beobachten konnte. Beide Vorführungen fanden starken Beifall der Teilnehmer.

Hiernach sprach Obering. K. Hoppe über „Entwicklung der Probefahrtsmeßgeräte für den praktischen Bordbetrieb“. Dieses Referat wird im nächsten Heft dieser Zeitschrift veröffentlicht. Der Vortrag über den Leichtmetalleinsatz im Schiffbau mußte, wie den Teilnehmern schon voraus berichtet, aus technischen Gründen abgesetzt werden. Jedoch wird das Referat nunmehr ebenfalls im nächsten Heft zur Veröffentlichung gelangen. Den Beschluß der Tagung bildete eine Ansprache des Vereinsleiters, in welcher er den Vortragenden und den Teilnehmern seinen Dank aussprach. Es folgte ein geselliges Zusammensein in der räumigen Gaststätte der „Glocke“.

Diese Tagung wurde von den Teilnehmern als in jeder Hinsicht befriedigend betrachtet, weil der gegenwärtige Bedarf an fachtechnischen Informationen über aktuellste Fragen durch Vortragende befriedigt wurde, die in Brennpunkten des Schaffens stehen und ihre Darlegungen auf diejenigen Punkte beschränkt haben, die von unmittelbarem Interesse für den technischen und wissenschaftlichen Fortschritt der behandelten Bereiche sind. Dr.-Ing. E. Foerster.

Wichtige Fachliteratur.

Zeitschriftenschau.

Festigkeit.

Biegebewertung versteifter Rechteckplatten. Rudolf Stiffel, Hannover. Der Bauingenieur 22, 1941, Nr. 40/42, S. 357/381. Es wird die Beulbedingung der durch Längs- und Querstreifen verstärkten, auf Biegung beanspruchten Platte unter Annahme konstanter Biegesteifigkeit mit Hilfe der Energiemethode aufgestellt. Für Querstreifen in Feldmitte werden „Mindestfähigkeiten“ angegeben. Eine Platte mit beliebiger Längssteife im oberen Viertelpunkt wird untersucht und das Ergebnis in einem Diagramm ausgewertet. Die Erhöhung des Beulwertes bei Hinzufügung einer zweiten Längssteife in die Mitte des Feldes wird für ein bestimmtes Seitenverhältnis ermittelt.

Schweißtechnik.

Konstruktive Winke für den Schweißpraktiker. K. Jurczyk, Aachen. Elektroschweißung, Braunschweig. 12. Jahrg. 1941. Okt.-Nr. 10, S. 157-162.

An einer Reihe von Beispielen wird die zweckmäßige Gestaltung lichtbogengeschweißter Werkstücke aus dem Maschinen-, Behälter- und Stahlbau besprochen.

Ersatzwerkstoffe in Ausbau, Einrichtung und Ausrüstung.

Kunstharz im Schiffbau. E. Ahorn, Hamburg. Deutsche Schifffahrts-Zeitschrift Hansa. 78. Jahrg. 1941. Nr. 45 S. 1212-1220.

Das Kunstharz wird heute nach Entwicklung der Schnellpreßmischungen zu Platten und Rohren mannigfacher Art verarbeitet. Im Schiffbau finden Kunstharz-Hartpapierplatten bzw. Preßstoff in Verbindung mit geschichtetem Gewebe vornehmlich Verwendung für den inneren Ausbau als Lagermaterial für hochbeanspruchte Teile wie Wellenleitungen, Stevenrohr-, Wellenbock- und Ruderschafftlager sowie für wasserdichte Durchführungen,

schall- und stoßdämpfende Zahnradgetriebe, Handräder und ähnliche Anwendungsgebiete. Die Verwendungsmöglichkeiten der aus rein deutschen Erzeugnissen gewonnenen Kunstharzstoffe werden durch die neu entwickelte autogene Schweißung thermoplastischer Kunststoffe wesentlich erweitert. Es werden spez. Gewichte sowie Festigkeitswerte angegeben.

Wärmewirtschaft allgemein.

Versuche an einer 12500-PS-Schiffsdieselmachine auf dem Prüfstand, unter besonderer Berücksichtigung der Wärmebilanz des Umlaufkühlwassersystems. H. Wälti, Winterthur. Motortechnische Zeitschrift, 3. Jahrg., 1941. Okt.-Nr. 10, S. 313-315.

Die Versuche wurden an einer der drei Antriebsmaschinen des Dreischrauben-Passagierschiffes MS „Oranje“ auf dem Prüfstand der Baufirma Gebr. Sulzer in Winterthur durchgeführt. Es wird die Wärmebilanz des Hauptmotors sowie des Umlaufwassersystems zahlenmäßig wiedergegeben.

