

WERFT * REEDEREI HAFEN

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

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

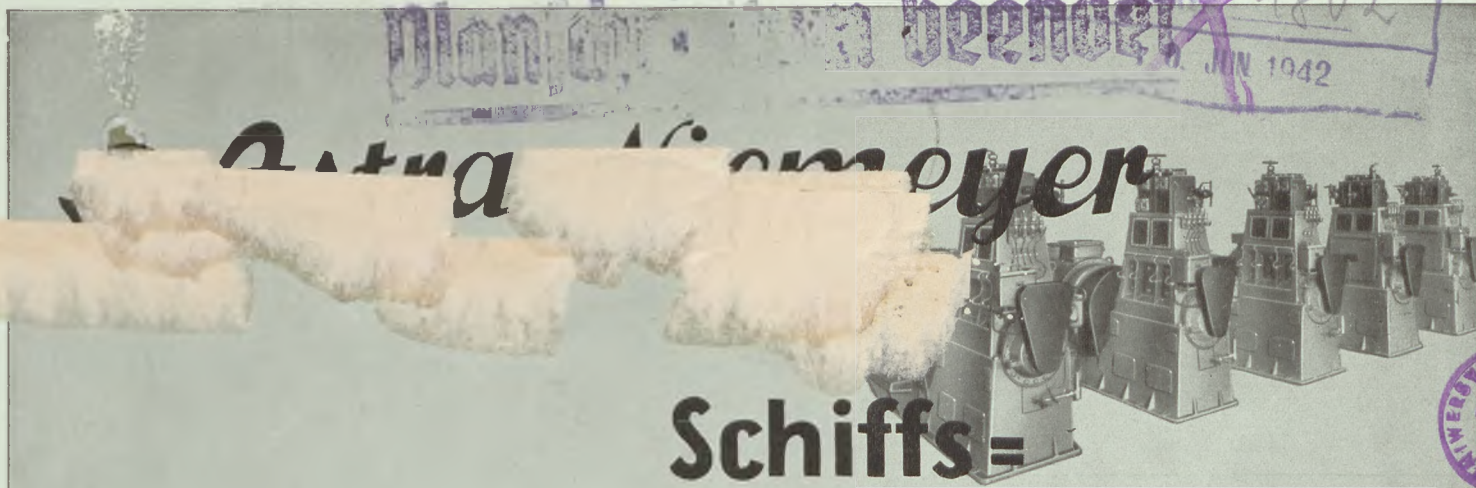
ORGAN DER GESELLSCHAFT DER FREUNDE UND FOERDERER DER HAMBURGISCHEN SCHIFFBAU-VERSUCHSANSTALT E. V.
FACHBLATT DER SCHIFFBAUTECHNISCHEN GESELLSCHAFT FÜR DAS VERSUCHSWESEN UND DIE MESSTECHNIK IN DER SCHIFFFAHRT
FACHBLATT DER HAFENBAUTECHNISCHEN GESELLSCHAFT E.V., HAMBURG. — ALLE DREI IM ARBEITSKREISE „SCHIFFFAHRTSTECHNIK“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

SPRINGER-VERLAG IN BERLIN W 9

23. JAHRGANG

1. JUNI 1942

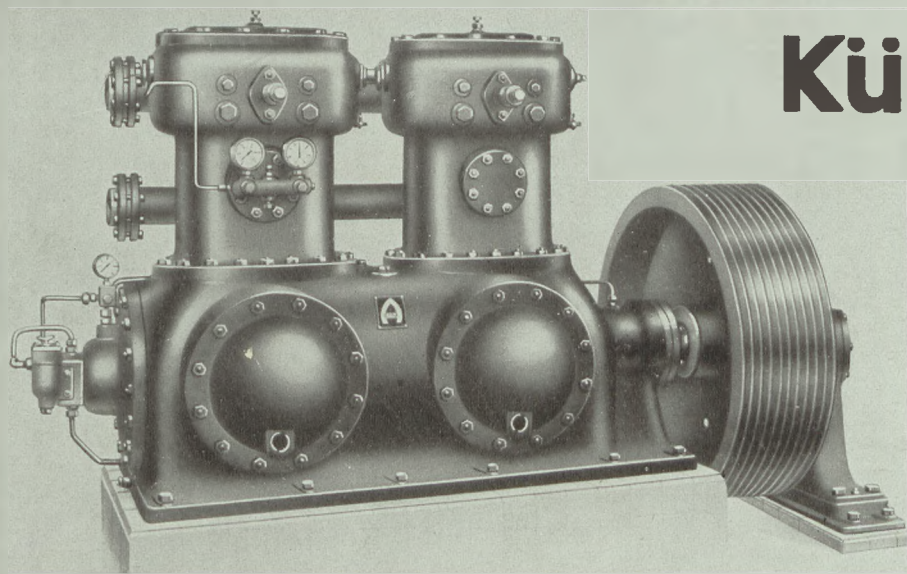
Ztschr HEFT 11



Schiffs-

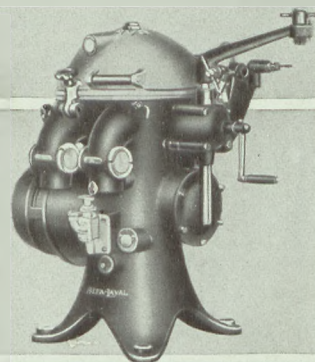
Kühlanlagen

Stehende und liegende Bauart /
Gleichstromprinzip / Mit Kohlen-
säure, Ammoniak oder Frigen
als Kältemittel / Höchste
Betriebssicherheit / Geringer
Platzbedarf / Elektr. Antrieb
über Keilriemen oder Getriebe



ALFA-LAVAL SEPARATOREN
für Schmieröl, Treiböl, Walöl, Fischöl usw.

für Fahrgastschiffe, Tanker, Kriegsfahrzeuge, Fischereiboote,
Walfangflotten, Fährschiffe, Flußschiffe, Bagger usw.



B.E. 7071

BERGEDORFER EISENWERK A.G. ASTRA-WERKE-HAMBURG-BERGEDORF

Mikroskop
Kamera
Lichtquelle
in einem
Gerät vereint!



Busch

METAPHOT
das Universal Kamera Mikroskop
FÜR DEN PRAKTIKER

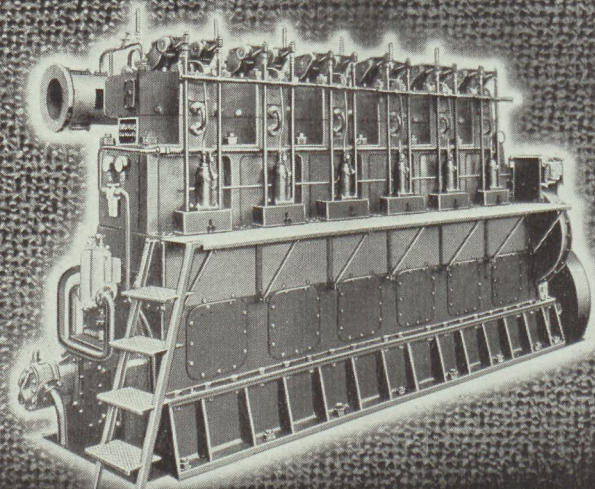
- zur Forschungsarbeit im Labor • zur ständigen Güteüberwachung der Fabrikation
- für sämtliche Arbeiten im Hellfeld, im Dunkelfeld und im polarisierten Licht •

4165

EMIL BUSCH A.G. + RATHENOW

WUMAG

Dampfturbinen | Dampfmaschinen | Dieselmotoren | Verdichter | Hydraul. Pressen



Dieselmotoren für stationären oder Schiffsbetrieb und einen Leistungsbereich von 100 bis 3000 PS
Jahrzehntelange Betriebserfahrungen

**WAGGON- UND MASCHINENBAU
AKTIENGESELLSCHAFT · GÖRLITZ**
ABT. MASCHINENBAU · GEGRÜNDET 1853



Handreinigungspaste
Doppel-Ha

Rifgenehmigung erteilt unter Nr. 06/262 am 12. August 1940

Chemische Fabrik Heinrich & Co.
Hamburg - Altona 1 - Kleine Bergstraße 31



ELEKTROGEN



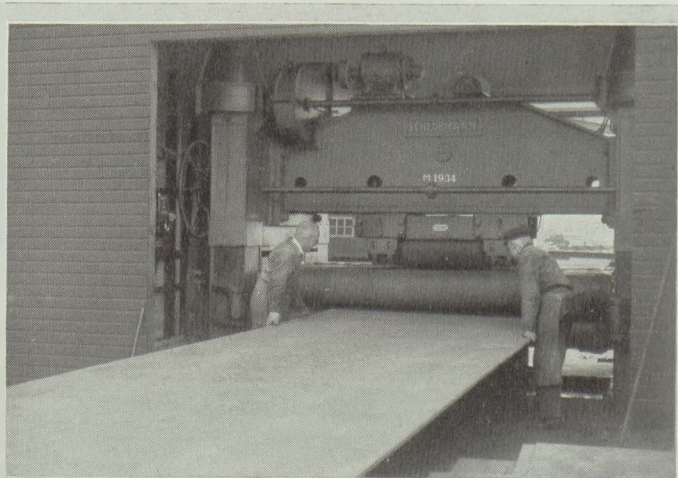
**SCHWEISSMASCHINEN
FÜR GLEICH-
UND WECHSELSTROM
ELEKTRODEN**

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



Grobblech - Richtmaschine
für Bleche bis 30 x 3000 mm. Ständer
und Traversen in Schweißkonstruktion

SCHLOEMANN
AKTIENGESELLSCHAFT · DUSSELDORF



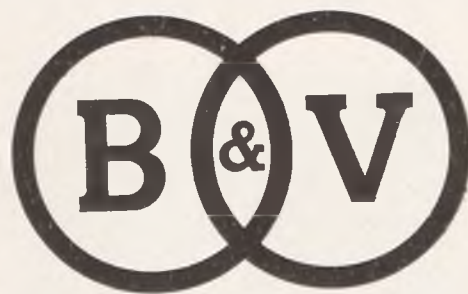
Wülfel-Schiffswellen-Lager DRP. DRGM.

Lauf-, Trag- und Drucklager

mit Spezial-Feststring-schmierung und zylindrischen oder kugelbeweglichen Lager-schalen liefern wir unter Berücksichtigung der neuesten technischen Erkenntnisse.



EISENWERK WÜLFEL • HANNOVER-WÜLFEL



Blohm & Voss

Hamburg

Schiffswerft
Maschinenfabrik
Flugzeugbau

● ELEKTRON ● HYDRONALIUM ● IGEDUR ● ELEKTRON ●

IGEDUR ● ELEKTRON ● HYDRONALIUM ● IGEDUR

HYDRONALIUM ● IGEDUR ● ELEKTRON ● HYDRON

HYDRONALIUM

beständig und leicht



DIE HOCHKORROSIONSBESTÄNDIGEN
LEICHTMETALLEGIERUNGEN DER
I.G. FARBENINDUSTRIE
AKTIENGESELLSCHAFT • BITTERFELD

F10

100% LEIPZIG



Heinkel Kampfflugzeug He 111
ein erfolgreiches Baumuster unserer Luftwaffe

mit hochwertigen

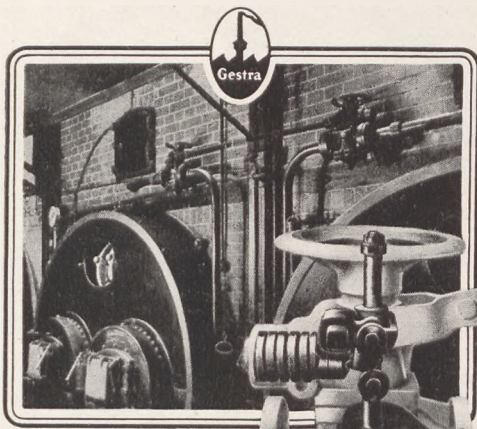
RHEINMETALL- Leichtmetall-Preßteilen

im Zellenbau und in der
Fahrwerkkonstruktion



RHEINMETALL-BORSIG
AKTIENGESELLSCHAFT

109/200



»Gestra«

Abschlamm-Supermat
(patentiert)

mit 2000 kg Schließkraft

durch Kniehebel-Schließkraft-Multiplikator
garantiert höchstgradige Schlußsicherheit
bei spielend leichter Betätigung.

Auf Wunsch kostenlos ausführliche Druckschriften

Gustav F. Gerdts Bremen y

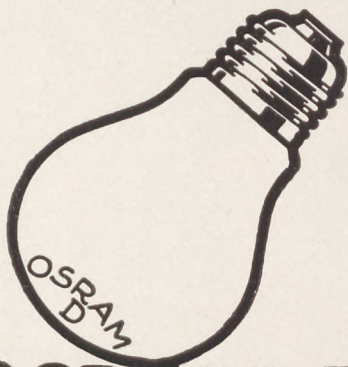
J 5ch 3:42



JUNO *Schiffs-*
GROSSKOCHANLAGEN

jeder Art und Größe
und für
alle Beheizungsarten.

JUNO-GROSSKOCHANLAGEN GMBH • HERBORN (DILLKREIS)



OSRAM-D
LAMPEN

Zeitentsprechend
wirtschaftlich
und doch
lichtstark.

05

Hochleistungs-Schneidbrenner UNION



*für
Unterwasser
Schneidarbeiten*

die führenden Geräte, vor 25 Jahren von uns entwickelt und hergestellt,
seitdem ständig verbessert, sind heute wie früher **Spitzenerzeugnisse**
dieses Fachgebietes

441516

DORTMUND-HOERDER
HÜTTENVEREIN
AKTIENGESELLSCHAFT
DORTMUND



VERKAUF SPUNDWANDEISEN

WERFT * REEDEREI * HAFEN

23. Jahrgang

1. Juni 1942

Heft 11

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

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

Über mehrstufige Getriebe bei Bootsantrieben.

Von C. Hertweck, Berlin.

Inhaltsangabe: Bei Bootsantrieben durch Verbrennungsmotoren ergeben sich durch Verwendung mehrstufiger Schaltgetriebe wesentliche Kraftstoffersparnisse bei Marschfahrt durch Aufrechterhaltung eines günstigen Motorwirkungsgrades. Die Bedingungen hierfür werden an Hand von zwei Beispielen untersucht.

Beim Antrieb von Großfahrzeugen wird das gesamte Triebwerk, von der eigentlichen Kraftmaschine bis zum Übertrager, im Hinblick auf die Höchstleistung der Kraftmaschine ausgelegt. Selbst wenn diese Höchstleistung im Betrieb nur zeitweise gefahren werden soll, unterscheidet sich doch die Marschleistung nur relativ wenig von der Höchstleistung, insbesondere im Hinblick auf den von der Kraftmaschine erzielten Wirkungsgrad. Dies gilt fast ausnahmslos für Schiffe niedriger Froudezahl, bei denen es mit Rücksicht auf den Kraftstoffverbrauch in bezug auf die zurückgelegte Strecke nahezu gegenstandslos ist, eine von der Höchstfahrt stark verschiedene Marschfahrt zu fahren. Die Verhältnisse ändern sich jedoch grundlegend, sobald man auf Fahrzeuge hoher Froudezahlen übergeht, also speziell bei Sport- und schnellen Patrouillenfahrzeugen. Diese Fahrzeuge müssen zwangsläufig Antriebsmaschinen außergewöhnlich hoher Leistung besitzen, wobei die Höchstleistung zumeist nur kurzzeitig verlangt wird. Der meist weitaus überwiegende Teil der Gesamtfahrstrecke kann in einer wesentlich niedrigeren Fahrtstufe zurückgelegt werden. Es lohnt sich daher, die Betriebsbedingungen im Hinblick auf den Kraftstoffverbrauch für diesen speziellen Fall zu untersuchen. Der Anstoß zu dieser Untersuchung wurde durch Arbeiten gegeben, die sich ursprünglich auf den Kilometerverbrauch von Landfahrzeugen bezogen. Die Motorenanlagen von Landfahrzeugen, insbesondere von Straßenfahrzeugen, müssen mit Rücksicht auf gelegentliche Überbelastungen — Beschleunigung und Bergsteigefähigkeit — stark überdimensioniert werden, laufen also bei normaler Marschbelastung unwirtschaftlich und bedürfen einer Wirkungsgradverbesserung. Die bei Landfahrzeugen gegebenen Mittel eignen sich unmittelbar auch für Wasserfahrzeuge ähnlicher Betriebsbedingungen. An Hand von zwei Beispielen werden diese Bedingungen untersucht, wobei die Rechnung mit km/h beibehalten wurde.

Der gesamten Untersuchung liegt folgender Gedanke zugrunde: Die Antriebsanlage eines Schiffes hoher Froudezahl wird bislang ausschließlich im Hinblick auf die vom Motor überhaupt abgebbare Leistung ausgelegt. Für sämtliche Fahrzustände außer der Höchstfahrt besteht in bekannter Weise ein erheblicher Leistungsüberschuß, der praktisch höchstens für Beschleunigung ausgenützt werden könnte. Soll aber die Teilfahrt beibehalten werden, so muß die Überschußleistung durch Drosselung der Antriebsmaschine weggenommen werden. Jede Antriebsmaschine, die mit Teillast läuft, arbeitet aber unökonomisch. Bei Verbrennungsmotoren, um die es sich zumeist handelt, treten folgende besondere Erscheinungen auf:

1. Die Drehzahl ist im Vergleich zur abgegebenen Leistung stark überhöht, mithin auch der Eigenverbrauch der Maschine. Der mechanische Wirkungsgrad erscheint dadurch herabgesetzt.
2. Bei Vergasermotoren führt die Drosselung zu einer Verringerung der Vorkompression, die Verbrennung erfolgt mit schlechtem thermischem Wirkungsgrad.
3. Bei gedrosselt laufenden Vergasermotoren ist zu sicherer Zündung überfettetes Gemisch notwendig, das wieder zu ungünstigen Verbräuchen führt. Auch bei Einspritzmotoren mit rein qualitativer Regelung — Diesel — steht der Drosselverbrauch in keinem gesunden Verhältnis zum Vollastverbrauch.
4. Die Rücksicht auf die zu fahrende Höchstleistung bedingt die

Mitnahme hoch qualifizierter Kraftstoffe, sei es mit entsprechender Oktan- oder Cetan-Zahl. In beiden Fällen wird bei Drossellauf die spezifische Kraftstoffqualität nicht entfernt ausgenützt. Gute Ausnutzung würde aber auch hier einige Prozent Mengensparnis bedeuten.

Es liegt nahe, die bisher benutzte Füllungsregelung dadurch abzuändern, daß der Motor mit voller Füllung, aber stark veränderter Drehzahl läuft. Was dadurch im einzelnen erzielt wird, zeigen die Beispiele:

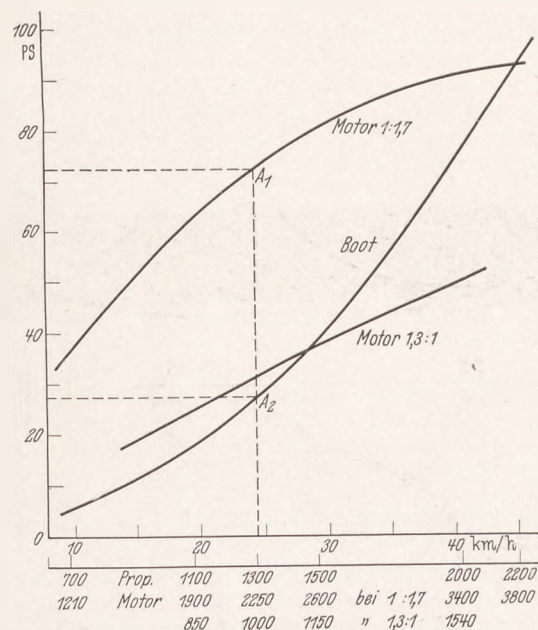


Abb. 1.

Fall 1.

Zugrundegelegt ist ein außergewöhnlich leistungsfähiges Sportfahrzeug von 1,5 t Dienstgewicht. Mit 92 PS wurden 45 km/h erzielt bei 8 m Wasserlinienlänge. Die Kennlinie des Leistungsbedarfs dieses Schiffes ist stark gestreckt. Das Beispiel wurde gewählt, weil hierfür Zahlen vorlagen. Abb. 1. Die Linie „Motor 1 : 1,7“ gibt unmittelbar die vom Motor gelieferte Leistung in bezug auf die Schraubendrehzahl bei Vollast und einer Übersetzung vom Motor zur Schraube von 1 : 1,7. Evident sind die Drehzahlen den Geschwindigkeiten nicht direkt proportional; dies ist in bekannter Weise auf den mit niedriger Drehzahl steigenden scheinbaren Slip zurückzuführen. Zugrundegelegt sind gemessene Werte. Bei 3 800 U/min des Motors und 2 200 U/min der Schraube wurden 45 km/h erzielt. Es soll nun eine Marschfahrt von 24 km/h gefahren werden. Diese entspricht einer Schraubendrehzahl von 1 300 U/min und bei 1 : 1,7 Übersetzung einer Motordrehzahl von 2 250. Der Motor liefert bei dieser Drehzahl 72 PS, das Boot verlangt aber nur 27 PS. Mithin müssen 45 PS durch Drosselung weggenommen werden.

Abb. 2 zeigt nun die Leistungsdaten des Motors. Die Vollastkurve ist in üblicher Weise gezeichnet, ebenso die Kurve des spezifischen Verbrauches. Die Teillastkurve für Drossellauf mag für den

Schiffbauer etwas befremdlich aussehen, geht aber auf Werksangaben zurück und ist tatsächlich durchaus „handelsüblich“. Ähnliches gilt für die Kennlinie des spezifischen Teillastverbrauches, diese ist sogar als besonders günstig anzusprechen — es handelt sich dabei um einen modernen PKW-Motor. Wesentlich ist nun, daß der Motor bei Vollast 1 PS für rund 265 g/h liefern würde. Bei Teillast steigt der Verbrauch aber auf 400 g/h. Dies ist unmittelbar eine Folge der eingangs erwähnten Gründe. Bei Vollast und voller Drehzahl kostet 1 PS 290 g/h, ein Wert, der ebenfalls als durchaus üblich für einen Vierlitermotor anzusprechen ist. Aus Abb. 2 geht hervor, daß man die benötigten 27 PS dem Motor auch bei einer Drehzahl von 800—900 U/min entnehmen könnte, dann aber bei Vollast. Dafür ergibt Abb. 2 einen spezifischen Vollastverbrauch von 275 g/PS_h. Wir brauchen also nur eine weitere Getriebestufe einzuführen, die die verlangten 1300 U/min des Propellers bei 800—900 U/min des Motors liefert, um die PS_h statt für 400 g nur für 275 g zu erhalten. Praktisch werden wir für die Bemessung der Übersetzung aber nicht die Drehzahl von 800 U/min zugrundelegen, sondern eine etwas höhere Drehzahl, um bei der verlangten Marschfahrt eine kleine Leistungsreserve zu haben. Geringe Drosselungen, wie sie dann nötig sind, äußern sich im Verbrauch nicht, gegebenenfalls sogar in positivem Sinne. Entsprechend wird jetzt für die Marschfahrtstufe eine Übersetzung 1,3 : 1 gewählt und damit

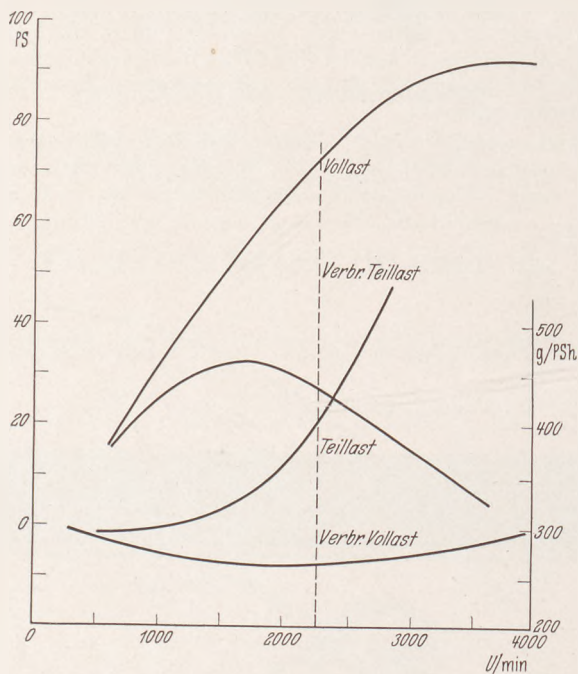


Abb. 2.

eine neue Motorkennlinie nach Abb. 1 erzielt, für die eine neue mögliche Höchstfahrt von rund 38 km/h bei Vollast gilt.

Wir haben soeben für Marschfahrt mit entsprechender Übersetzung eine Minderung des spezifischen Verbrauches von 400 g/PS_h auf 275 g/PS_h angeführt, das entspricht einer Ersparnis von rund 31%.

Der wirkliche Erfolg der Maßnahme zeigt sich augenfällig erst, wenn man den Stundenverbrauch in den für Reichweitenangaben nötigen Kilometerverbrauch umrechnet. Es ergeben sich folgende Daten:

Drehzahl	Geschwindigkeit	Fahrzeit/100 km	Verbrauch/100 km
3800 U/min	45 km/h	2,22 h	59,2 kg
2250 „	24 „	4,16 „	45,7 „
900 „	24 „	4,16 „	31,5 „

Die Drosselung bringt zwar eine Ersparnis, der spezielle Marschgang halbiert aber den Kilometerverbrauch gegenüber der Spitzenfahrt. Das Beispiel betrifft allerdings ein besonders leichtes Sportfahrzeug. Der Motorenfachmann wird ohne Mühe Motoren zu nennen wissen, bei denen eine Marschübersetzung noch etwas höhere Ersparnisse erlaubt als hier aufgezeigt. Außergewöhnlich günstig erscheint nur die stark gestreckte Bootskennlinie, die wie gesagt auf einen besonders auskonstruierten Sperrholz-Leichtbau von optimaler Form und Minimalgewicht zurückgeht. Ersichtlich würde aber ein schwereres Fahrzeug bei mehr Spitzenbedarf und bauchigerer Form der Kennlinie mit einem Marschgang noch größere Ersparnisse als 31% bringen. Um nun für grundsätzlich andere Verhältnisse eine

Kontrolle zu haben, wird dieselbe Rechnung für ein wesentlich größeres Fahrzeug durchgeführt.

Fall II.

Es handelt sich hierbei um ein amerikanisches Schnellboot von 9 t Dienstgewicht und rund 520 PS-Zweimotorenanlage. Verwendet werden ausgesprochene Schiffsmotoren niedriger Drehzahl; gegenüber Fall I ein sehr wesentlicher Unterschied, da er von stärkstem Einfluß auf den mechanischen Wirkungsgrad der Motoren ist. Daß die Mo-

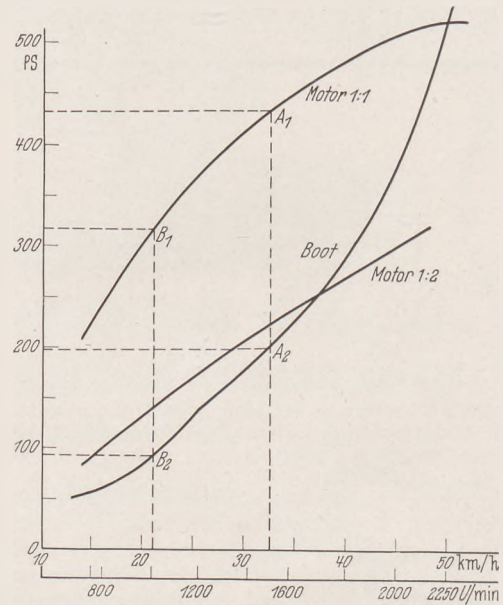


Abb. 3.

toren von Hause aus einen wesentlich ungünstigeren spezifischen Verbrauch bei Vollast haben, hängt mit deren Konstruktion zusammen — der deutsche PKW-Motor von Fall I ist eine bessere konstruktive Leistung als der amerikanische „Spezial“-Bootsmotor. Das Beispiel wurde deshalb gewählt, weil auch hier die entsprechenden Daten zur Verfügung standen. Das Boot ist ein V-Boden üblicher Bauweise, die Bodenbelastung, bezogen auf die in Spitzenfahrt be-

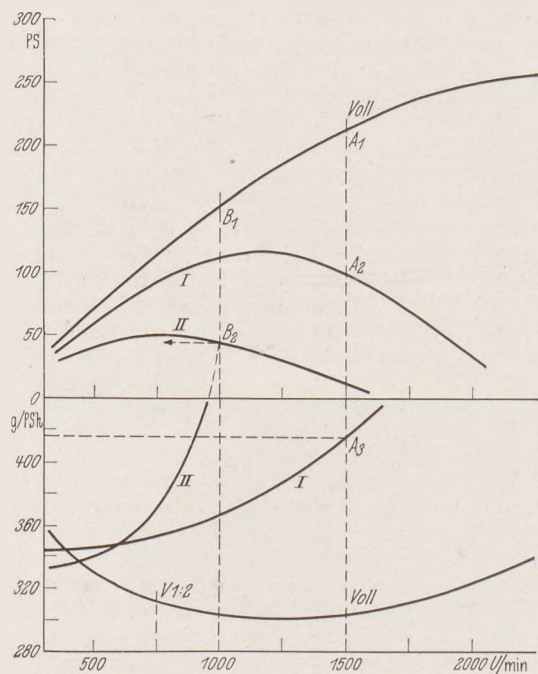


Abb. 4.

netzte Bodenfläche, liegt über 200 kg/qm. Danach ist dynamischer Auftrieb kaum zu bemerken, das Schiff fährt im wesentlichen als Verdrängungsfahrzeug trotz hoher Froudezahl. Es stand vom Schiff nur eine Kennlinie zur Verfügung, die in zu flachem Wasser aufgenommen wurde, daher deren un stetiger Verlauf in der Gegend von 25 km/h, wie auch der un stetige Verlauf der Geschwindigkeit zu der Schraubendrehzahl (Abb. 3). Bei der hohen Gesamtleistung von 520 PS erschien es angebracht, zwei verschiedene Marschfahrtstufen zu untersuchen, da möglicherweise auch zwei spezielle Getriebestufen hierfür in Frage kommen. Gewählt wurden die Fahrtstufen, die den Dreh-

zahlen 1500 und 1000 U/min entsprechen, hierfür standen auch die entsprechenden Drosselkennlinien der Motoren zur Verfügung bzw. konnten aus dicht benachbarten Linien mit Sicherheit konstruiert werden. Abb. 4, zeigt die motorischen Daten für eine Maschine.

Offensichtlich ist die amerikanische Maschine schon von Hause aus eine konstruktiv schlechtere Leistung als die deutsche Maschine. Es spielen hier Brennraumform, Gemischverteilung auf die einzelnen Zylinder, ungünstige Steuerzeiten und unrationell bemessener Lieferquerschnitt der Ventile eine Rolle. Der Amerikaner ist „entwickelt“, mit einigen als solchen nicht erkannten schwachen Stellen, der deutsche Motor ist sachgemäß „entworfen“, unter Berücksichtigung jeder Einzelheit. Zu Abb. 4 sind daher noch Hinweise bezüglich der Sicherheit der aufgeführten Werte erforderlich: Wirklich fest liegt die Vollast-Kennlinie bis herunter zu 500 U/min. Von den Teillastlinien I und II standen 5 bzw. 7 Meßpunkte zur Verfügung, die unterhalb von 700 U/min wild in der Gegend herumstreuen. An Hand bekannter Kurven für ähnliche Motoren kann aber gesagt werden, daß insbesondere die Drosselkurve II der Wirklichkeit sehr nahe kommt und höchstens etwas zu günstig ist, jedenfalls am oberen Ende. Ein derartiger Verlauf der Drosselkurven ist typisch für Motoren mit unsachgemäß konstruierten Steuerdaten. Die Drosselleistungslinien I und II liegen mit ebenfalls 5 und 7 Meßpunkten, die eigentümlicherweise sehr wenig streuen, recht genau fest.

Wir ermitteln für Spitzenfahrt einen Leistungsbedarf von 520 PS bei 330 g/PSH spezifischem Verbrauch und einen Stundenverbrauch von rund 170 kg.

Drosselstufe I ergibt bei 200 PS und einem spezifischen Verbrauch von 415 g/PSH einen Stundenverbrauch von 83 kg, Drosselstufe II bei 90 PS und einem spezifischen Verbrauch von mindestens 480 g/PSH einen Stundenverbrauch von 43 kg.

Nun geht aus Abb. 4 hervor, daß der für 1500 U/min vorhandene Leistungspunkt A_2 bei etwa 700 U/min und Vollast auch vorhanden wäre. Der für 1000 U/min vorhandene Leistungspunkt B_2 wäre etwas unterhalb von 400 U/min ebenfalls bei Vollast vorhanden. Man wird also einen Marschgang mit dem Stufenprung 1 : 2 einführen, der dann annähernd beide Marschfahrtstufen zu überdecken gestattet. In Abb. 3 ist die Motorkennlinie, 1 : 2 reduziert, eingetragen; sie paßt sich recht gut der Bootskenlinie an, wobei nur wenig zu drosseln ist. Auch wenn sich für Tiefwasser die Bootskenlinie noch besser ausrundet, ist für beide Fahrtstufen mit einer Getriebestufe auszukommen.

Für die Drosselstufe I erhalten wir an Hand der Übersetzung jetzt einen spezifischen Verbrauch von 315 g/PSH und einen Stundenverbrauch von 63 kg, mithin eine Ersparnis von 24%. Für die Fahrtstufe II resultiert ein spezifischer Verbrauch von theoretisch 330 g/PSH gegenüber 480 g/PSH. Das entspricht einer Ersparnis von 31%. Diese ist praktisch jedoch noch etwas größer und zwar aus folgendem Grunde:

Bei Motoren wie dem vorliegenden Amerikaner mit ungünstigen Steuerdaten steigt zwar der spezifische Verbrauch bei starker Drosselung gegenüber dem Vollastverbrauch sehr stark an. Bei leichter Drosselung sinkt aber der spezifische Verbrauch gegenüber Vollast und zwar annähernd im ganzen Drehbereich. Tatsächlich dürfte also bei 500 U/min der Verbrauch noch unter 330 g/PSH liegen, so daß auch hier die Ersparnis etwas höher als bei 31% liegt. Dasselbe gilt für die Drosselstufe I; auch hier wird die bei Übersetzung noch notwendige leichte Drosselung eine Reduktion des Verbrauches und mithin eine größere Ersparnis als 24% bringen. Nach dem Drosselverhalten ähnlicher Motoren zu schließen, wird die Ersparnis nahe an 30% herankommen.

Im Ganzen kann also der Schluß gezogen werden:

1. Sofern bei Schiffen die meistbenutzte Marschfahrt sich zur Spitzenfahrt hinsichtlich der Schraubendrehzahl wie angenähert 1 : 2 verhält, ergeben sich durch die notwendige starke Drosselung des Motors ungünstige spezifische Verbräuche.
2. Bei Fahrtverschiedenheiten der angegebenen Größenordnung lohnt es sich, für die Marschfahrt eine besondere Getriebestufe einzuführen, die es erlaubt, die Maschine mit voller Füllung, aber einer gegenüber der Schraubendrehzahl weiter verringerten Drehzahl zu fahren.
3. Es ist für die Marschstufe gegenüber der Spitzenstufe mit einer Übersetzung von annähernd 1 : 2 auszukommen, wodurch gleichzeitig ein mehr oder weniger breites Band von verschiedenen Marschfahrtstufen hinreichend überdeckt wird. Die dadurch erzielte Kraftstoffersparnis liegt im allgemeinen zwischen 25 und 30%; sie ist kaum niedriger, eher höher.
4. Die Einführung einer speziellen Marschfahrt-Getriebestufe bedingt für den Motor einen erhöhten Drehbereich von rund 1 : 4, d. h. die niedrigste zu fahrende Drehzahl beträgt nur $\frac{1}{4}$ der Höchstdrehzahl. Motorisch ist dieser Sprung ohne weiteres zu

bewältigen; an die Nebenapparate, wie Pumpen und Lichtmaschinen, werden ev. besondere Anforderungen hinsichtlich Drehzahl-Unabhängigkeit gestellt. Diese Apparate wären von der Schraubenwelle aus anzutreiben.