Wissenschaftliche Untersuchungen der Mechanik und der Wirtschaftsbilanz der Maschinen.

Die Berechnung von Drehschwingungsdämpfern. L. Geislinger, Augsburg. Motortechnische Zeitschrift, 3. Jahrg. 1941. Okt.-Nr. 10, S. 326-336.

Drehschwingungsdämpfer haben sich in den letzten Jahren als ein unentbehrliches Hilfsmittel bei der Bekämpfung der Drehschwingungen vielzylindriger Verbrennungsmotore erwiesen. Als besonders günstig hat sich dabei der federgekoppelte Dämpfer gezeigt. Da theoretische Untersuchungen über die Wirkung der Dämpfer bei Vielmassensystemen nicht bekannt geworden waren, mußte man sich bei der Dimensionierung der Dämpfer hauptsächlich auf versuchsmäßig gewonnene Unterlagen stützen. Die Arbeit versucht, diese Mängel zu beheben und die Gesichtspunkte der Praxis bei der Dimensionierung der Dämpfer aufzuzeigen.

Gewerbliche Schutzrechte.

Patentanmeldungen.

Einspruchsfrist bis zum 18. März 1942.

42 c, 32/01. L 101 699. Erf.: Hans Ziegemeier, Wesermünde-Geestemünde. Anm.: Firma W. Ludolph, Wesermünde. Kompab mit Dämpfungsflüssigkeit. 27. 8. 40.

65 a², 49 C 55 501. Erf., zugl. Anm.: Dipl.-Ing. Emil Caspary, Bremen-Hemelingen. Kojе, insbes. für Kriegsschiffe. 24. 11. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.

65 a², 65. S 130988. Erf.: Dr. Hermann Hort, Berlin-Charlottenburg, u. Heinrich Großhaus, Blankenfelde b. Mahlow. Anm.: Siemens Apparate und Maschinen G. m. b. H., Berlin. Neigungsmesser für Schiffe. 25. 2. 38. Österreich.

Patentanmeldungen.

Einspruchsfrist bis zum 24. März 1942.

42 c, 35/10. S 137 552. Erf.: Hermann Brandt, Berlin. Anm.: Siemens Apparate und Maschinen G. m. b. H., Berlin. Kardanisch aufgehängter Kreisel; Zus. z. Pat. 701 623. 23. 6. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.

65 b, 27. W 107710. Erf.: Dipl.-Kaufm. Ludwig Paschen, Hildesheim. Anm.: Wetzell Gummiwerke AG., Hildesheim. Wasserrettungsgerät. 30. 8. 40.

Einspruchsfrist bis zum 8. April 1942.

14 c, 14. K 146460. Dipl.-Ing. Gustav Köhler, Hamburg-Rahlstedt. Getriebeturbinе mit Verteilung der Leistung auf mindestens zwei Gehäuse. 27. 4. 36.

65 a², 22. A 92 005. Erf., zugl. Anm.: Halvor Andresen, Oslo. Einrichtung zum Spannen von Segeln o. a. unstarren Flächen; Zus. z. Anm. A 88 390. 14. 9. 40. Norwegen 9. 10. 39.

65 f¹, 3. A 80 043. Allgemeine Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin. Anord-

nung zur Aufrechterhaltung elektrisch gespeister Hilfsbetriebe von Schiffen bei Gefährdung der Zugänglichkeit zum Aufstellungsraum der Stromerzeuger. 22. 7. 36.

42 c, 32/01. A 82 566. Erf.: Henning Rudolf Ekeberg, Stockholm. Anm.: Aktiebolaget Svenska Elektro-Industri Companiet, Stockholm. Mit einer Dämpfungsflüssigkeit gefüllter Kompab. 7. 4. 37. Schweden 8. 4. 36.

42 c, 42. A 91903. Erf.: Dipl.-Ing. Klaus Peter Schweimer, Kiel. Anm.: Anschütz & Co. G. m. b. H., Kiel-Neumühlen. Anordnung zum Messen einer mechanischen Schwingung. 24. 8. 40.

42 c, 42. B 179793. Erf.: Dr.-Ing. Adolf Weiler, Berlin-Spandau. Anm.: BMW Flugmotorenbau Gesellschaft m. b. H., München. Verfahren zum Messen des erregenden Moments von Dreh-schwingungen. 1. 9. 37. Österreich.

Patente.