Diese 4 Grundfolgerungen können als feststehend angesehen werden. Die Abhängigkeit von der Schraubendrehzahl, die jeglicher Rechnung zugrunde zu legen ist, gibt gleichzeitig ein besseres Maß als die Abhängigkeit von der Geschwindigkeit. Ein spezieller Marschgang kommt offenbar nicht nur für ausgesprochene Schnellboote sondern auch für Schlepper in Frage. Motortechnisch ist die gesamte bisherige Erörterung in einen einzigen Satz zusammenzuziehen:

Statt der bisher üblichen Füllungsregelung bei geringen Drehzahlunterschieden wird durch ein Stufengetriebe durch Drehzahlregelung bei nahezu konstanter Füllung ein höchstmöglicher Motorwirkungsgrad erzielt.

Die in den angeführten Beispielen gegebenen Richtpunkte für Fahrtstufen und Übersetzungssprung sind als solche zu werten, ebenfalls die angegebenen Ersparnismöglichkeiten. Im Einzelfalle wird man also versuchen, sich für den in Aussicht genommenen Motor die erforderlichen Drosselcharakteristiken zu verschaffen. Man hat dann die Möglichkeit, unter Umständen noch Ersparnisse mit hereinzunehmen, die sich durch leichte Drosselung gegenüber reinem Vollastlauf ergeben. Die Schiffskennlinie braucht in den meisten Fällen nicht durch Messung ermittelt zu werden ist, vielmehr der Errechnung zugänglich, ebenso annähernd der Slipverlauf an Hand der zum Schraubenentwurf benutzten Konstruktionstafeln. Die Schwierigkeit besteht darin, die Motordaten aus der Motorenfabrik herauszubekommen, was in den weitaus meisten Fällen deshalb unmöglich ist, weil die Fabrik diese Daten gar nicht besitzt. Man hat sich bisher — auch beim Bau von Landfahrzeugen — kaum mit Drosselcharakteristiken befafßt, weil man die Ersparnismöglichkeit durch Vollastlauf als solche nicht erkannt hatte. Bei Landfahrzeugen kam man erst durch die Geschwindigkeitsbegrenzung dazu, die Bedingungen einmal quantitativ zu untersuchen, und selbst hier ist die Erkenntnis durchaus nicht etwa allgemein und hat bislang nur in einer den engeren Fachleuten bekannten kleinen Druckschrift der Zahnradfabrik Friedrichshafen Niederschlag gefunden — bezeichnenderweise auch hier nur für den Fall des Personenkraftwagens. Erst die Erwägungen, daß aus ein- und demselben Motor bei stark wechselnder Belastung diese bei höchstmöglichem Wirkungsgrad entnommen werden muß, werden auch der Grund sein, daß sich die Motorenhersteller einmal näher mit dem Steuerapparat ihrer Maschinen befassen, den man bisher vielfach nur im Hinblick auf die mögliche Höchstleistung entworfen hat, sofern man dabei überhaupt von einem Entwurf sprechen kann. (Es gibt noch kaum theoretische Grundlagen für die Bemessung einer Ventilsteuerung!) Dies gilt insbesondere für Schiffsmotoren, bei denen man bisher überhaupt nicht gewohnt war, einen größeren Drehbereich einer kritischen Prüfung zu unterziehen.

Im Ganzen kann man jedoch sagen, daß übermäßige Genauigkeit bei der Bestimmung des Marschganges gar nicht erforderlich ist, sofern man damit nur eine Kraftstoffersparnis erzielen will. Man legt eben die zu bevorzugende Marschfahrt an die Stelle der größten senkrechten Entfernung zwischen Schiffskennlinie und Maschinenkennlinie und bestimmt danach mit einem kleinen Leistungsüberschuß die Marschübersetzung.

Aufwandmäßig lohnt sich die Einführung eines zweistufigen Getriebes in jedem Fall, wo die Marschfahrt für längere Zeit durchgehalten werden soll. Ersparnisse, die in der Gegend von 25—30% liegen, sind so außerordentlich, daß sie ja zunächst überhaupt einmal ungläubhaft aussehen. Dabei ist das Verfahren des mehrstufigen Getriebes nicht nur im Hinblick auf Sparsamkeit von Bedeutung, es ergibt sich noch ein weiterer Ausblick.

Man hat bei der Bemessung jedes Schiffsantriebes die üble Situation zu überwinden, daß die Leistungskurve jedes Verbrennungsmotors am oberen Ende mehr oder weniger stark ausgerundet ist. Es gehört also zu einer geringen Leistungszunahme eine starke Drehzahlzunahme. Nur in wenigen Fällen liegen die Aufgaben des Schiffes so klar, daß man sich als Konstrukteur sagen kann: „Ich verzichte auf die letzten 5% Geschwindigkeit, spare 20% an der Höchstdrehzahl und wähle Propeller oder Übersetzung so, daß der Motor gar nicht seine Höchstdrehzahl erreicht und damit vollgasfest bleibt!“ Diese letzten 5% Geschwindigkeit wachsen sich in manchen Fällen, insbesondere bei Motoren mit ungünstigen Ventilsteuerungen oder unterkühlten Anlagen, auf 10 oder gar 15% aus, so daß man sich in einer bösen Klemme sieht. Ein Mehrganggetriebe erlaubt nun, die Höchstleistung des Motors bei Höchstdrehzahl auszunutzen und hierfür die Schraubenanlage zu bemessen; man hat dann für Kutzzeit, meist 20—30 Minuten, die Möglichkeit, mit voller Leistung die überhaupt nur mögliche Spitze zu fahren. Für die meisten Zwecke reicht diese Zeit auch aus, die noch am besten der Steigleistung bei Flugzeugen zu vergleichen ist. Die Dauerleistung bzw. Höchstleistung für unbe-

schränkte Zeit ist dadurch charakterisiert, daß in einer für absolute Höchstleistung konstruierten Anlage das erforderliche Heruntergehen mit der Drehzahl einen unverhältnismäßigen Abfall der Geschwindigkeit aus folgenden Gründen bedingt:

Diktiert wird die für Dauer zulässige Höchstlast nahezu ausschließlich durch die im Kurbeltrieb anfallende Wärme aus Verlustarbeit des Triebwerks. Von der gesamten Verlustarbeit des Motors entfallen rund 40% auf den Kurbeltrieb und werden von dort, also von den Pleuel- und Kurbellagern, nur auf indirektem Wege abgeführt, durch Wärmeleitung in den gekühlten Zylinderblock oder über einen etwa vorhandenen Ölkühler. Man hat es an sich in der Hand, jeden Motor durch entsprechend wirksame Ölkühlung vollgasfest zu machen, macht aber hiervon bislang kaum Gebrauch. Im Ganzen vermag also jeder Motor auf die „natürliche“ Weise durch Fortleitung an das Zylinder-Kühlsystem nur eine beschränkte, im Kurbeltrieb anfallende Verlustwärmemenge abzuführen. Die Menge dieser Verlustwärme hängt unmittelbar nahezu nur von der gefahrenen Drehzahl ab. Andere Wärmequellen kommen kaum in Frage, mindestens nicht ins Gewicht fallende. Es gibt also keine Belastung, bei der die betreffende Maschinenanlage vollgasfest wäre, sondern eine Drehzahl, bei der sie vollgasfest ist. Infolgedessen erreicht man zweckmäßig diese Dauerdrehzahl nicht durch Drosselung einer auf Höchstleistung ausgelegten Motorenanlage sondern durch Übergang auf eine Getriebe-stufe, die auch bei voller Drosselstellung nur die Erreichung der für Dauerlast tragbaren Drehzahl zuläßt. Der Stufensprung braucht hier nur relativ klein zu sein; er wird in den meisten Fällen zwischen 1 : 1,2 und höchstens 1 : 1,4 betragen. Bei dem kleinen Stufensprung kommen dabei Maschinen mit wirksamer Ölkühlung aus. Bei absolut wirksamer Ölkühlung, wenn die Motoren also auch bei Höchstdrehzahl vollgasfest sind, und keine Wärmeschwierigkeiten zu erwarten wären, wird man die Stufe dennoch einführen, weil sie dann als eine Art Schongang arbeitet. Man erspart einen erheblichen Betrag an der Drehzahl für eine vergleichsweise sehr geringe Geschwindigkeitseinbuße. Hand in Hand damit geht eine immerhin merkliche Kraftersparnis, da mit dem flacheren, gerundeten Verlauf der Leistungslinie notwendigerweise ein Ansteigen der Verbrauchskennlinie verbunden ist.

Es ist nun denkbar, daß bei Fahrzeugen, die keinen so hohen Geschwindigkeitsbereich zu überbrücken haben wie die hier angeführten Schnellboote, bei denen sich also kein ausgesprochener Spargang lohnen würde, sich doch dieser eben erwähnte Schongang einführen läßt. Er bringt bei geringem Geschwindigkeitsverlust eine erhebliche Herabsetzung der Maschinendrehzahl neben einer immerhin ins Gewicht fallenden Kraftstoffersparnis. Ein solcher Schongang empfiehlt sich also bei Verdrängungsfahrzeugen vergleichsweise niedriger Froudezahl. Die Fahrweise ist dabei so, daß man in jedem Falle zunächst mit dem höchsten Stufensprung, also mit dem Spargang, angeht. Erst wenn eine höhere Geschwindigkeit notwendig wird, als sich mit dem Spargang bei Vollgas erreichen läßt, geht man in den Schongang über. Auch mit diesem läßt sich unbeschränkt lange fahren bzw. schleppen. Erst in den wenigen Fällen, in denen Höchstgeschwindigkeit verlangt wird, geht man in den Spitzengang über, dessen Leistung bei nicht genügend gekühlten Anlagen nur für beschränkte Zeit zur Verfügung steht. Zweckmäßig macht man die Benutzungsdauer dieses Spitzenganges von der Anzeige eines Ölthermometers abhängig, da eine andere Abhängigkeit ja praktisch nicht besteht, außer bei etwaigen Fehlkonstruktionen des Motors. Wir kommen insgesamt zu folgender Forderung:

1. Schnelle Fahrzeuge benötigen ein Getriebe mit wenigstens zwei Stufen, das bei hohem Übersetzungssprung der Größenordnung 1 : 2 in erster Linie eine erhebliche Kraftstoffersparnis, daneben eine wesentliche Motorschonung ergibt.
2. Langsamere Fahrzeuge benötigen ein Getriebe mit ebenfalls zwei Stufen, das bei einem geringen Stufensprung der Größenordnung 1 : 1,2 bis 1 : 1,4 in erster Linie eine erhebliche Motorschonung und daneben eine immerhin ins Gewicht fallende Kraftstoffersparnis bei ganz geringem Geschwindigkeitsverlust ergibt.
3. Für schnelle Fahrzeuge kommt je nach der konstruktiven Vollkommenheit des Motors — Ölkühlung — oder den beabsichtigten

Fahrleistungen auch ein Dreiganggetriebe in Frage, das sowohl eine Stufe nach 1. wie nach 2. enthält.

4. Schiffsantriebe mit einer einzigen, festen Übersetzung sind wirtschaftlich nur dann gerechtfertigt, wenn das Fahrzeug vorwiegend nur mit einer einzigen Geschwindigkeit bzw. Belastung gefahren werden soll. Es lassen sich aber kaum Fälle denken, in denen nicht wenigstens ein Zweistufengetriebe nach 2. angebracht wäre, selbst im Falle der Hafengebarkasse oder des Verkehrsbootes niedriger Froudezahl.

Diese ganze Ableitung gilt ausdrücklich nur für Viertaktmaschinen und zwar für Vergasermaschinen im hier dargelegten Umfang. Für Dieselmotoren sind die erzielbaren Ersparnisse im Spargang nach 1. etwas geringer, die mechanischen Folgerungen sind aber dieselben. Für den Schongang nach 2. gelten für Otto- und Dieselmotoren nahezu dieselben Bedingungen. Bei Zweitakttern liegen grundsätzlich andere Verhältnisse vor, da ein Zweitakter auf Drosselung entgegengesetzt wie ein Viertakter reagiert. Drosselung hat demnach nicht eine Erhöhung sondern eine Verminderung des spezifischen Verbrauches zur Folge, wenigstens beim Ottomotor. Es würde hier zu weit führen, dies im einzelnen zu erörtern, da sich grundsätzliche Verschiedenheiten bei Dreikanal-Otto-Zweitakttern gegenüber Drehschieber-Otto-Zweitakttern mit unsymmetrischem Steuerdiagramm ergeben. Beide sind wieder wesentlich verschieden von Diesel-Zweitakttern. Bei den gängigen Dreikanal-Otto-Zweitakttern kann aber mit einigem Recht gesagt werden, daß im Hinblick auf den Kraftstoffverbrauch die Drosselung richtiger ist als ein Stufengetriebe. Höchstens in bezug auf mechanische Beanspruchung wäre ein Schongang zu erwägen, wobei aber wieder der Umstand in Betracht kommt, daß Zweitakter mit Kurbelkastenpumpe so gut wie keine Wärmeschwierigkeiten kennen. Die Zusammenhänge erfordern jedoch zur Erfassung eine sehr genaue Kenntnis der motorischen Gegebenheiten, die hier nicht ohne weiteres vorausgesetzt werden kann, zumal sich Literaturangaben über Zweitakter nur sehr spärlich finden lassen. Zweckmäßig sieht man also vom Zweitakter zunächst ab, zumal für größere Fahrzeuge ohnedies nur Viertakter oder Zweitakt-Diesel in Verwendung stehen.

Konstruktiv bereitet ein mehrstufiges Getriebe keinerlei Schwierigkeiten; auch für Leistungen in der Größenordnung von 1000 PS und mehr lassen sich Getriebe mit einem Wirkungsgrad von oberhalb 95% herstellen. Die Schaltung bereitet ebenfalls keine Schwierigkeiten; bei kleineren Anlagen bis 150—200 PS kommt reine Handschaltung ev. unter Anwendung der Schaltilfsmittel des Kraftfahrzeugbaues in Frage. Man wird also in allen Fällen Klauenschaltung in Verbindung mit irgend einer gängigen Schalterleichterung vorsehen und die Schaltung mechanisch durch Gestänge oder Seilzug betätigen. Für höhere Leistungen kommt hydraulische oder elektrische Betätigung der mechanischen Gangschaltung in Frage, wofür die konstruktiven Mittel aus dem Panzerfahrzeugbau bekannt sind und lediglich einer maßstäblichen Anpassung bedürfen. Die Schaltweise bei Leistungen über 500 PS wird wahrscheinlich einige Beachtung erfordern. Die Schaltung ist aber mindestens mit zwei Drehzahlmessern derart zu bewältigen, daß ein Drehzahlmesser die Schraubendrehzahl und einer die Kurbelwellendrehzahl anzeigt, und bei Koinzidenz der neue Gang eingelegt wird. Bei elektrischer Schaltung läßt sich hier weitgehend automatisieren, so daß man von der Geschicklichkeit des Maschinisten unabhängiger wird. Grundsätzliche Schwierigkeiten sind jedenfalls nicht zu erwarten. Besondere Erwartungen sind jedoch an rein elektrische Schaltgetriebe zu knüpfen, gleichgültig, ob es sich um die Bauart Cotal oder ZF handelt. Die Betätigung beschränkt sich hier auf eine einfache Kontaktumschaltung. Der Gangeingriff läßt sich auch bei sehr großen Stufensprüngen und Lasten nahezu beliebig weich gestalten, insbesondere bei der Mehrplattenanordnung von ZF. Auch hier muß wieder auf die einschlägigen Veröffentlichungen verwiesen werden.

Zusammenfassung: Es wurde dargelegt, welchen Einfluß auf Verbrauch und mechanische Motorbelastung ein mehrstufiges Getriebe bei Schiffsantrieb durch Verbrennungsmotor aufweist. Es ergeben sich außer mechanischer Schonung der Kraftmaschine wesentliche Kraftstoffersparnisse für die meisten Fahrzustände. Konstruktive Schwierigkeiten bestehen dabei nicht.

Neuzeitliche große Saugebagger.

Von Ing. Otto Klucker, Elbing.

Der Umfang der auf der Barre vor der Mündung des Jangtse-Flusses in China auszuführenden Arbeiten erweiterte sich im Laufe der Zeit derart, daß dieselben mit dem dort seit 1935 eingesetzten, von der Fa. F. Schichau-Elbing im Jahre 1934 erbauten Schleppkopf-Saugebagger „Chien She“ (s. WRH Heft 4 v. 15. 2. 38) allein nicht mehr bewältigt werden konnten. Es wurde deshalb ein zweiter, noch größerer Schleppkopf-Saugebagger unter den bedeutendsten Bagger-Bauwerken ausgeschrieben und die Ausführung ebenfalls der Fa. F. Schichau-Elbing übertragen. Ausschlaggebend hierfür waren die guten Erfahrungen und die in einer zwölfmonatigen Gewährleistungszeit mit der „Chien She“ erzielten Ergebnisse.

Beide Bagger sollten eine etwa 400 m breite und 12 m tiefe Fahrrinne von etwa 25 km Länge durch die etwa 50 km vor der Mündung des Flusses auf offener See gelegene Barre herstellen, damit auch größere Seeschiffe diese ohne Zeitverlust bei jedem Wasserstand durchfahren konnten.

Nach Feststellung der die Arbeit planenden Behörde — des Whangpoo Conservancy Board, Shanghai — waren jährlich etwa 10 000 000 cbm Boden zu baggern, um die Fahrrinne zu vertiefen und dauernd auf der gewünschten Tiefe zu halten. Für diesen Zweck waren leistungsfähige große Baggergeräte erforderlich, die auch noch bei wohl mäßigem, aber häufig dort auftretendem Seegang arbeiten konnten. Ferner herrschte an der Baggerstelle ein Gezeitenstrom bis zu 6 Knoten in der Stunde unter einem Winkel von etwa 45° zur geplanten Fahrrinne.

Die in der Ausschreibung der „Chien She“ geforderte Gewährleistung war als eine Tagesleistung festgelegt und bestand für einen zehnstündigen Arbeitstag in 19 200 cbm Baggergut aus stark lehmhaltigem Schlack vom spez. Gewicht 1,8, an der Baggerstelle gemessen. Diese Gewähr wurde bei den Abnahmeerprobungen um mehr als 10% überschritten. Die Leistung war an zehn aufeinanderfolgenden Tagen nachzuweisen, wobei das Baggergut in die Laderäume gebaggert, zu einer etwa 3,6 km entfernten Schüttstelle befördert und dort verklappt werden sollte, wonach das Schiff wieder zum Baggerplatz zurückkehren mußte.

Es kam also darauf an, mit einer möglichst geringen Zahl von Fahrten auszukommen, um für das Pumpen des Baggergutes mehr Zeit zu gewinnen. Hierdurch wird bei gleichbleibender Pumpenleistung eine Vergrößerung der Laderäume und damit ein größeres Schiff bedingt. Bei etwa 12—14 Fahrten in 10 Stunden verbleiben für eine Ladung an reiner Pumpzeit etwa 15—20 Minuten, in welchen etwa 4000 t Baggergut gefördert werden müssen. Um ein genügend

nungen mit 1,63 festgestellt. Der Wasserzusatz zum gebaggerten Boden betrug somit nur etwa 3%.

Ein derart dichtes Gemisch ist nur mit einem schmalen Schleppsaugkopf und mit der bei „Chien She“ erstmalig angewendeten

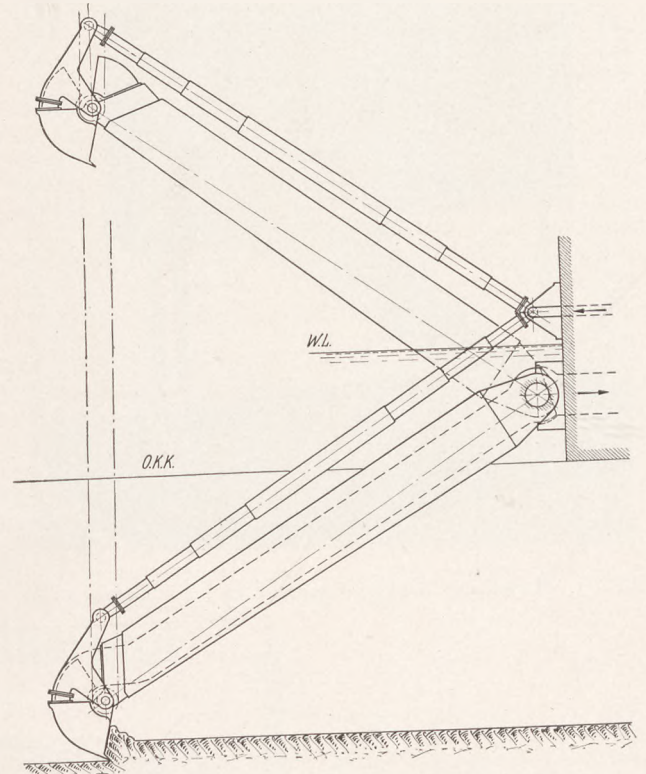


Abb. 1. Schlepp-Saugrohr mit selbsttätiger Schneidwinkel-Einstellung. (DRP. 698 592 und Ausl. Pat.)

selbsttätigen Schneidwinkel-Einstellung, Patent Schichau — (D.R.P. 698 592 und Auslandspatent) — erreichbar (Abb. 1). Mit dieser Schneidwinkel-Einstellung wird der für das Abgraben des Bodens günstige Schneidwinkel zwischen der Schneide des Schleppkopfes

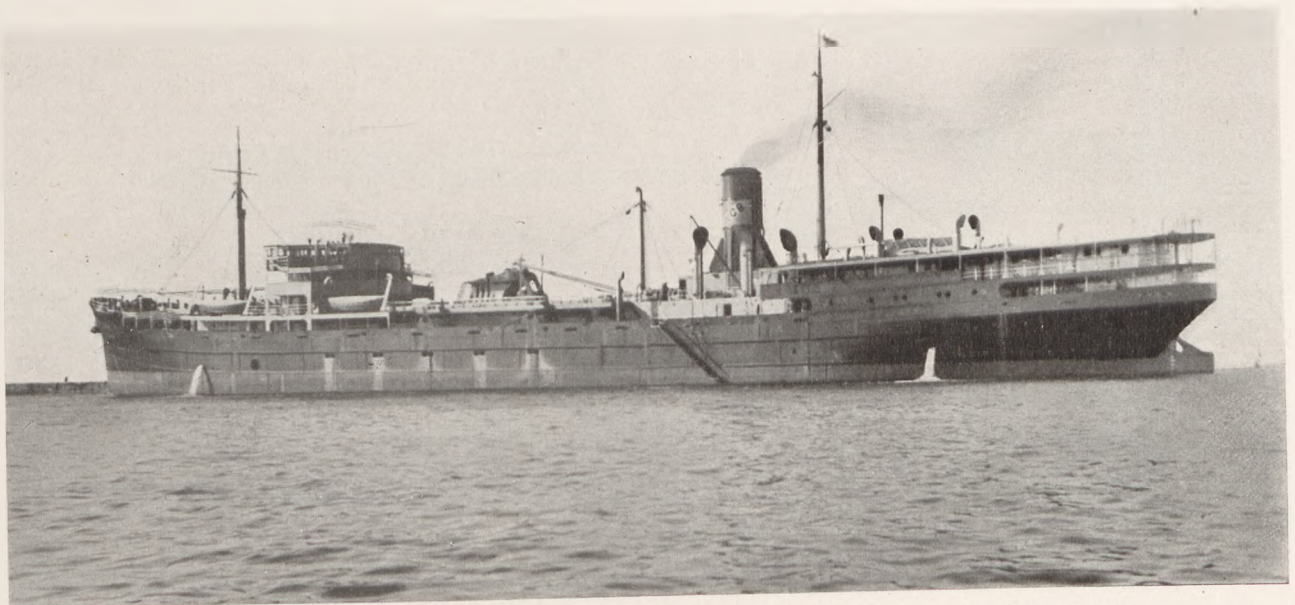


Abb. 2. Schleppkopf-Saugebagger „Fu Shing“.

großes mengenmäßiges Absetzen des Baggergutes im Laderaum zu sichern, muß das Baggergutgemisch, laut vertraglicher Vereinbarung im Laderaum gemessen, mindestens ein spez. Gewicht von 1,4 haben, entsprechend einem Wasserzusatz von etwa 20%, bezogen auf den am Grunde fest abgelagerten Boden vom spez. Gewicht 1,8. Bei den mit der „Chien She“ an der Baggerstelle durchgeführten Erprobungen wurde das Gewicht des Materials am Grunde im Mittel mit 1,68 und des Gemisches an den über den Laderäumen gelegenen Ausflußöff-

und dem Baggergrund auch bei wechselnden Baggertiefen gleichbleibend beibehalten. Es werden hierdurch nicht nur die Unterschiede in den Baggertiefen bei fortschreitender Arbeit und vor allem die Unterschiede zwischen Leer- und Ladetiefgang — im vorliegenden Falle etwa 2 m — sondern auch die Unterschiede der Gezeiten bis zu 4 m, im ganzen also 6 m, wirkungslos gemacht. Mit diesem Unterschied von 6 m muß während der täglichen zehnstündigen Arbeitszeit ein- bis zweimal gerechnet werden.

Der zweite für den gleichen Besteller im Jahre 1938 erbaute Schleppsaugebagger „Fu Shing“ (Abb. 2) ähnelt in der Gesamtanordnung der „Chien She“.

Die Gewährleistung dieses neuen Baggers ist gleich der des ersten, wurde jedoch im Vertrag mit 12 000 t in der Stunde bei einer Dichtig-

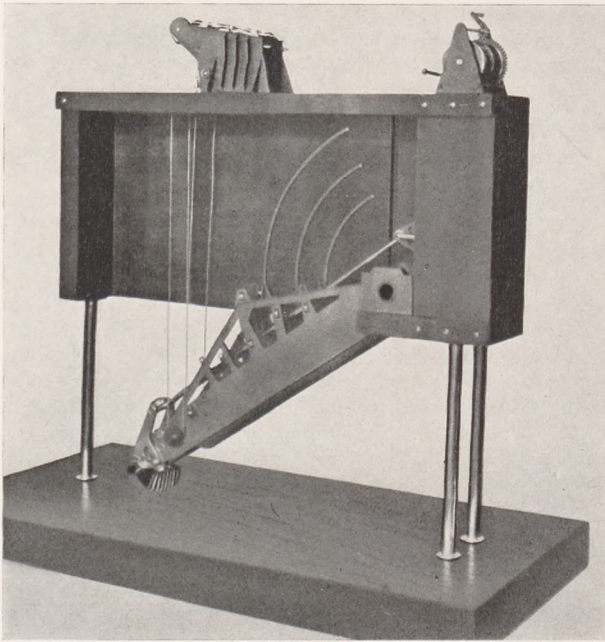


Abb. 3. Modell des Schlepp-Saugerohres im Maßstab 1 : 50.

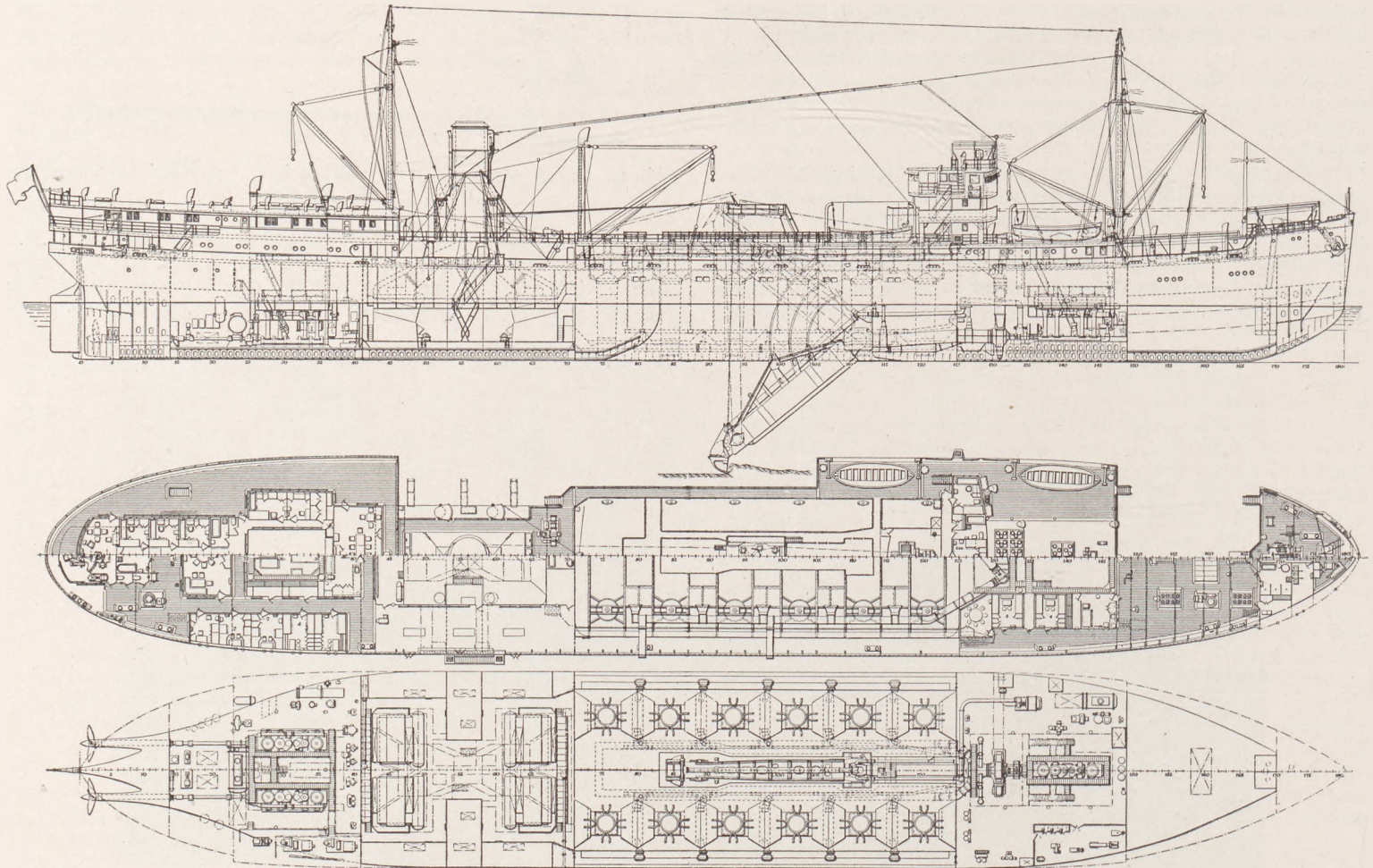


Abb. 4. Schleppkopf-Saugebagger „Fu Shing“, Längs-Docks- und Stauungsplan.

keit von 1,4, oder 10 800 t bei einer Dichtigkeit von 1,8 festgelegt. Dieses Verhältnis entspricht einer Füllung der 3400 cbm fassenden Laderäume innerhalb 15 Minuten.

Die Fahrgeschwindigkeit ist von 10,25 auf 11,5 Knoten in der Stunde erhöht worden. Das Saugerohr (Abb. 3) ist auf halber Schiffslänge in einem Mittelschlitze untergebracht. Es ist für eine größte Baggertiefe von 16 m vorgesehen und besitzt im ganzen vier untereinander austauschbare Schleppsaugeköpfe verschiedener Breite. Zwei

hiervon sind für das Baggern bei starkem Seitenstrom bis zu 15° aus der Mitte verstellbar ausgebildet, wodurch ein Freischneiden des Schleppkopfes am Grunde parallel zum jeweils gesteuerten Kurs erreicht wird.

Eine grundsätzliche Abweichung besteht in der Ausbildung der Bodenverschlüsse der Laderäume. Hier sind an Stelle der üblichen Bodenklappen Ventile getreten, um im geöffneten Zustand unter dem Schiffsboden vorragende Bodenklappen zu vermeiden. Dies hat den Vorteil, auf dem an der Baggerstelle vorherrschenden flachen Wasser das Baggergut ohne Gefahr von Havarien für das Schiff ausschütten zu können.

Die für „Fu Shing“ als konische, nach oben im Durchmesser größer werdenden und aus Stahlblechen geschweißten 12 Bodenventile ragen bei gefüllten Laderäumen mit ihren Köpfen aus der Ladung heraus. Es ist dies bei fest abgesetztem Material (Sand) notwendig, um die Ventile überhaupt anheben zu können. Die im Schiffsboden fest eingebauten Ventilsitze haben eine lichte Öffnung von 1600 mm Durchmesser. Der am Ventilboden mit einem Gummidichtungsring versehene Hohlzylinder schließt beim Aufsetzen auf den Ventilsitz mit seinem Eigengewicht die Ventilöffnung. Der obere Teil des Ventiles ist als Taucherglocke ausgebildet, um notfalls eine Kontrolle oder Auswechslung des Gummiringes vornehmen zu können, ohne das Schiff docken zu müssen. Jedes Ventil wird durch einen in Höhe des Hauptdecks angeordneten Wasserdruck-Zylinder gehoben, wenn das Baggergut verschüttet werden soll.

Das Verschütten durch die vom Besteller verlangten Bodenventile nimmt nicht mehr Zeit in Anspruch, als es bei Bodenklappen der Fall ist.

Die Antriebs-Maschinenanlagen bestehen aus drei stehenden Dreifach-Expansionsmaschinen von zusammen 7500 PS indizierter Leistung. Zwei von ihnen, im hinteren Maschinenraum angeordnet, treiben die beiden Schiffsschrauben, die dritte die vor den Laderäumen angeordnete Baggerpumpe an.

Die Kesselanlage besteht aus vier Wasserrohrkesseln von je 370 m² Heizfläche. Die Kessel haben Überhitzer und erzeugen einen Betriebsdruck von 15,8 atü. Saugzug- und Druckgebläse unterstützen die Verbrennung der Staubkohlen. Die aus einem Trichter in die Feuerung zu befördernde Staubkohle wird durch elektrisch betriebene Stocker in den Feuerraum gedrückt, wobei gleichzeitig die Roste bewegt werden.

Sämtliche Deckhilfsmaschinen haben elektrischen Antrieb. Der

hierfür erforderliche Strom wird durch zwei Turbogeneratoren von je 225 kW erzeugt, von denen ein Satz als Reserve dient. Außerdem ist eine kleine Dieseldynamo von 15 kW für Hilfszwecke vorhanden.

Die in Stahlformguß ausgeführte Baggerpumpe hat einen halboffenen Kreislauf von 2750 mm Durchmesser. Mit ihr wurde bei den Erprobungen eine Leistung in reinem Wasser von 23 000 cbm in der Stunde erzielt.

Die zahlreichen in der Baggergut-Sauge- und Druckleitung für das Be- und Entladen des Baggers erforderlichen Baggergutschieber und die Bodenventile werden sämtlich mittels Wasserdruck von dem auf der Kommandobrücke angeordneten Baggerführerstand aus bewegt. Die Bodenventile können aber auch vom Laufsteg aus, jedes für sich, gesteuert werden. Das Schließen bzw. Öffnen der einzelnen Schieber wird durch eine Signallampenanlage auf dem Baggerführerstand angezeigt. Ferner befinden sich hier die Telegrafen für die Baggerpumpe und die Zusatz-Druckwasserpumpe, das Handrad für die Tiefeneinstellung des Saugerohres, die für den Baggerbetrieb notwendigen Mano- und Vakuummeter und die Fernsprechanlage.