24 b, 9. 716 495. Erf.: Dipl.-Ing. Heinrich Böhm, Bremen. Inh.: Deutsche Schiff- und Maschinenbau AG., Bremen. Zerstäuberbrenner für flüssige Brennstoffe. 12. 12. 39. D 81 682. Protektorat Böhmen und Mähren.

64 a², 49. 716 933. Erf., zugl. Inh.: Dipl.-Ing. Emil Caspary, Hemelingen. Kojeneinrichtung für Kriegsschiffe. 25. 9. 37. C 53 212. Österreich.

65 f¹, 3. 716 907. Erf.: Dr.-Ing. Hans Mueller, Heidenheim, Brenz, u. Ernst Schneider, Wien. Inh.: J. M. Voith, Maschinenfabrik, Heidenheim, Brenz. Schaufelrad-Schiffspropeller. 10. 12. 36. V 33 365.

65 f¹, 11. 716 548. Erf.: Heinrich Breitwieser, Griesheim, Kr. Darmstadt. Inh.: Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A. G., Nürnberg. Einrichtung zum Verholen von Schiffen; Zus. z. Pat. 694 503. 28. 8. 38. M 142 643.

Persönliche und Fach-Nachrichten.

Direktor Dipl.-Ing. Berthold Bleicken 65 Jahre.

Am 24. Februar 1877 wurde Berthold Bleicken in Altona-Ottensen geboren. Er genoß seine Schulbildung auf dem Gymnasium in Altona und trat 1894 als Lehrling auf der Werft von Brandenburger ein. Nach beendeter Lehrzeit fuhr er als Maschinen-Assistent zwei Jahre lang bei der Dampfschiffs-Reederei Kosmos. Anschließend bestand er das Maschinen-Examen II. Klasse. Nachdem er dann auf verschiedenen Schiffen der Kriegsmarine sein Dienstjahr erledigt hatte, studierte er von 1901 bis 1905 auf den Hochschulen Hannover, München und zum Schluß in Karlsruhe, wo er auch das Diplom-Examen ablegte.

Am 1. April 1905 trat Bleicken in das Konstruktionsbüro für Schiffsmaschinenbau der Schiffswerft von Blohm & Voß in Hamburg ein, um während der nächsten 5 Jahre dort als selbständiger Konstrukteur für Dampfhauptmaschinen und Hilfsmaschinen sowie im Kessel- und Kondensatorenbau und schließlich im Turbinenbau tätig zu sein. Dann wurde er von der Direktion der Hamburg-Amerika-Linie für die reedereiseitige Mitwirkung der Gesellschaft an der Fertigstellung der Imperator-Neubauten in das technische Büro des Direktors Julius Eggers berufen. Nach dem Kriege wurde dieses Büro dann bekanntlich wieder von Direktor Goos geleitet und in diesem Rahmen bot sich für Bleicken mehr und mehr ein weites Feld zu immer selbständigerer Betätigung. Als Direktor Goos im Jahre 1933 in den Ruhestand trat, wurde Bleicken sein Nachfolger als Leiter des Maschinenwesens der Hamburg-Amerika-Linie. In dieser Stellung hat Bleicken in den letzten Jahren eine fortschrittliche Tätigkeit von ungewöhnlichen Ausmaßen unter größter Verantwortungsfreudigkeit, ja Kühnheit, auf der Grundlage seiner vielseitigen und überragenden Sachkenntnis entfaltet. Sein aktives Interesse galt von jeher der Entwicklung des Wasserrohrkessels mit seinen diffizilen Eigenschaften gegenüber dem Speisewasser. Deshalb widmete sich Bleicken der Speisewasserpflеge von vornherein mit großer Energie, um die Mitnahme von dem toten Gewicht des Zusatzwassers ein für alle Mal zu beseitigen. Auf Bleickens Einwirkung hin wurde der la Mont-Kessel bei der Hamburg-Amerika-Linie, und zwar zuerst durch Einbringung von la Mont-Schlangen, in die Flammrohrkessel der „Staufurt“ eingeführt. Später erhielt die „Nicea“ eine komplette la Mont-Kesselanlage. Den Benson-Kessel hat Bleicken in einer Zeit, in der man ihm weniger geneigt gegenüberstand, gleichsam rehabilitiert und gemeinsam mit der Firma Blohm & Voß und den Einführern des Benson-Kessels eine Konstruktionsform entwickelt, auf Grund deren der Benson-Kessel für das 35000 Tonnen-Nord-Atlantik-Schiff der Hapag, welches im Kriege vom Stapel lief, vorgesehen werden konnte. Die Benson-Kesselanlage dieses Schiffes wird den Dampfturbinen des Schiffes Dampf von 80 atü Betriebsdruck zuführen.