Hauptmerkmale des Schleppkopf-Saugebaggers „Fu Shing“ (Abb. 4):

Länge zwischen den Loten	121,92 m
Größte Breite auf Spanten	19,05 m
Seitenhöhe mittschiffs	8,69 m
Größter Tiefgang mit 4000 t Baggergut	5,50 m
Größte Baggertiefe unter Wasserspiegel	16,00 m

Für einen anderen Besteller ist vor kurzer Zeit ein gleich großer Bagger wie „Fu Shing“ zur Ablieferung gelangt. Er hat einen 3700 cbm

fassenden Laderaum und verschüttet das Baggergut durch Bodenkappen.

Die Baggerleistung entspricht bei diesem dritten Großsaugbagger ebenfalls derjenigen der „Fu Shing“. Auch die Maschinenleistung ist die gleiche, wie überhaupt der Bagger dem vorbeschriebenen sehr ähnlich ist. Eine Abweichung findet sich bei der Kesselanlage. Hier sind vier Zylinderkessel mit Überhitzung und wahlweise zu verwendender Kohle- oder Ölfeuerung vorgesehen.

Diese drei Bagger weisen gegenüber allen in früheren Jahren von Schichau erbauten Schleppkopf-Saugbaggern einen grundsätzlichen Unterschied auf in der Anordnung des Saugerohres, welches bis dahin in einem Schlitz des geteilten Hinterschiffes angeordnet war, jetzt davon abweichend in einem Mittelschlitz auf halber Schiffslänge untergebracht ist. Diese für die Raumeinteilung des Schiffes bedeutsame Änderung weist verschiedene Vorzüge auf. Das Saugerrohr liegt im Mittelschlitz vollständig geschützt, mit Beschädigungen ist weniger zu rechnen, außerdem ist hier die ruhigste Stelle des Schiffskörpers, an welcher sich das Stampfen und Schlingern am geringsten auswirkt. Hierbei ist noch ein Arbeiten mit diesen Baggern selbst bei Windstärken bis zu 6 der Beaufort-Skala möglich. Ferner wird durch die Anordnung eine bessere Steuer- und Manövrierfähigkeit des Schiffes erzielt.

Die mit den genannten Großsaugbaggern erreichten außergewöhnlichen Leistungen sind nicht zuletzt auf die bei diesen Baggern erstmalig zur Ausführung gekommenen Verbesserungen der Bauart zurückzuführen, welche ihre Anwendung auf Grund der von der Fa. Schichau gerade im Bau von Schleppkopf-Saugbaggern gesammelten langjährigen Erfahrungen begründet und diese erneut bestätigt finden.

Wichtige Fachliteratur.

A u s z ü g e.

Fa. 16. Elektrische Antriebe und Steuerungen von Bordhilfsmaschinen. Das Januarheft (1942) der technischen Nachrichten vom Bureau Veritas bildet eine Sondernummer mit Aufsätzen über Hilfsmaschinen, elektrische Anlagen, Kühl- und Klimaanlage an Bord. An dieser Stelle interessiert besonders ein Aufsatz, in dem R. Pernet von der Elektr.-Ges. Als-Thom die elektrischen Antriebe und Steuerungen von Ladewinden, Spillen, Ankerwinden, Bordkränen und Rudermaschinen behandelt. Die Stromversorgung und Steuerung elektrischer Bordantriebe hat folgenden Bedingungen zu genügen: Bei angestrengtem Betrieb und ungünstigen Witterungsverhältnissen müssen die Antriebe schnellste Geschwindigkeitsregelung und Umkehr ohne Rücksicht auf Stöße in einfacher Schaltung und guter Kommutierung gewährleisten. Die elektrischen Teile der Hilfsmaschinen bestehen aus Elektromotor, elektrischer Bremse und der elektrischen Steuerung. Die Steuerungssysteme bei Gleichstrom zerfallen in solche mit konstanter Spannung und solche mit veränderlicher Spannung und wirken entweder unmittelbar oder halbautomatisch. Die unmittelbare Steuerung des Hauptstromes bei konstanter Spannung zeichnet sich durch große Einfachheit aus, Stromwächter sorgen für Sicherheit gegen Überlastung und falsche Bedienung, indessen ist die wirtschaftliche Stromausnutzung gering und der Materialverschleiß groß. Bei halbautomatischer Steuerung (Schützensteuerung) ist eine selbsttätige Anpassung an die Geschwindigkeit möglich; es bedarf keiner besonders ausgebildeten Bedienung, was bei stark wechselnder Belastung von Vorteil ist. Auch die Unterhaltung erfordert wenig Fachleute. Allerdings ist auch hier die Stromvernichtung in den Regulierwiderständen groß. Diesen Nachteil vermeiden die Steuerungssysteme mit veränderlicher Spannung. Diese wird von Umformern in dem Maße erzeugt, wie sie vom Arbeitsmotor benötigt wird; zu diesem System gehört die Ward-Leonardschaltung, die Steuerung mit begrenzter und mit gleichbleibender Energie. Vorteile sind die große Einfachheit der Schalteinrichtung und die gute Energieausnutzung, so daß diese Steuerung für stärkere Ladewinden, Spille, Anker- und Netzwinden geeignet ist. Nachteile sind hohe Anlagekosten und erheblicher Platzbedarf. Noch vorteilhafter als die Leonardschaltung, bei der die Steuerung durch die Regelung des Erregerstromes in der Steuerdynamo geschieht, sind nach Ansicht des Verfassers die Steuerungen mit begrenzter bzw. gleichbleibender Energie, besonders wenn man die höchsten Geschwindigkeiten ausnutzen will. Man muß allerdings eine größere Anzahl von Schützen und Relais in Kauf nehmen. Alle besprochenen Schaltungen können auch bei Drehstrom Anwendung finden; für den Fall, daß man aber mit veränderlicher Spannung arbeiten will, muß die Steuerung des Antriebsmotors der Hilfsmaschine beim Gleichstrom verbleiben; die dazu benötigten Umformer können dann von Asynchronmotoren aus dem Bordstromnetz angetrieben werden.

Zeitgemäße Ladewinden (1,5—5 t) verlangen zur Verkürzung der Hafenzzeit weitgehende Ausnutzung der Geschwindigkeiten. Man baut die Winden mit Zahnrad- oder Schneckenradgetriebe. Schneckenantriebe arbeiten geräuschloser als Zahnräder und lassen viel höhere Geschwindigkeiten zu, etwa bis zu 2,4 m/s gegenüber 1,5 m/s bei Zahnrädern, womit im Umschlag eine 10—15% höhere Leistung herausgeholt werden kann. Es lohnt sich daher unbedingt, bei großen Schiffen Ladewinden mit höchst-

möglicher Geschwindigkeitsausnutzung zu bauen, während bei kleineren und mittleren Schiffen hierin engere Grenzen angezeigt sind, weil man sonst Gefahr läuft, daß die hohen Geschwindigkeiten bei den kleineren Hub- und Senkwegen doch nicht ausgenutzt werden können. Man kann daraus folgern, daß die langsamere Zahnradwinde mehr für kleinere, die Schneckenradwinde, weil schneller, mehr für größere Schiffe geeignet ist. Die beste Winde bleibt allerdings immer diejenige, die bei kleinstem Aufwand an Anlage- und Krankosten die meisten Hübe in der Zeiteinheit gewährleistet. Die meisten Ladewinden arbeiten noch mit konstanter Spannung, darunter die Zahnradwinde in unmittelbarer, die Schneckenradwinde mit hoher Geschwindigkeit in Schützensteuerung.

Die Senkbremsung der Ladewinden wird mechanisch oder elektrisch bewirkt. Die mechanische Bremsung wird meist durch Fußhebel bewerkstelligt; manchmal tritt noch eine Fliehkraftbremse zur Sicherung gegen Überschreitung der zulässigen Senkgeschwindigkeit hinzu. Als Beispiel wird eine mechanisch gebremste Schiffswinde in Blockbauweise beschrieben, wie sie von der Als-Thom für einige französische Seeschiffe geliefert wurde. Die Winde entwickelt bei einer Tragkraft von 3 t eine Geschwindigkeit von 0,6 m/s, bei leerem Haken eine solche von 2,5 m/s. Die Steuerung ist eine Schützensteuerung ohne Stromrückgewinnung. Alle elektrischen Steuerungsteile einschl. der Regelwinden sind im Sockel des Windenblocks untergebracht, ebenso sind alle Leitungen verdeckt verlegt, so daß bestmöglicher Schutz vor Seewasser geschaffen ist. Die elektrische Bremsung kann bei Nebenschlußmotoren wie auch bei Hauptstrommotoren (Potentiometerschaltung) verwendet werden. Das Beispiel einer Nebenschlußmotorwinde zeigt folgende Geschwindigkeiten: Heben 5 t, 0,3 m/s; 3 t, 0,5 m/s; 1 t, 1,50 m/s; Leerhaken 1,55 m/s. Senken 5 t, 0,45 m/s; 3 t, 0,75 m/s; 1 t, 1,55 m/s; Leerhaken 1,50 m/s. Die Feldschwächung zur Geschwindigkeitssteigerung geschieht auf der letzten Kontrollstufe. Die Hauptstrommotorwinde, die auf mehreren Schiffen geliefert wurde, zeigt folgende Daten: Heben 3 t, 0,5 m/s; 1 t, 1,2 m/s; Leerhaken 1,4 m/s; Senken 3 t, 0,68 m/s; Leerhaken 1,6 m/s. Die Feldschwächung auf dem letzten Kontrollkontakt geschieht automatisch durch Stromwächter. Die elektrischen Senkbremsschaltungen sind verschiedenartig, ihr Platzbedarf immerhin so groß, daß sich hierbei eine Blockbauweise verbietet und die Steuerungsteile in einem wasserdichten Gehäuse gesondert unterzubringen sind.

Einen aufschlußreichen Vergleich zwischen Zahnrad- und Schneckenradwinden bieten die Untersuchungen der erreichbaren Spielzahlen beim Beladen von 3 Seeschiffen (je rd. 10 000 t Ladung). Der Umschlag geschah mit je zwei Winden an gekoppelten Hubseilen, von denen die eine den Kai, die andere den Schiffsraum bediente. Hubhöhe über Kai 13 m, über Schiffsraum im Mittel 20 m.

Für das Anschlagen und Abhaken der Last wurden je 20 s gerechnet. Es ergaben sich folgende Spielzahlen in der Stunde:

Belastung	Schneckenradwinde	Zahnradwinde	
		1. Schiff	2. Schiff
3,0 t	32	25	23
1,2 t	36	32	26

Ladewindenantriebe mit veränderlicher Spannung sind selten; in Frankreich sind sie erst letzthin bei einem modernen Fahrgastdampfer eingeführt worden.

Von Ankerwinden und Spillen müssen die Arbeitsbedingungen genau bekannt sein, um die geeignete elektrische Steuerung zu entwickeln. So sind z. B. bei Ankermanövern Zugkräfte und Geschwindigkeiten sehr davon abhängig, ob es sich um Anker fallen oder heißen, Losreißen aus dem Ankergrund oder Einführen in die Klüsen handelt. Ähnliche Unterschiede gibt es bei den Verholspillen zwischen Anzugkraft, Verholkraft und Leerseil. Für alle diese Zwecke wird sowohl das System der Konstantspannung mit Gleich- oder Drehstrom als auch das System der veränderlichen Spannung angewendet. Lieferungen aller Systeme hat die E.-Ges. Alis-Thom für zahlreiche französische Handelsschiffe, Bagger, Schlepper, Feuerschiffe u. a. durchgeführt. Als Beispiel wird die elektr. Ausrüstung der Ankerwinden eines neuen Fahrgastdampfers beschrieben. Der wasserdicht geschlossene Dreiphasen-Asynchronmotor, 78 PS, 220 Volt, mit halb-automatischer Schützensteuerung, entwickelt eine Zugkraft von 58 t, das Losreißen des Ankers bei 38 t Kraft läßt eine Geschwindigkeit von 0,075 m/s, das Heißen bei 18 t Last eine solche von 0,2 m/s zu. 3 elektr. Spille desselben Schiffes entwickeln eine Anzugkraft von 27 t; das Verholen unter einer Last von 18 t geschieht mit 0,2 m/s, die Leerseilgeschwindigkeit ist 0,9 m/s.

Eine Reihe von modernen Fahrgastschiffen, ein Bagger, ein Flugzeugträger sind mit elektrischem Ankerwinden- und Spillantrieb versehen, der mit veränderlicher Spannung gesteuert wird; diese wird aus dem Bord-Drehstrom durch Umformer hergestellt. Steuerschalter, Schützen und Widerstände sind in gesonderten wasserdichten Gehäusen untergebracht. Neuerdings sind auch 6 Bordkräne eines Frachtschiffes mit variabler Spannung nach dem System der begrenzten Leistung angetrieben worden. Umformer, Motoren und Steuergeräte sind dabei übersichtlich und wasserdicht auf der Plattform der Drehkrane angeordnet.

Elektrische Rudermaschinenantriebe sind seit gut 15 Jahren zahlreich in der französischen Kriegsmarine, seltener dagegen in der Handelsmarine vorhanden. Bei kleineren Schiffen herrscht der Seilantrieb des Ruders, bei größeren der Zahnsektorantrieb vor. Es ist natürlich, daß an die Betriebssicherheit der Ruderantriebe und ihrer Steuerungen ganz besonders hohe Anforderungen gestellt werden. Mittels eines einfachen Handschalters sollen in den Stellungen: Backbord, geradeaus, Steuerbord bis zu 5 oder 6 mal in der Minute zuverlässige Ruderbewegungen eingeleitet werden können. Das Stillsetzen des Ruders muß in jeder Lage mit größter Genauigkeit erfolgen. Die elektrische Ausrüstung umfaßt einen Verbundmotor, elektromagnetische Haltebremse, Kommandogebir (Handschalter), Schaltschrank mit den Steuerapparaten, Widerstände für Anlauf und Bremsung. Auf manchen Schiffen ist die gesamte elektrische Rudermaschinenrie aus Sicherheitsgründen doppelt vorhanden, wobei Antrieb und Steuerung im Notfall wechselseitig für einander einspringen können. Das Stillsetzen des Ruders hat bei so großen Massen an die Entwicklung der Bremsung hohe Anforderungen gestellt, elektrische und mechanische Bremsung müssen zusammen genaueste Einstellung ergeben. Die Kommutierung der bremsbelasteten Motoren zeigte zunächst gewisse Schwierigkeiten. Als Beispiele werden zwei Ausführungen von elektrischen Ruderantrieben beschrieben, ein kleinerer von 17 PS in Blockbauweise und ein sehr großer mit zwei Motoren von je 140 PS mit elektromagnetischer Kupplung.

Die Entwicklungsrichtung im elektrischen Antrieb der Bordhilfsmaschinen geht auf die Schaffung einer einheitlichen Bauart (Blockbauweise) hinaus, die bei geringstem Raumbedarf doch Übersichtlichkeit und gute Zugängigkeit bewahrt. In der Stromversorgungsfrage wird sich in Zukunft der Drehstrom wegen seiner mannigfachen Vorteile durchsetzen. Im übrigen eignet sich die unmittelbare Versorgung der Antriebe mit Konstantspannung aus dem Bordnetz ebensogut wie die Verwendung veränderlicher Spannung aus Umformern. W u n d r a m.

Fa. 17. Neue pneumatische Getreideheber. Nachdem in derselben Zeitschrift in den Jahren 1936/37 eine umfassende Studie über die Entwicklung der pneumatischen Getreideheber erschienen war, von der auch seinerzeit ein Auszug in WRH 1937, Heft 22, gebracht wurde, beschreibt nun im Dezemberheft 1941 der „Tijdschrift der openbare Werken van België“ der Hafendirektor de Cavel, einer der Mitverfasser der seinerzeitigen Studie, zusammen mit F. Descans, zwei neuzeitige am Getreidespeicher in Antwerpen aufgestellte pneumatische Getreideheber. Wir entnehmen daraus folgendes: Die beiden Getreideheber stehen vor dem neuen Getreidespeicher (Abb. 1), der mit einem Fassungsvermögen von 27 000 t in der Nähe der alten Siloanlage im Antwerpener Hafen am Bassin Lefèbre errichtet ist. Sie dienen dem Umschlag zwischen Speicher und Schiffen (Seeschiff, Kähne, Leichter und Schuten). Die allgemeine Arbeitsweise eines mit Saugluft betriebenen Getreidehebers zeigt das Schema in Abb. 2, deren Unterschrift die bezifferten Anlagenteile erläutert. Es handelt sich bei der pneumatischen Getreideförderung nicht um ein Saugen im hydrostatischen Sinne, sondern um ein Mitreißen der Getreidekörner in stark beschleunigter Luftströmung.