Auf dem Gebiete der Dieselmotoren wirkte Bleicken bei der Hapag auf den Übergang zu Zweitakt-Tauchkolbenmaschinen hin, welche er als vergleichsweise billiger und niedriger in der Bauhöhe und als besonders geeignet als Primäraggregate des elektrischen Schiffsantriebs bevorzugte. Die Elektrifizierung hat in Bleicken einen der stärksten Befürworter und planmäßigen Entwickler gefunden. Die betrieblichen Vorzüge des elektrischen Antriebs, und zwar des turboelektrischen wie des dieselektrischen, standen und stehen ihm so hoch, daß selbst gewisse Opfer an Bau- und Betriebskosten nicht gescheut werden, zumal die Betriebskostenfrage, — besonders bei Schiffen mit vielen Zwischenaufenthalten und Revierfahrten —, sich einwandfrei als nicht ungünstiger erwiesen hat als beim Antrieb durch die Getriebeturbinе mit ihrem spezifischen Mehrverbrauch beim Reduzieren und Manövrieren. Seit 1936 führte Bleicken bei der Hamburg-Amerika-Linie den Drehstrom ein, wofür er auch wiederholt in der Öffentlichkeit hieb- und stichfeste Begründungen kundgegeben hat. In den Brennstofffragen hat die Hamburg-Amerika-Linie der Kohle erneute Aufmerksamkeit zugewandt, und zwar einmal im Sinne eingehender Untersuchungen der Kohlenstaubfeuerung nach zwei verschiedenen Systemen und dann auch in der Richtung mechanischer Rostgestaltung für Stückkohlen in Parallele zu den wiederholten und bewährten Großausführungen des Norddeutschen Lloyd auf Basis des neuen Steinmüller-Rostes mit dem „Räumer“.

Schließlich ist aus der Fortschrittsarbeit Bleickens mit Bezug auf die Hilfsmaschinerie auch der Übergang zu reinen Ammoniak-Kühlanlagen mit Naßluft-Kühlung ohne Rohrschlangen zu erwähnen, wobei die Luft durch Sole-Duschen gekühlt wird. Hiernit ist die Hapag zuerst vorgegangen.

Die vorstehenden Ausführungen mögen wesentliche Teile der Arbeit und Bestrebungen des Jubilars umfassen, obwohl sie seiner Gesamttätigkeit, auch auf pädagogischem Gebiete, noch keineswegs gerecht werden. Bleicken steht heute in voller Frische und Berufstätigkeit mitten in den vielfältigen Vorbereitungen für den Wiederaufbau der Schifffahrt nach dem Kriege. Hier fällt dem Schiffsmaschinenbau technisch und wirtschaftlich eine für den Erfolg mit entscheidende Rolle zu. Möchte er lange Jahre über den Krieg hinaus die Früchte seiner Tätigkeit mit zum Reifen bringen und die Bestätigung seines Schaffens und seiner Überzeugungen erleben. Seine Freunde wissen, daß dies allein schon für Bleicken die Genugtuung und Belohnung in sich trägt, die jedem wahren Ingenieur als die wesentlichste Erfüllung seines Berufes vorschwebt.

Dr.-Ing. E. h. Steinmüller 70 Jahre.

Dr.-Ing. E. h. Carl Hugo Steinmüller, Mitinhaber der bekannten Röhrendampfkessel- und Maschinenfabrik sowie der Papierverarbeitungsfabrik L. & C. Steinmüller, Gummersbach, vollendet am 18. Februar sein 70. Lebensjahr in außergewöhnlicher Frische und Rüstigkeit.

Mit großer Umsicht hat Dr. Steinmüller, zunächst in 34-jähriger vorbildlicher Gemeinschaftsarbeit mit seinem 1937 verstorbenen jüngeren Bruder Dr.-Ing. E. h. Lebrecht Steinmüller, das Erbe des Vaters und Onkels geführt. Wenn der Jubilar an seinem 70. Geburtstag gleichzeitig auf eine 45-jährige Berufstätigkeit zurückblickt, so kann er feststellen, daß diese 45 Jahre voller Berufserfolge waren. Seiner starken Initiative ist es auch in erster Linie zu verdanken, wenn trotz der durch den Krieg unvermeidlichen Schwierigkeiten nicht nur die Leistungsfähigkeit des Werkes erhalten blieb, sondern sogar nicht unerheblich gesteigert wurde, um den Aufgaben der Kriegswirtschaft gerecht zu werden.