Die allgemeine Anordnung (Abb. 3) der je 190 t schweren Heber zeigt auf einem fahrbaren Portal einen Aufbau, der in 4 Geschossen die Maschinerie in sich birgt. Die wasserseitige Portalstütze ruht auf 8 Rädern dicht an der Kaikante, während die landseitige Stütze mit 4 Laufrädern auf einer erhöhten Schiene am Speicher fährt. Das erste Geschöß birgt Antriebsmotor mit Turbogebälse, elektrische Schaltanlage, Fahrmotor und den Sammelbehälter für das verwogene Getreide; das zweite Geschöß wird ganz von der Wiegeeinrichtung eingenommen; das dritte Geschöß enthält den Behälter für das verwiegende Getreide, die 3 Schleusen (für Getreide, Staub und Luft) und die Winden für die Saugrohre; das vierte Geschöß endlich trägt den Rezipienten mit Zyklon und Filter sowie die Galgen für die schwenkbaren Saugrohre. Alle Geschosse bilden große helle Räume, Außenwände aus 2 mm Stahlblech, Flurbelag aus Holz. Das erste Geschöß

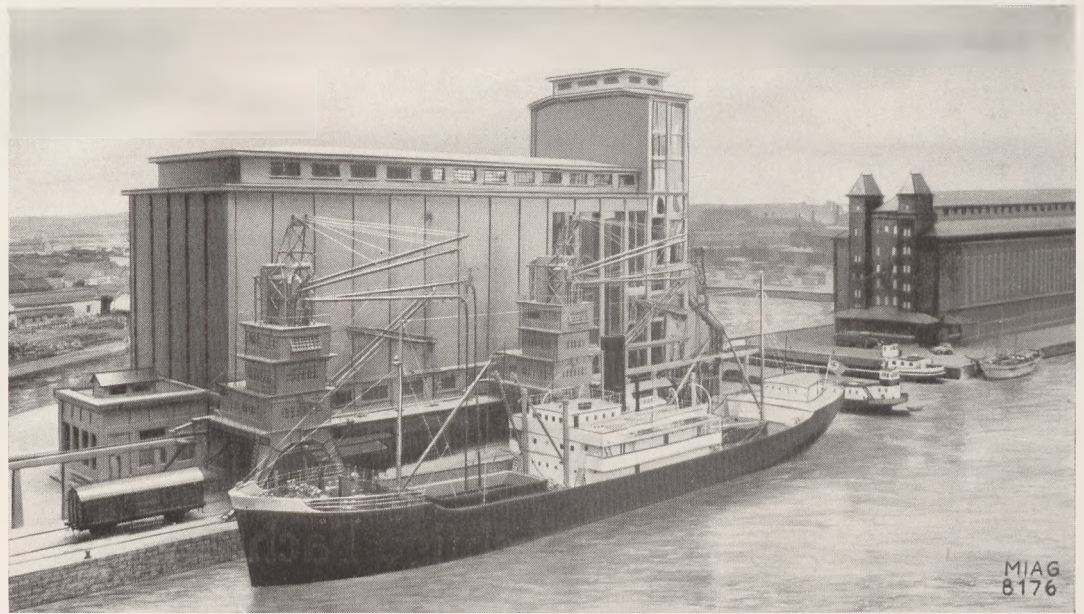


Abb. 1. Pneumatische Getreideheber vor dem neuen Getreidespeicher im Antwerpener Hafen.

mit dem Turboaggregat ist schalldämmend ausgeführt. Die ganze Eisenkonstruktion ist genietet, die äußere Ansicht geschmackvoll gestaltet. Von den maschinellen Einrichtungen ist das Turboaggregat, bestehend aus einem Asynchronmotor von 125 kW, 1485 U/min, einer Getriebeübersetzung und dem Turbogebälse (Jäger, Leipzig), das mit 5000 U/min 135 m³ Luft bei 0° C und 760 mm Hg (einem absoluten Druck von 0,6 kg/cm² entsprechend) ansaugt, die bedeutsamste. Die Lager des Getriebes und Turbogebälses werden mit Drucköl gekühlt; dasselbe Öl speist auch den Servomotor für die Saugdruckregelung. Diese bewirkt die Drosselung in der Saugleitung, falls zuviel Luft in die Saugdüsen eintritt, was das Turboaggregat überlasten würde. Drosselung bei gleichbleibender Drehzahl

- 1 Saugdüsen. 2 Saugrohre. 3 4 Windenanlage.
- 5 Rezipient. 6 Getreideschleuse. 7 Sammelbehälter vor der Waage. 8 Waage. 9 Behälter für das verwogene Getreide. 10 Schüttrohr für Leichter. 11 Förderer zum Speicher. 12 Schüttrohr zum Speicher. 13 Zyklon. 14 Staubschleuse.
- 15 Schüttrohr zum Wiederaussetzen des Staubes. 16 Schüttrohr zum Absacken des Staubes.
- 17 Gewebefilter. 18 Staubschleuse. 19 Förderschnecke. 20 Staubabfuhrrohr. 21 Schleusen- und Schneckenantriebsmotor. 22 Filtermotor.
- 23 Luftabfuhrung. 24 Turbosauger mit Motor. 25 Fahrmotor. 26 Förderbandmotor.

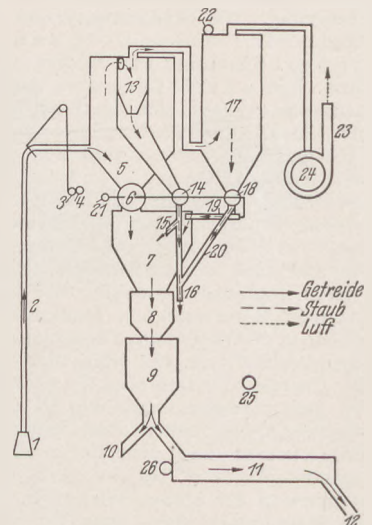


Abb. 2.
Wirkungsweise der pneumatischen Getreideförderung mittels Saugluft.

(Drehstromasynchronmotor) ist allerdings sehr unwirtschaftlich im Energieverbrauch. Man könnte diesen durch Anwendung eines leicht regelbaren Drehstromkollektormotors besser ausnutzen, indes entspricht der Energiegewinn nicht den Mehrkosten dieses Motors in Anschaffung und Unterhaltung. Hinzu kommt, daß erfahrungsgemäß die Schaufelräder des Turbosaugers mehr unter dem Verschleiß durch Getreidestaub leiden, wenn die Drehzahl stark veränderlich ist, als wenn sie gleich bleibt.

Bevor die Luft aus dem Rezipienten (5) abgesogen wird, findet eine gröbere Staubabscheidung im Zyklon (Nr. 13 in Abb. 2) und eine Feinreinigung im Gewebefilter (Nr. 17) statt, so daß der Verschleiß durch Staub in erträglichen Grenzen gehalten werden kann. Getreide und Staub verlassen getrennt die unter Saugdruck stehenden Behälter durch Drehschleusen (Nr. 6, 14, 18), welche durch Treibketten von einem 3,7 kW-

Elektromotor angetrieben werden; sie sind durch Hartmetallauskleidung gegen Verschleiß gesichert. Damit beim Eindringen von Fremdkörpern kein Bruch in den Schleusen entsteht, sind ihre Drehteile durch Reibungskupplungen mit dem Antrieb verbunden. Das Getreide gelangt in den Rezipienten durch zwei Saugrohre (Nr. 2), deren horizontale Strecke 9,5 m Ausladung besitzt, während der senkrecht herabhängende Teil noch ein weiteres Ausweichen um 13 m von der Kaikante aus zuläßt, so daß bequem zwei Leichter nebeneinander bedient werden können. Die Saugleitungen sind mit einer Luftklappe versehen, die im Notfall geöffnet werden kann, worauf sofort die Saugförderung unterbrochen wird. Die Getreideverwiegung geschieht in einer handbedienten Dezimalwaage; der Zufluß aus dem Sammelbehälter (Nr. 7 Abb. 2) wird durch einen Grob- und einen Feinschieber geregelt, die einzelnen Wägungen werden automatisch aufgezeichnet. Die waagerechte Beförderung des Getreides in den Speicher geschieht durch einen Tragförderer (Nr. 11) der Sonderbauart der Miag, der völlig staubfrei mit höchstem Füllungsgrad arbeitet. Die Fahrbewegung der Getreideheber erfordert einen Antrieb durch einen 32 kW-Motor, der die Laufräder an der land- und wasserseitigen Portalstütze antreibt.

Die Stromversorgung der Heber geschieht durch Drehstrom 380 Volt, welcher durch Schleifkontakte von der längs der Speicherwand laufenden Schleifleitung abgenommen wird. Von der Hauptschalttafel gehen 13 Stromkreise für Kraftantriebe, Heizung und Beleuchtung ab. Die Motoren sind durchweg gegen Überstrom und Ausbleiben der Spannung gesichert. Ebenfalls sind verschiedene Bewegungen so gegeneinander verriegelt, daß keine Betriebsunfälle vorkommen können; so kann z. B. der Heber nicht fahren, so lange er in den Speicher fördert, und ferner sind die Bewegungen des Getreides im Heber so gesichert, daß bei jeder Stockung im Abfluß automatisch der Zufluß stillgelegt wird, so daß keine Verstopfung eintreten kann. Registrierende Vakuum- und Wattmesser vervollständigen die Kontrolleinrichtungen.

Die Abnahmeprüfung ergab eine Leistung von 150 t/h statt der verlangten von 125 t/h. Auch der gewährleistete Stromverbrauch von 0,96 kWh/t wurde nicht überschritten. Er entspricht allerdings der Dauervollast, während der Tagesdurchschnitt höher liegt (1,5—1,7 kWh/t). Lieferer waren die Firmen Miag, Braunschweig; S. S. W., Berlin; Jäger, Leipzig.

W u n d r a m.

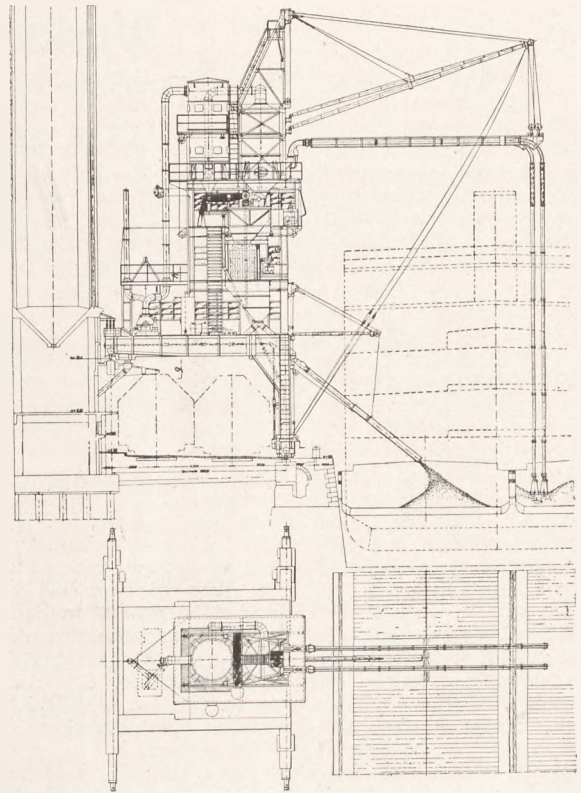


Abb. 3. Gesamtanordnung des Getreidehebers in Grundriß und Aufriß.

Zeitschriftenschau.

Allgemeine Fragen der Seegeschwindigkeit.

Een economische snelheid voor rivierschepen gebaseerd op de stroomrichting en stroomsnelheid der rivier. H. Jaeger. Schip en Werf 9. (1942), Nr. 4, S. 37—38.

Es wird ein Diagramm, in dem die Werte v/s in Abhängigkeit vom Anströmwinkel α aufgetragen sind, veröffentlicht. Aus diesem Schaubild können die ökonomischen Geschwindigkeiten bei gegebenen s - und α -Werten abgegriffen werden (s = Strömungsgeschwindigkeit, v = Schiffsgeschwindigkeit gegenüber dem umgebenden Wasser, α = Winkel zwischen Strömungsrichtung und resultierender Schiffsgeschwindigkeit).

Luftströmung.

Wirkung des natürlichen Windes auf einen größeren Kreiszyylinder. A. Pröll. Z. VDI. 86 (1942), Nr. 13/14, S. 220—222.

Im Gegensatz zu der gleichförmigen Luftströmung im Windkanal sind zur Festigkeitsberechnung von Bauwerken im Freien die Windschwankungen (Böen) sowie die Turbulenz in der freien Luft und die Änderung der Windgeschwindigkeit mit zunehmendem Bodenabstand zu berücksichtigen. Zur Aufklärung dieser Fragen sind von Pechstein Versuche im Freien mit einem Zylinder von 2,0 m Durchmesser und 8,0 m Höhe gemacht worden. Als wichtiges Ergebnis werden hohe Unterdruckspitzen genannt, die am Modellzylinder (300 mm \varnothing) bedeutend kleiner sind (— 2,5 q gegenüber — 1,7 q). Vergleiche mit älteren Versuchen von Flachsbath werden angeführt. Die Kraftmessungen ergaben Windkraftbeizahlen, die in befriedigender Übereinstimmigkeit mit den früheren Modellversuchen stehen. Beim glatten Zylinder ist ein lineares Anwachsen von $c_{w(m)}$ mit der Reynolds'schen Zahl zu erkennen, dagegen war bei dem Zylinder mit Rippen $c_{w(m)}$ so gut wie unabhängig von R .

Ladegeschirr.

Het bepalen van de spanningen in den mast bij de berekening van hat laadgerei. W. Groeneveld. Schip en Werf 9 (1942), Nr. 3, S. 21—26 u. Nr. 4, S. 31—36.

Es wird eine vereinfachte Bestimmung der Spannungen im Mast bei der Berechnung des Ladegeschirrs an Beispielen in übersichtlicher Weise wiedergegeben.

Allgemeine Maschinentechnik.

Über Rotationsverluste hinter Laufrädern von Turbomaschinen. J. Vusković. Escher Wyss Mitteilungen. Jahrg. 14, 1941, Kompressoren und Pumpen, S. 14/19.

Die Untersuchungen, bei denen der Rotationsverlust rechnerisch erfaßt wird, dienen dazu, durch zweckmäßigste Auswahl der Maßnahmen und durch günstigste Ausbildung von Leitrad und Laufrad ein Minimum der Gesamtverluste zu erreichen. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen

beziehen sich auf alle Arten von Lauf- und Leiträdern von Turbomaschinen und Propellern. Sie sind ein weiteres Beispiel gemeinsamer Forschung auf dem Gebiet der Strömungsmaschinen.

Meßgeräte für statische Dehnungsmessungen. E. Lehr. II. Drehspiegelgeräte. Archiv für Technisches Messen. Lfg. 130, April 1942, T. 36/37, V 91 122 — 6, Augsburg.

Es werden angeführt: A. Geräte mit Fernrohrablesung und Doppelschneide und zwar Spiegeldehnungsmesser von Mathar, von Bücken, von Fischer.

B. Geräte mit Fernrohrablesung und zusätzlicher Vergrößerung durch einen Zwischenhebel. Hierzu gehören die Geräte von Preuß, Geiger und der Junkers-Motorenwerke. Bei den Geräten mit Lichtzeiger und Schirmablesung wird das von Berg angeführt.

Verbrennungs-Kolbenmotoren.

De Dieselmotor en Ziyn Problemen. C. Kroon. Schip en Werf. Jahrg. 9 (1942), 16. Jan., Nr. 2, S. 11/16.

Die Arbeit stellt einen Auszug aus einer Rede dar, die an der Hochschule zu Delft gehalten wurde. Es wird die Entwicklung des Dieselmotors von seinen Anfängen bis zur Neuzeit unter besonderer Beachtung der beim Dieselbau verwendeten Materialien wiedergegeben.

Elektrotechnik allgemein.

Ist der Wasservergleich zulässig? F. Moeller. Elektrotechnische Zeitschrift 63 (1942), Nr. 11/12, S. 139—140.

Beim Vergleich von elektrischen und hydraulischen Vorgängen werden die Grenzen der Vergleichsmöglichkeiten oft überschritten. Meist wird dabei gegen das Gesetz der Hydromechanik verstoßen. Einige leicht vorkommende Fehler werden aufgezeichnet.

Notstromaggregate.

Entwicklung und Stand selbstgesteuerter Notstrom- und Notpumpenanlagen. A. Schön. Motortechnische Zeitschrift 4 (1942), Nr. 1, S. 7—20.

Es wird kurz auf den Bedarf und die Entwicklung selbstgesteuerter Dieselmotoren- und ferngesteuerter Diesel-Notpumpenanlagen eingegangen, wobei auf die Eignung der verschiedenen Dieselmotorbauarten für solche Anlagen im besonderen hingewiesen wird und die in Betracht kommenden Anlaufverfahren bzw. elektrischen Selbststueereinrichtungen eingehend erläutert werden. Verwendung finden vorwiegend raschlaufende Viertaktmotoren mit guten Zündverfahren und kurzer Anlaufzeit, wobei es besonders auf unbedingte Verlässlichkeit und geringen Platzbedarf ankommt. Auch einzelne Punkte über Planung solcher Anlagen unter besonderer Berücksichtigung bei Aufstellung innerhalb von Luftschutzbunkern und auf Schiffen und bei Verwendung verschiedener Kraftstoffe werden behandelt.

Werkstoffnachrichten.

Unter Mitwirkung des Sparstoffkommissars des Wehrkreises X, Dipl.-Ing. Huxdorff, und anderer Fachreferenten.

Literatur-Auswertungen.

Dipl.-Ing. F. Petrak, VDI, Berlin: *Werkstoffumstellung an Armaturen*. Z. VDI Bd. 86, Nr. 11/12, S. 162—66, 13 Abb.

An Beispielen aus der Armaturenindustrie werden Möglichkeiten der Werkstoffumstellung und Einsparung gezeigt. So die Verwendung von Hartporzellan mit Gußeisenmantel bei Ventilen und Schiebern für Laugen und Säuren, bei niederen Drücken aus ausgehärtetem Kunststoff. Ferner die Verwendung von nicht rostendem oder von Nitrier-Stahl an Stelle der Kupferdichtungen bei Stahlgußeisenschiebern. Für Gehäuse, Spindeln und Ventilsitze bei Heizungs- und Kleinarmaturen werden Konstruktionen mit erheblicher Messing-Einsparung gezeigt. Außerdem wird auf die Vorteile der Typenbeschränkung, der Höchstgeschwindigkeitsbegrenzung und Verwendungsverbote hingewiesen, um den Metallverbrauch herabzusetzen. Die Armaturen-Industrie hat hierin vorbildliche Umstellarbeit geleistet.

C. Berthold: *Schweißen von Leichtmetall-Gußlegierungen im Kraftfahrzeugbau*. Autog. Metallbearbeitung, Bd. 34 (1941), Nr. 15, S. 251—253, 10 Abb. In der Gießerei werden gelegentlich Schönheitsfehler oder auch Lunkenstellen in Leichtmetall-Gußteilen durch Gasschmelzschweißung ausgebessert, z. B. an Motor- oder Getriebegehäusen. Es kann auch vorkommen, daß falsch gebohrte oder gefräste Werkstücke wieder instand gesetzt werden müssen. In viel größerem Umfang kommt die Gasschweißung zur Anwendung beim Reparieren beschädigter Leichtmetall-Gußteile von Fahrzeugen, z. B. zum Ausbessern gebrochener Motor- oder Getriebegehäuse. Die Ausführung solcher Schweißarbeiten wird besprochen an Hand von Beispielen (u. a. abgebrochene Tragpratze eines Motorgehäuses, eine gebrochene Ölwanne, ein Getriebegehäuse, Ausbessern eines Kesselwagens).