Es ist das Verdienst des Jubilars, daß er in weit-schauender Voraussicht, unmittelbar nach Beendigung des ersten Weltkrieges, trotz großer Widerstände Verbände des Kessel-, Feuerungs- und Economiserbaues ins Leben rief, deren Hauptaufgabe er darin sah, durch eine Gemeinschaftsarbeit auf technischem Gebiet den deutschen Dampfkesselbau leistungsfähiger zu machen und ihm seine führende Stellung zurückzuerobern. Viele Jahre lang hat Dr. C. H. Steinmüller sowohl den Wasserrohrkessel-Verband als auch den Gesamtverband (VDDA) als Vorsitz geleitet und jetzt steht er wiederum mit seinen reichen Erfahrungen als Vorsitz dieser Verbänden vor.

Im Zuge des Wiederaufbaues des deutschen Ostens nahm die Firma entscheidenden Einfluß auf die Wanderrostwerke G. m. b. H. in Nikolai,



die bereits vor 1914 mit der Firma L. & C. Steinmüller als Lizenznehmerin einiger ihrer Erzeugnisse in Verbindung stand.

Dem Reichsverband der deutschen Industrie gehörte Dr. Steinmüller als Vorstandsmitglied an, und heute ist er Mitglied des Rheinisch-Westfälischen Beirats W.-Elberfeld der Deutschen Bank Berlin, Beiratsmitglied der Bergischen Industrie- und Handelskammer Remscheid in W.-Elberfeld und Obmann für Qualitätsarbeit für den Bezirk der Wirtschaftskammer Köln. Weiterhin ist er Mitglied des Vorstandes der Vereinigung von Freunden der Technischen Hochschule Darmstadt, welche Hochschule ihm den Ehrendoktor verliehen hatte und Mitglied des Verwaltungsrates der Gesellschaft von Freunden und Förderern der Rheinischen Friedrich Wilhelm-Universität in Bonn. — In seiner Heimatstadt bekleidet er u. a. das Amt eines Ratherrn. Seine enge Verbindung mit der Praxis des Dampfkesselwesens kommt dadurch zum Ausdruck, daß er seit Jahren Mitglied des Vorstandes des Technischen Überwachungs-Vereins Köln, Dienststelle W.-Barmen, ist. — In Anerkennung seiner Verdienste um die Förderung der allgemeinen-technischen Aufgaben der Deutschen Ingenieure berief ihn der VDI, der größte technische Verein, für die Jahre 1928/30 in den Vorstand des Gesamtvereins.

Ganz besonderen Wert legte und legt der Jubilar auf die Ausbildung und Schulung des Nachwuchses. Als Anerkennung für die gerade auf diesem Gebiet geleistete Arbeit erhielt die Firma 1938 das Leistungsabzeichen der DAF für vorbildliche Berufserziehung. Die weltbekanntesten Konstruktionen der Firma L. & C. Steinmüller auf dem Gebiete fortschrittlichen Kesselbaues haben diesen Namen zu einem technischen Begriff von hoher Geltung gemacht. Möchte es dem Jubilar vergönnt sein, noch lange Jahre mit gleichen Erfolgen weiter schaffen zu können.

Prof. Dr.-Ing. G. Kempf.

Die Leistungen der HSVA sind weit über die Grenzen des Reiches hinaus bekannt. Daß die HSVA, bei den schiffahrttreibenden Nationen Weltruf genießt, hat sie vor allem der weitblickenden und zielsicheren Führung ihres Leiters zu verdanken. Trotz der großzügigen Gestaltung ihrer vor 25 Jahren gebauten Anlagen, die die HSVA zum größten wissenschaftlichen Forschungsinstitut der Welt für Schiffbau und Schifffahrt machte, erkannte Dr. Kempf, daß eine große Einzeltankanlage technisch zu wenig anpassungs- und ausnutzungsfähig ist. In klarer Erkenntnis dieser Lage wurde die Modellforschung der HSVA so eingerichtet, daß die verschiedenartigsten Formen, wie z. B. große Seeschiffe, schnelle Gleitboote und flachgehende Flußschiffe unter den ihnen eigenen Verhältnissen mit besonderen Meßgeräten in besonderen dafür nach und nach geschaffenen Versuchskanälen untersucht werden konnten. Auf das Betreiben Kempfs entstanden mit Unterstützung der Gesellschaft der Freunde und Förderer des Instituts zunächst ein Flachkanal mit Strömungseinrichtung für Binnenschiffahrtsversuche und ein Kanal für Höchstgeschwindigkeiten, wie er z. B. für die Untersuchung von Flugzeugschwimmern benötigt wird. Es entstand ferner mit Mitteln der Notgemeinschaft der Deutschen Wissenschaft ein Kavitationstank sowie ein Manövriereich, so daß heute in fünf Versuchsanlagen nebeneinander zugleich Versuche durchgeführt werden können und damit höchste technische und wirtschaftliche Wirksamkeit gesichert ist. Dadurch wurde es der HSVA ermöglicht, an allen schiffbaulichen Problemen, die umfassende systematische und ins Einzelne gehende Forschungen und Untersuchungen erfordern, an führender Stelle und in vielen Fällen richtungweisend zu arbeiten.

Auch die Meßmethode innerhalb der HSVA ist von Kempf grundlegend beeinflusst worden, indem z. B. das Propellerdreihmoment nicht mit dem üblichen Pendelrahmen, sondern mittels der einfachen Methode einer Verdrehfeder gemessen wird. Dieser Kempfsche Meßapparat zeichnet sich durch Einfachheit der Mechanik und der Handhabung sowie durch seine Kleinheit und Anpassungsfähigkeit aus.

Bekannt ist ebenfalls das für Probefahrtmessung benutzte Kempfsche Widerstandslog.

Die Möglichkeit, verschiedenartige Schiffsrumpfformen und Antriebsarten im Seegang auf ihre Güte und richtigen Schwingungseigenschaften hin zu vergleichen, ist ein außerordentlicher Schritt zur Erreichung verstärkter Zuverlässigkeit der Voraussagen nach Versuchen. Die Seegangs-Einrichtung wurde von der Gesellschaft der Freunde beschafft.

Die Schwierigkeit, gut manövrierende Schiffe zu konstruieren, liegt darin, daß bis vor kurzem die an ein Schiff zu stellenden Anforderungen an seine Manövrierfähigkeit mangels zuverlässiger exakter zahlenmäßiger Unterlagen aus der Schiffbaupraxis noch nicht technisch einwandfrei formuliert werden konnten. Es ist das besondere Verdienst von

Dr. Kempf, hier Unterlagen für die Beurteilung der Güte der Manövriereigenschaften durch Einführung des sog. „Standardmanövrierversuches“ geschaffen zu haben.

Im Bewußtsein seiner Verantwortung für die wissenschaftliche und vollständige Durchdringung des Aufgabengebietes seiner Versuchsanstalt war das Streben Dr. Kempfs stets darauf gerichtet, eine möglichst innige Verbindung von Forschung und Schifffahrtspraxis herbeizuführen. Aus diesen Erwägungen heraus entstand die Sammelstelle für Fahrtstatistik, die Forschungsstelle für Bewuchs in Cuxhaven sowie die Forschungsstelle für Stabilität und Schwingungen.

Beachtliche Erfolge hat Dr. Kempf durch die Ausbildung der Wellenhosen und ihrer Umgebung bei Mehrschraubenschiffen mit der Strömungsregelung erzielt, wie z. B. bei der „Normandie“, bei der Lärm und Vibrationen aufgetreten waren.

Bereits in seiner Dissertation zur Erlangung der Dr.-Würde hatte sich Kempf mit dem Problem zur Verringerung der Oberflächenreibung an Propellern befaßt. Seine Forschungen über die Widerstandsgesetze von glatten und rauhen Flächen wurden mit dem Ziel ihrer Anwendung auf das Schiff in der HSVA fortgesetzt, wobei auch der Muschelbewuchs in verschiedener Größe und Dichte sowie der Einfluß von Nieten- und Plattenstößen in die Untersuchungen einbezogen wurden. Daraus ergaben sich Rückschlüsse auf den Anteil der verschiedenen Rauigkeitselemente beim Schiffswiderstand und die Möglichkeit noch zuverlässiger Berechnung der Antriebskraft aus dem Modellwiderstand sowie Richtlinien zur Vermeidung unnötiger Rauigkeit. Durch diese in tatkräftiger Weise durchgeführten Versuche am Modell und am Schiff hat Kempf nachgewiesen, daß der spezifische Reibungswiderstand mit der Vergrößerung der Länge nicht so sehr absinkt, wie es der Berechnungsweise nach Froude entspricht. Damit hat Kempf in langjähriger Arbeit die

große Lücke, die zwischen dem Modellversuch und der tatsächlichen Ausführung bestand, ausgefüllt und einer Idee zum Durchbruch verholfen, die sich fruchtbringend auf die Genauigkeit der Umrechnung vom Modell auf das Schiff ausgewirkt hat.