Dipl.-Ing. H. Klant, VDI, Ludwigshafen a. Rh.: *Konstruktive Entwicklung von Ventilen aus Polyvinylchlorid*. Kunststoffe Bd. 32, H. 2, S. 41—45, 19 Abb. An Stelle der anfänglich aus Blöcken von Polyvinylchlorid = Vinidur oder aus mehreren übereinander gezogenen Rohren gebauten Ventile können durch Anwendung des Schweißverfahrens zusammen mit der Warmverformung Gerade- und Schrägsitzventile konstruiert werden, die gegenüber früheren Bauarten erhebliche Werkstoff-Einsparungen bringen. Allerdings bedingen auch die neueren konstruktiven Lösungen noch beträchtliche Lohnaufwendungen. Die

weitere Entwicklung und Verbilligung dürfte durch das Spritzpreßverfahren möglich werden, das neben werkstoffsparender, gefälliger Ausführung auch geringere Arbeitslohnanteile verspricht.

R. Schulz und E. Wägele: *Kunststoffe für Fernmeldekabelgarnituren*. Siemens-Z. Bd. 21 (1941), H. 5, S. 193—198.

Nachdem in der Fernmeldetechnik die Kabelmäntel aus Blei durch Kunststoffe, wie Protodur W und H, ersetzt wurden, hat man auch Verbindungs- und Aufteilungsmuffen aus diesen Stoffen und auch aus Vinidur gefertigt, wobei das Schrumpfungsvermögen des Mantelstoffes wie des Vinidurs ausgenutzt wird. Die Umstellung erstreckt sich auch auf Endverschlüsse, Schaltstellen, Spulenkästen u. a. Es werden ganze Gehäuseteile, einschließlich der Befestigungseinrichtungen für die Kontaktstellen aus Preßstoff gefertigt; sie weisen viele Vorteile, wie stabilere Isolationseigenschaften, verminderte Feuchtigkeitsniederschläge, verringertes Gewicht, Einsparung eines Schutzanstriches und einfachere Fertigung auf. Auch thermoplastische Isolierstoffe werden im Garniturenbau für Sicherungsendverschlüsse in Form durchsichtiger Kappen verwendet.

P. Beuerlein, VDI, VDEh und N. Kuckhoff, VDI, Hamburg: *Maschinenbau/Betrieb* Bd. 20, Heft 12, S. 531—3, 1 Abb., 1 Zf.

Zur Einsparung fetthaltiger, konsistenter Schmiermittel (Staufferfett) wurden Emulsionsmaschinenfette erprobt, die 43% Mineralöl, 6% Wachse und paraffinartige Stoffe, 1% Fettstoff und 50% Wasser enthalten. Sie bewährten sich nach Versuchen und Änderungen herstellungstechnischer Art bei entsprechenden Lagerbelastungen sowie in bezug auf Korrosionsschutz, Wärme- und Kältebeständigkeit und Schüttelfestigkeit. Für alle Maschinen, für welche bisher Staufferfette verwendet wurden, können die Emulsionsfette als einwandfreier Ersatz empfohlen werden, nicht aber an Stelle von Wälzlagerfett, Heißlagerfett und Fetten mit hohem Tropfpunkt. Besonders günstig wirken sie bei Preßstofflagern, da sie infolge ihres Wassergehaltes ein stärkeres Kühlvermögen als die üblichen Maschinenfette aufweisen. Auch die Quellung der Preßstofflager liegt bei Verwendung der Emulsionsfette noch in den Grenzen der gebräuchlichen Lagerspiele. Die Emulsionsfette entsprechen also den Sparanforderungen der Jetztzeit an Mineralöl und Fettstoff in besonderem Maße.

Gewerbliche Schutzrechte.

Patentanmeldungen.

Einspruchsfrist bis zum 16. Juli 1942.

35 b, 3/16. D 83 770. Erf.: Rudolf Neumann u. Dr. jur. Heinrich Glaeser, Duisburg. Anm.: Demag AG., Duisburg. Kippsicherung für einen Schwimmkran; Zus. z. Pat. 708 813. 15. 11. 40.

Einspruchsfrist bis zum 23. Juli 1942.

14 c, 12/02. W 107 013. Erf.: Dipl.-Ing. Raimund Boek, Hamburg. Anm.: Wagner-Hochdruck-Dampfmaschinen Komm.-Ges., Hamburg. Leitvorrichtung für Dampf- oder Gasturbinen. 15. 3. 40. Protektorat Böhmen und Mähren.

14 c, 20/02. D 82 273. Erf.: Otto Rathje, Bremen. Anm.: Deutsche Schiff- und Maschinenbau AG., Bremen. Stopfbüchsendampfleitung für aus mehreren Einzelturbinen bestehende Dampfturbinenanlage. 7. 3. 40. Protektorat Böhmen und Mähren.

35 b, 3/03. C 53 563. Erf., zugl. Anm.: Anselm Cyran, Düsseldorf-Kaiserswerth. Seilführung in der Drehachse eines Wippturbinen. 11. 1. 38.

35 b, 3/07. U 14 720. Erf.: Otto Bruckmann, Hamburg-Wandsbek. Anm.: Rudolf Kröhnke, Hamburg-Harburg. Fahrwerksantrieb für ein dreirädriges lenkbares Kranfahrzeug mit Kraftantrieb. 27. 4. 39.

35 b, 5/01. A 83 644. Erf.: Dipl.-Ing. Paul Zimmermann, Eberswalde. Anm.: Ardelwerke, Eberswalde. Hubwerk zum Aufnehmen von Wasserflugzeugen aus bewegtem Wasser. 14. 7. 37. Österreich.

35 c, 1/04. D 82 766. Erf.: Paul Wilsing, Duisburg. Anm.: Demag AG., Duisburg. Winde mit drei Geschwindigkeiten, die durch freifallos schaltbare Kupplungsgetriebe erreicht werden. 12. 6. 40. Protektorat Böhmen und Mähren.

81 e, 136. M 139 770. Erf., zugl. Anm.: Johannes Möller, Hamburg-Altona. Vorrichtung zum Auflockern und Fördern von Schüttgut in Bunkern. 9. 11. 37.

81 e, 62. M 149 659. Erf., zugl. Anm.: Johannes Möller, Hamburg-Altona. Zuführungsvorrichtung für Förderschnecken mit sich gegenläufig drehenden Zuführungsorganen, deren Außenmänge sich überschneiden. 13. 1. 41.

81 e, 62. P 80 509. Erf.: Dipl.-Ing. Bernd Helming, Dessau. Anm.: G. Polysius AG., Dessau. Pneumatische Fördervorrichtung zum Fördern von pulverförmigem Gut in senkrecht oder annähernd senkrecht stehenden Förderrohren mittels Kreiselpumpen. 16. 3. 40. Protektorat Böhmen und Mähren.

84 c, 4. Sch 121 050. Erf., zugl. Anm.: Otto Schulze, Belzig. Pfahlhaltebock für eine auf einem schwimmenden Fahrzeug aufgebaute Ramme. 20. 9. 40.

Einspruchsfrist bis zum 30. Juli 1942.

35 d, 9/01. N 44 151. Erf., zugl. Anm.: Wilhelm Neidecker, Hamburg. Vorrichtung zum Aufstellen von Masten. 31. 8. 40.

47 h, 18. F 82 691. Erf., zugl. Anm.: Dr.-Ing. Hermann Föttinger, Berlin-Wilmersdorf. Turbomaststeuergetriebe. 16. 3. 37. Österreich. 65 f², 9. B 188 796. Erf., zugl. Anm.: Dr. Gustav Bauer, Hamburg, u. Dipl.-Ing. Walter Brose, Bremen. Vulcan-Getriebe. 5. 10. 39. Protektorat Böhmen und Mähren.

81 e, 105. D 76 822. Erf.: Willy Matten, Mülheim, Ruhr-Saarn. Anm.: Demag AG., Duisburg. Schiffentladebrücke. 11. 12. 37. Österreich.

Patente.

14c, 23/01. 720 225. Gebrüder Sulzer AG., Winterthur, Schweiz. Luft- oder Gasturbinenanlagen. 17. 10. 39. S 138 911. Protektorat Böhmen und Mähren.

35 c, 3/03. 720 867. Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.G., Nürnberg. Bremse für Krantriebwerke. 18. 7. 39. M 145 584. Protektorat Böhmen und Mähren.

46a², 110. 720 658. Erf., zugl. Inh.: Dipl.-Ing. Walter Herrmann, Kiel. Druckluftbrennkraftmaschine. 9. 2. 39. H 158 591.

47c, 14. 720 661. Erf.: Dipl.-Ing. Johann Nikolaus Kiep, Hamburg-Hochkamp, und Artur Neß, Hamburg. Inh.: Deutsche Schiff- und Maschinenbau AG., Bremen. Turbo-Flüssigkeitskupplung. 29. 7. 38. D 78 593.

65a¹, 10/01. 720 400. Erf.: Dipl.-Ing. Dr. phil. Hermann Hort, Berlin-Charlottenburg. Inh.: Siemens Apparate und Maschinen G. m. b. H., Berlin. Einrichtung zur Nachbildung von Schlingerbewegungen. 6. 6. 40. S 141 309. Protektorat Böhmen und Mähren.

65 a¹, 10. 721 159. Erf., zugl. Inh.: Dipl.-Ing. Erich Grundt, Berlin. Vorbau mit Wellenschluckertaschen für Schiffe; Zus. z. Pat. 688 544. 4. 12. 40. G 102 645.

65a², 42. 720 294. Erf.: Walter Schudeisky, Bremen. Inh.: Deutsche Schiff- und Maschinenbau AG., Bremen. Absperrklappe für Flüssigkeitsleitungen, insbes. Flutleitungen auf Kriegsschiffen. 30. 12. 39. D 81 799. Protekt. Böhmen u. Mähren. 65 a², 5. 721 041. Erf.: Richard Möbitz, Preetz-Schellhorn. Inh.: Fried. Krupp Germaniaerwerft AG., Kiel-Gaarden. Anordnung von Stromlinien-Balancerudern bei Schiffen. 11. 10. 40. K 158931.

65 b, 27. 721 160. Erf.: Dipl.-Kaufmann Ludwig Paschen, Hildesheim. Inh.: Wetzell Gummiwerke AG., Hildesheim. Wasserrettungsgerät. 31. 8. 40. W 107 710.
65 a², 49. 721 511. Erf., zugl. Inh.: Dipl.-Ing. Emil Caspary, Hemelingen. Kojen, insbes. für Kriegsschiffe. 25. 11. 39. C 55 501. Protektorat Böhmen und Mähren.
65 a², 65. 721 512. Erf.: Dr. Hermann Hort, Berlin-Charlottenburg, u. Heinrich Großhans, Blankenfelde über Mahlow, Bez. Potsdam. Inh.: Siemens Apparate und Maschinen G. m. b. H., Berlin. Neigungsmesser für Schiffe. 26. 2. 38. S 130 988. Österreich.
65 a², 13. 720 923. Erf.: Fritz Schleufe, Wesermünde-Geestemünde. Inh.: Deutsche Schiff- und Maschinenbau AG., Wesermünde-Geestemünde. Schwerkraft-Klappdavit. 22. 9. 40. D 83 378.
65 a², 59. 720 805. Askania-Werke AG., Berlin-Friedenau. Verfahren zur Stabilisierung von Schiffen. 13. 6. 36. St 54 930.
81e, 136. 720 430. A/S Fredriksstad mek. Verksted, Fredrikstad, Norwegen; Vorrichtung zum Abteilen bestimmter Mengen von Massengut von Zufuhrschächten. 9. 3. 35. A 75 529.
81e, 134. 720 429. Erf., zugl. Inh.: Anton Waschinger, München-Großhadern. Drehbarer Schnellverschluß für Hochbunker. 17. 12. 40. W 108 244.
81e, 136. 720 203. Erf.: Rudolf Pesch, Bad Oeynhausen. Inh.: Eisenwerk Weserhütte AG., Bad Oeynhausen. Staubbefreie Siloentleerungsvorrichtung. 12. 11. 37. E 50 395.
84 d, 2. 720 925. Erf.: Albert Kuhnel, Hamburg-Altona. Inh.: Menck & Hambrock G. m. b. H., Hamburg-Altona. Lagerung des schwenkbaren Oberbauteiles auf dem fahrbaren Unterteil eines Baggers, Kranes o. dgl. 7. 2. 39. M 144 153. Protektorat Böhmen und Mähren.
84 b, 3. 721 215. Erf.: Karl Schlagenhauß, Dortmund. Inh.: Dortmunder Union Brückenbau-AG., Dortmund. Trieb-Stützwagen zur Fortbewegung von Schwerlasten, insbes. von Schiffsträgern, auf geneigten Bahnen. 14. 4. 40. D 82 490. Protektorat Böhmen und Mähren.
84 c, 2. 721 062. Erf., zugl. Inh.: Dipl.-Ing. Feodor Hörnlimann, Berlin-Wilmersdorf. Verfahren und Vorrichtungen zur Überwindung der Widerstände beim Herausziehen von Bauteilen, insbes. von Vortreibrohren, Pfählen u. dgl. 6. 6. 39. H 159 777.
84 c, 3. 721 428. Dr.-Ing. Kurt Lenk, Frankfurt, Main. Schneidenausbildung von massiven Senkkästen; Zus. z. Pat. 604 252. 12. 9. 35. L 88 801.

Gebrauchsmuster.

42 c. 1 516 531. Emil Busch A. G. Optische Industrie, Rathenow. Kompaß mit Wirbelstromdämpfung der Nadel. 30. 7. 36. B 38 006.
65 b. 1 517 130. Friedrich Giesen, Duisburg. Rettungsgürtel mit Einrichtung zur Verhütung der Seekrankheit. 5. 6. 41. G 27 287.
84 c. 1 517 236. Dortmund-Hoerder Hüttenverein Akt.-Ges., Dortmund. Schloßeisen für eiserne Spundwände. 12. 3. 41. D 25 681.
84 d. 1 515 960. Menck & Hambrock G. m. b. H., Hamburg-Altona. Löffelhochbagger. 24. 1. 42. M 44 734.

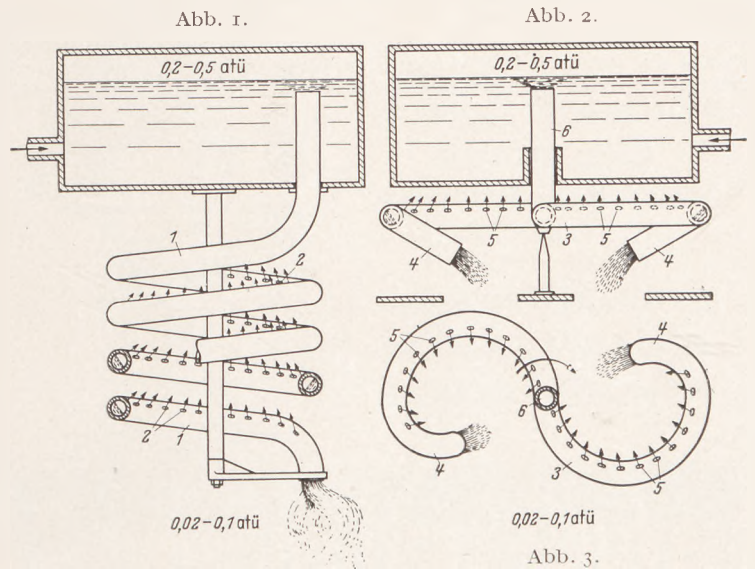
Auszug.

Patentschrift Nr. 713 354, Klasse 13 b Gruppe 1501. Deutsche Schiff- und Maschinenbau Akt.-Ges. in Bremen. Erf. Otto Beek in Bremen. Vorrichtung zum Entgasen und Entdampfen von

Flüssigkeiten, insbesondere von Kesselspeisewasser. Patentiert im Deutschen Reich vom 24. Januar 1939 an.

Die Zeichnungen zeigen in Abb. 1 und 2 zwei Ausführungsbeispiele des Erfindungsgegenstandes. Abb. 3 ist der Grundriß von Abb. 2.

Der Luft-, Gas- oder Dampfabscheider besteht gemäß Abb. 1 aus einer oder mehreren feststehend senkrecht angeordneten, kreisförmigen Rohrwindungen (1), denen die Flüssigkeit oben zufließt. Beim Durchfließen der Rohrwindungen nach unten nimmt die Flüssigkeit eine kreisende Bewegung an, wobei sie gleichzeitig durch Aufteilung in mehrere kleinere Einzelströme eine Oberflächenvergrößerung erfährt. Die kreisende Bewegung ruft eine Schleuderwirkung hervor, durch die die Flüssigkeit innerhalb der Schraubenrohre nach außen gedrängt wird, wie in Abb. 1 angedeutet ist, während



Luft, Gas oder Dampf nach innen treten und aus an den inneren Umfangsflächen der Rohrspiralen vorgesehenen Öffnungen (2) entweichen können. Die Flüssigkeit fließt aus dem unteren Ende des Schraubenrohres frei ab.

Statt der Schraubenrohre können z. B. gemäß Abb. 2 auch waagerechte Kreisrohre (3) mit entgegengesetzt und nach unten abgeboogenen Enden (4) verwendet werden. Diese Rohre sind gleichfalls an den nach innen gekehrten Flächen mit Öffnungen (5) für den Gas- oder Dampfaustritt versehen. Den Kreisrohren läuft die Flüssigkeit von oben durch je ein Rohr (6) zu.

Patentansprüche:

Vorrichtung zum Entgasen und Entdampfen von Flüssigkeiten, insbesondere Speisewasser, für Schiffszwecke, bei der die Flüssigkeit in kreisender Bewegung abfließt, dadurch gekennzeichnet, daß die Flüssigkeit aus einem Behälter höheren Druckes in einen anderen niederen Druckes durch ein oder mehrere am unteren Ende offene kreisförmig gewundene Rohre (1, 3) abfließt, die einen gleichmäßigen Querschnitt aufweisen und an ihren der senkrechten Mittelachse zugewendeten Flächen mit Gas- und Dampfaustrittsöffnungen (2, 5) versehen sind.