Einen großen Schritt zur tieferen Erkenntnis bildeten hier auch die von Kempf in den Jahren 1937/38 unternommenen Meßfahrten mit der „Tannenberg“, welche die Schraubenwerte naturgroßer Schrauben und den Reibungswert der Schiffshaut im Vergleich zum Modell nachgeprüft haben.

Die Dr. Kempf durch den Führer zuteil gewordene Auszeichnung der Ernennung zum Professor wird daher im ganzen Fach- und Freundeskreise Kempfs lebhaft begrüßt und als eine wahrlich verdiente Hervorhebung seiner wissenschaftlichen Verdienste angesehen werden.

Dr.-Ing. E. Foerster.



**Destillier-Kondensatoren
Speisewasser-Vorwärmer
Speisewasser-Reiniger
Verdampfer
Filter**

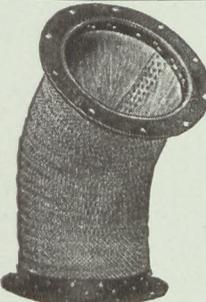


Fritz Umlauf, Hamburg 1
Wasserreinigung u. Wärmetechnik

APEXIOR

Spezialschutzanstrich für Eisen oder Stahl gegen Korrosionen und sogen. Lochbildungen an Hintersteven, Ruder, Schiffsplatten im Bereich der Wellenhosen, Seeventile, Kondensatordeckel, Verdampfer, Motorlaufbüchsen und Kühlzylinder bei Dieselmotoren

**Alexander Mittag
Hamburg 24**



Baggerschläuche

Sauge-Druck- und Spülschläuche
Leder in jeder Bauart Gummi

lohgär **Lederschläuche** chromgär
für Deck- u. Feuerlöschzwecke

Gummideckwaschschläuche

CARL MARX

Treibriemenfabrik Schlauchfabrik
HAMBURG 11

*Heißes Wasser
billig erzeugen*

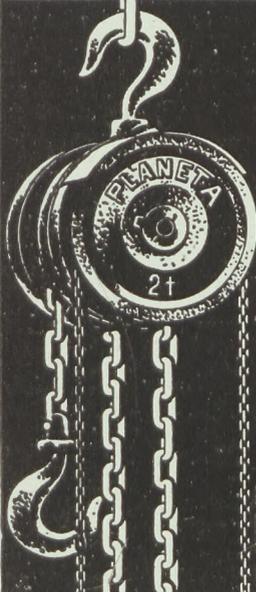
durch Dampf

Auskunft erteilt:

STOLCO

KÖLN 10
SCHLIESSFACH 60

Vertriebsmann - 36 Jahre alt. Dipl.-Ing. Schiffsmaschinenbau. In Hamburg ansässig — eigener Wagen. Mit langjähriger Erfahrung in Projektierung und Vertrieb von Schiffsdieselmotoren- und Hilfsmaschinenanlagen. Mit nachweisbar erfolgreicher Tätigkeit im Kriegs- und Handelsschiffbau und guten Verbindungen. Sucht Fühlungnahme mit einschl. Industrie zwecks Übernahme vertrieblicher Tätigkeit im Außendienst. Übernahme selbständiger Vertretung nach Kriegsende nicht ausgeschlossen. Zuschriften erbeten an R. Becker, Hamburg-Blankenese. Akazienweg 18. (959)



Planeta

Flaschenzüge und Laufkatzen

arbeiten durch Kugellagerung u. Stirnradplanetengeräte doppelt so schnell wie veraltete Bauweise bezw. brauchen nur halbe Zugkraft. Kürzeste Bauhöhe (DRP). Vollständige Ummantelung . 10 Typen von 500-25000 kg

PLANETA
Handwinden
500-2500 kg.

**HEBEZEUGFABRIK
H. WILHELMI
MÜLHEIM/RUHR**



Zähler

für Fahrtmeßanlagen
und Schiffsmaschinen

Elektrische Fernzähler
Spezialzähler mit und ohne Druckvorrichtung



**IRION & VOSSELER, ZÄHLERFABRIK
SCHWENNINGEN AM NECKAR 41 WÜRTT.**

Handelsschiffnormen nach H. N. A.

Bezugsnachweis und Fragekasten • Man bittet, sich bei Anfragen auf diese Anzeige zu beziehen

Normen-Armaturen

nach HNA - KM - DIN vom Lager und kurzfristig

Fritz Barthel
Hamburg-Altona 1 Ruf: * 42 1825

Rohr-Verschraubungen u. Armaturen



für Kupfer-, Stahl- und Leichtmetallrohre (Einbaumasse nach HNA/KM u. DIN) für den Schiffbau / Maschinenbau / Apparatebau / Motorenbau

Generalvertr. **Heinrich Lauterbach, Hamburg 26**
Tel. 26 91 35 / Borgfelderstr. 82

Elektro-Armaturen und Beleuchtungskörper

nach HNA- und KM-Normen

Karl Dose, Hamburg-Altona
Hafenstraße 51.

Alle Metalle

Messing: Bleche, Stangen, Profile, Rohre, Yellow-Bleche

KURT BACKOF · Hamburg 37 · Fernruf 53 06 96

Metallwerke v. Galkowsky & Kielblock K. G.

Finow bei Eberswalde

liefern

elektrische Leitungs- und Beleuchtungs - Armaturen nach HNA - Normen.

Verschraubungen und Armaturen aller Art nach Muster oder Zeichnung.

Marineglue

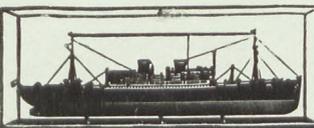
Paul Pietzschke
Chem.-techn. Fabrik
Hamburg 26



ROSE ARMATUREN FÜR ALLE ZWECKE UND NACH KM HNA DIN LIEFERUNG AB LAGER ODER KURZFRISTIG

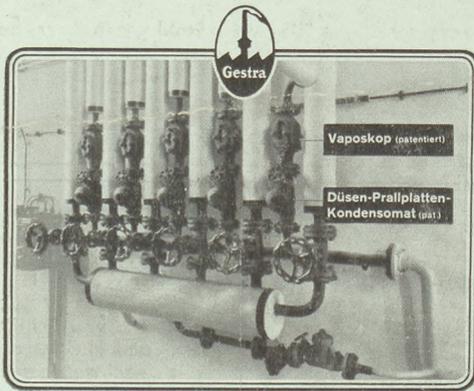
TH. ROSE KOM. GES. HAMBURG-ALTONA 1

Schiffsmodelle



Kran- und Brückenmodelle Modelle im Schnitt

CHR. STÜHRMANN, HAMBURG 20



Die Kondensatableitung
wird zur unentbehrlichen

Beobachtungs- u. Kontrollstation der Dampfanlage

durch den patentierten

»Gestra« Düsen-Prallplatten-Kondensomat
mit »Gestra« Vaposkop (DRP),

welche schalttafelähnliche Anordnung aller wichtigen
Bedienungselemente ermöglichen, Dampfverluste
verhüten und Verschmutzungen der Dampfanlage
sowie beginnende Korrosionen rechtzeitig melden.

Auf Wunsch kostenlos ausführliche Druckschriften

Gustav F. Gerdts · Bremen y

Walzwerke und hydraulische Pressen

leisten die grundlegende Arbeit bei der
Verformung von Stahl und Metallen
zu Werkstoffen für die Fertigungsindustrien.

Der Aufgabenbereich unseres Unternehmens
ist die Schaffung immer leistungsfähigerer Ma-
schinen und das Erfinden neuer vollkomme-
nerer Arbeitsverfahren für derartige Anlagen.



SCHLOEMANN
AKTIENGESELLSCHAFT • DÜSSELDORF

Statt
~~+1400°~~
Inoxygene Verbindung
bei nur ca. +850°
durch das
Gullolit-Verfahren
DRP 679380

Technisch einwandfreie Verbindung von
Stahl-, Grau- und Tempergußteilen. Feilen-
weichheit. Farbgleichheit. Höchste Zug- und
Druckfestigkeit. Größte Wirtschaftlichkeit.

Auf dem gleichen Prinzip aufgebaut:

Spezial-Zusatzstoffe für sämtliche
Schwer- und Leichtmetalle
durch



Gullolit-Gesellschaft
HAJEK & CO.

früher Aktiengesellschaft für metallurgische und chemische Erzeugnisse
BERLIN Charlottenburg Leibnizstr. 32 Fernspr.: 31 2032, 31 7079
WIEN 89 Wolfersberggasse 3 Fernspr.: U 31 000

R-Leuchten
die Leuchten - die Sie suchen!



ERNST RADEMACHER · DÜSSELDORF
FABRIK FÜR WERKSTATTLEUCHTEN