Persönliche und Fach-Nachrichten.

Einiges über Ruderreparaturen.

Im Sommer 1939 dockte die „Josiah-Macy“ der Panama Transport Co., ein Tanker von 9750 t Tragfähigkeit, in einem Hamburger Dock.

Bei der Lloyds-Besichtigung stellte sich heraus, daß der Ruderpfosten an verschiedenen Stellen derartig angefressen, daß eine Erneuerung erforderlich war. Die Beschaffung eines neuen Ruderpfostens von 8 m Länge und 250 mm Durchmesser stieß auf Schwierigkeiten. Der Reeder wandte sich daraufhin an die Deutsche Werft mit der Frage, ob nicht durch Einbau eines Simplex-Stauruders die Möglichkeit bestünde, die Erneuerung des Ruderpfostens zu umgehen.

Die Aufgabe wurde gelöst wie folgt:

Das vorhandene Plattenruder mit Ruderarmen und Ruderpfosten wurde in dem vorhandenen Zustand belassen. Ein Vertikalsteg von 16 mm Dicke wurde mit dem Ruderpfosten und dessen Horizontalflansch verschweißt. Ferner wurde in einer Entfernung von 900 mm ein weiterer Vertikalsteg von 14 mm Dicke angebracht. Die Horizontalstege und die äußere Beplattung wurden unter sich und mit den Vertikalstegen verschweißt.

Durch diese Konstruktion wurde der Ruderpfosten entlastet, das Ruder selbst außergewöhnlich verstärkt.

Der hintere Teil des Ruders wurde wasserdicht hergestellt, der vordere Teil, d. h. derjenige Teil vor dem Vertikalsteg auf dem Ruderpfosten, ist überflutet. Dieser Teil erhält losnehmbare Kappen, welche es ermöglichen, die Fingerlinge zu beobachten. Die Kappen sind durch Heftschiweißung mit der Ruderbeplattung verbunden.

Vor den stumpfen Ruderstegen wurde ein Nasenblech geschweißt, um den Widerstand zu verringern.

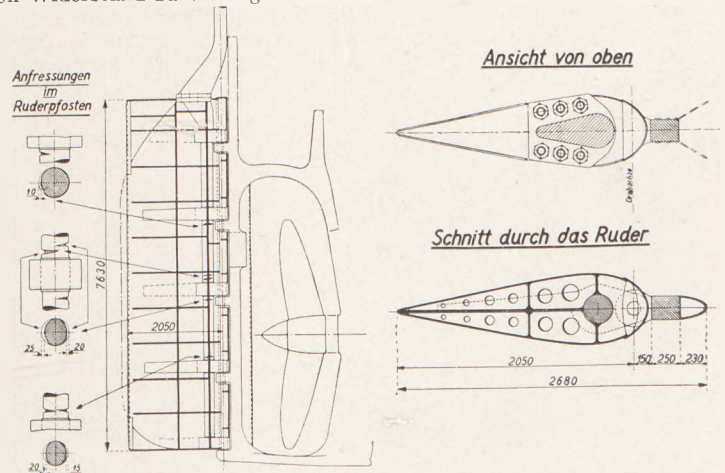


Abb. 1. Umbau eines Plattenruders in ein „Simplex“-Stauruder bei gleichzeitiger Entlastung des beschädigten Ruderpfostens.

Die Konstruktion wurde von Lloyds genehmigt. Die Arbeiten wurden von der Deutschen Werft in acht Tagen erledigt.

Wie aus der Abb. 1 ersichtlich, erhielt das Ruder Stromlinienform. Die Steuerfähigkeit des Schiffes wurde verbessert und ein Geschwindigkeitszuwachs erzielt.

Ein ähnlicher Fall zeigte sich bei dem Ruder des Dampfers „Insterburg“ der Poseidon-Reederei. Bei dem Ruder dieses Schiffes war der Ruderpfeiler gebrochen, die Wiederherstellung dieses Pfeilers war deshalb schwierig, weil der Ruderrahmen, bestehend aus Ruderpfeilern und Ruderarmen, aus einem Stück gegossen war. Bei diesem Ruder wurde mit der Konstruktion in ähnlicher Weise verfahren. Die Konstruktion wurde vom Germanischen Lloyd genehmigt.

Bei einem in Fahrt befindlichen Tankschiff, welches mit einem gewöhnlichen Plattenruder ausgerüstet war, stellte sich heraus, daß die Rudermaschine zu klein bemessen war. Die Reederei wandte sich an die Deutsche Werft mit der Bitte zu prüfen, ob durch Verwendung des Simplex-Balance-Ruders eine derartige Kraftersparnis an der Rudermaschine erzielt würde, daß die vorhandene Rudermaschine ausreichte. Dies konnte bejaht werden.

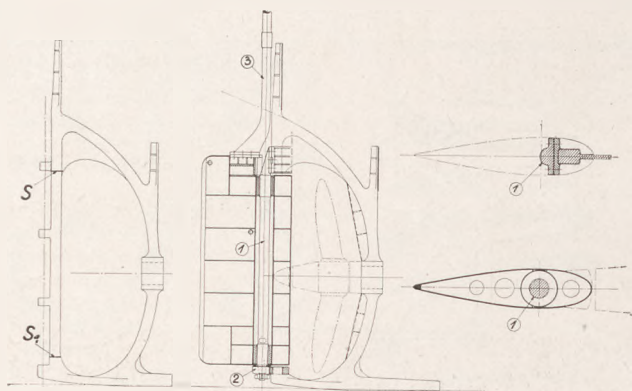


Abb. 2. Ersatz eines Plattenruders durch ein Simplex-Balance-Ruder.

Nach Ausführung des Umbaus war die Steuerfähigkeit verbessert; ein Propulsionsgewinn von 8% wurde dabei erzielt. Zwecks Anbringung des Simplex-Balance-Ruders wurde der Ruderstevn durch einen zylindrischen Ruderstevn, Abb. 2 (1), ersetzt. Oben am Schraubenstevn wurde der neue zylindrische Ruderstevn durch einen Vertikalflansch verbunden. Unten an der Stevnssole wurde der Flansch (2) aufgeschweißt, welcher ebenfalls zur Verbindung des neuen Ruderstevns dient. Die frühere rahmenartige Verbindung wurde dadurch wieder hergestellt. Der Ruderschaft (3) blieb unverändert. Die Schiffe „Elbing“ und „Gumbinnen“ der Poseidon-Reederei, welche ursprünglich mit einem Plattenruder versehen waren, erhielten danach ebenfalls Simplex-Balance-Ruder, ebenso die Schiffe „Feltre“, „Fella“, „Cellina“ und „Rialto“ der Navigazione Liberia Triest.

Viele Reeder begnügen sich damit, das vorhandene Plattenruder ihrer Schiffe durch ein Simplex-Stau-Ruder zu ersetzen. Mit geringen Kosten werden gute Resultate in bezug auf Steuerfähigkeit und Propulsionsgewinn erzielt. 170 in Fahrt befindliche Schiffe wurden in den letzten Jahren mit dem Simplex-Stau-Ruder ausgerüstet, während im übrigen bisher Schiffe mit zusammen über 3 Millionen Brutto-Register-Tonnen mit dem Simplex-Balance-Ruder versehen worden sind. Jan de Jong, Hamburg.

Die Entwicklung der schwedischen Handelsflotte.

(Mitteilung des Schwedisch-Internationalen Pressebüros, Stockholm.)

Auf Ansuchen der Regierung hat das schwedische Kommerzkollegium einen statistischen Bericht über die wirtschaftliche Entwicklung der schwedischen Handelsflotte ausgearbeitet.

Gemäß dieser Untersuchung erreichte die Brutto-Tonnage der schwedischen Handelsflotte ihren Höhepunkt mit 1 790 000 Brutto-t im Jahre 1931. Nach einer gewissen Abnahme in den folgenden Jahren stieg die Gesamttonnage 1938 wieder auf 1 600 000 t. Der Prozentsatz der Motor-

schiffe ist seit 1929 ständig gewachsen und betrug 1938 40,5% der gesamten Tonnage. Ungefähr 27% des Tonnagegehalts umfassen Schiffe im Alter von weniger als 10 Jahren.

Der Bericht führt im Hinblick auf die Anwendung der schwedischen Handelstonnage aus, daß ungefähr 98% des schwedischen Exports und Imports mit Schiffen transportiert werden und ungefähr 50% davon mit schwedischen Schiffen. Die Schwankungen der Bruttofrachten der schwedischen Handelsflotte geben eine gute Vorstellung über die Schiffahrts-Konjunktur in den im Bericht behandelten Jahren. Die Bruttofrachtein-künfte der schwedischen Handelsflotte, die während des Hochkonjunktur-jahres 1929 324 Mill. Kr. betragen, waren während des Krisenjahres 1932 auf 250 Mill. Kr. gefallen, stiegen dann 1937 wieder auf 358 Mill. Kr., um vom Jahre 1938 auf 336 Mill. Kr. herabzusinken.

Das gesamte in schwedischen Schiffsbetrieben investierte Kapital wurde 1937 auf 450 Mill. Kr. geschätzt gegenüber 475 Mill. Kr. nach einer Schätzung vom Jahre 1933. Der in der Linien-Schiffahrt investierte Betrag beläuft sich auf 261 Mill. Kr. oder 58% des Gesamtkapitals. Der Buchwert der Schiffe betrug 1937 270 Mill. Kr., wobei die bestellten und im Bau befindlichen Schiffe nicht mit eingerechnet sind. Die Rentabilität war nach dem Bericht während der hier besprochenen Jahre sehr verschieden. So ergab sich ein Verlust während des Krisenjahres 1933, ein mäßiger Gewinn in einem Normaljahr wie 1936 und ein beträchtlicher Gewinn im Hochkonjunkturjahr 1937. Bei Berücksichtigung von Abschreibungen mit 11 bis 12% des Buchwertes der Schiffe sind die Schwankungen der Rentabilität der Linienschiffahrt geringer als bei der Tramp-Schiffahrt. Dies ist durch den Umstand zu erklären, daß die Frachtmengen bei den Linienschiffahrt weniger variieren, und daß sie viel beständigere Raten einhalten können.

Die finanzielle Lage der schwedischen Schiffahrts-Gesellschaften wird als im ganzen gut angesehen insofern, als die Schulden weniger als die Hälfte des Kapitals betragen. Die Trampreedereien, deren Aktiva hauptsächlich in ihren Schiffen bestehen, basieren ihr Geschäft größtenteils auf eigenem Kapital, wogegen die im Linienerverkehr tätigen Gesellschaften, deren Aktiva weniger einheitlich zusammengesetzt sind, ihr Geschäft in nicht geringem Umfang mit Hilfe von Leihkapital finanzieren.

Eine neue Serie schwedischer Zerstörer.

(Mitteilung des Schwedisch-Internationalen Pressebüros, Stockholm.)

Mitte April wurden für die schwedische Marine von den Götaverken und Eriksberg Schiffswerften in Göteborg zwei Zerstörer eines neuen kleinen Typs von 600—700 Tonnen vom Stapel gelassen. Die Schiffe, die die ersten einer im Bau befindlichen Serie von vier „Küstenzerstörern“ darstellen, sind mit drei 10,5 cm-Geschützen, kräftiger Luftabwehrartillerie, drei 53 cm-Torpedorohren sowie mit Einrichtungen für den Abwurf von Tiefbomben, für Minenauslegung und Verneblung ausgestattet. Sie werden von zwei schwedischen De Laval-Dampfturbinen betrieben, die ihnen eine Geschwindigkeit von etwa 30 Knoten verleihen. Die Zerstörer sind wesentlich kleiner als der Typ von etwa 1100 Tonnen und mit einer Geschwindigkeit von über 40 Knoten, den die schwedische Marine in den letzten Jahren gebaut hat, und von dem fortlaufend neue Einheiten gebaut werden. Im Rahmen des Fünfjahresplans für den Ausbau der schwedischen Landesverteidigung, der kürzlich dem Reichstag vorgelegt wurde, wird ein dritter Zerstörertyp von 1700—1800 Tonnen in den nächsten Jahren gebaut werden.

Unterwassersprengung an der schwedischen Küste.

(Mitteilung des Schwedisch-Internationalen Pressebüros, Stockholm.)

Eine Sprengung ungewöhnlichen Umfangs wurde kürzlich an der schwedischen Westküste vorgenommen, um den Fahrkanal nach dem Hafen von Uddevalla zu vertiefen. Die Sprengladung von insgesamt 9 450 kg Dynamit wurde in 1 365 Bohrlöcher mit einer Gesamtlänge von etwa 7000 m gelegt und durch elektrische Zündung zu gleichzeitiger Explosion gebracht. Es wird berechnet, daß etwa 7500 cbm Felsen unter Wasser durch diese Sprengung weggesprengt wurden, die, wie behauptet wird, die größte jemals in Europa für nicht Kriegszwecke vorgenommene Unterwasser-Sprengung darstellt.

Zwei weitere große Sprengungen an dieser Stelle werden den Fahrkanal endgültig freilegen.

Fluß-Schiffswerft sucht jungen **Maschinenbau- oder Schiffsmaschinenbau-Techniker** für Büro und Betrieb. Angebote m. handschriftlichem Lebenslauf u. Zeugnisabschr. Schlesi-sche Dampfer-Compagnie — Berliner Lloyd Aktien-Gesellschaft, Hamburg 27, Billwärder Neuedeich 116. (972)

Für dringliche Taucherarbeiten in rd. 45 m Tiefe an einer Talsperre wird ein **Taucher mit Ausrüstung** dringlich gesucht. Angebote unter WRH 971 an den Springer-Verlag, Berlin W 9.

RIBE



Die Gewinde-selbst-schneidende
Treibschraube
Böllhoff
KOMMANDIT-GESELLSCHAFT
BIELEFELD



Wir bauen für
HAFEN und LAGERPLATZE
KRANE UND
VERLADE-ANLAGEN
zum Umschlag von Stück-
und Massegütern
WAGGONKIPPER
RANGIERANLAGEN
SCHIEBEBÜHNEN

SEIT 1858 **Lampen** FABRIK

Azetylen-Lampen
aller Art
Werkstatt- und Montagelampen,
Sturmlaternen / Schaffnerlaternen
Sturmflackeln, große Azetylen-
Scheinwerferlampen / Gruben-
lampen usw.





WILH. Seippel G. m. b. H.
BOCHUM

Simmering-Graz-Pauker

AKTIENGESELLSCHAFT FÜR MASCHINEN-, KESSEL-
UND WAGGONBAU

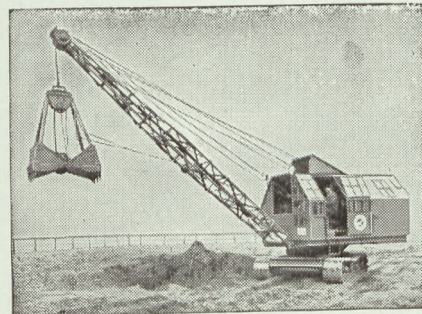
HAUPTVERWALTUNG · WIEN XI.

WAGNER
DORTMUND



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

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



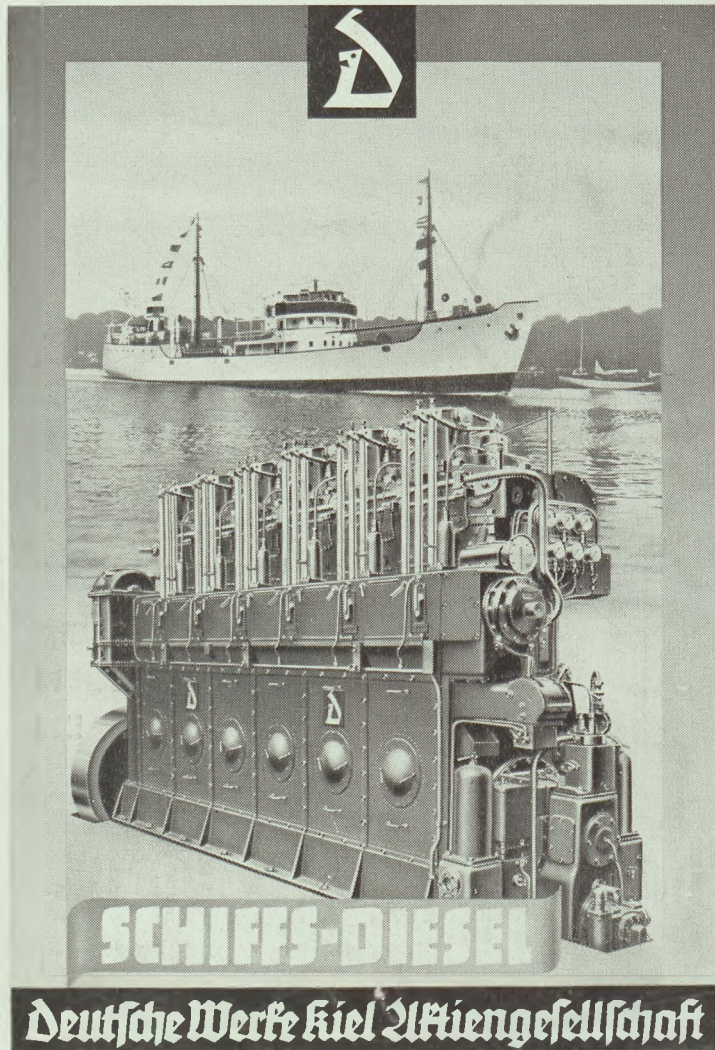
Löffel- und Greifbagger
mit
Dieselmotor-
Antrieb



Krane

Nilsson & Korte, Maschinenfabrik

Hamburg 26, Louisenweg 23, Fernruf: 26 20 53



SCHIFFES-DIESEL

Deutsche Werke Kiel Aktiengesellschaft



Akkumulator-Batterien

für alle Anwendungsgebiete
in der See- und Binnenschifffahrt

AFA
VARTA
DEAC

ACCUMULATOREN-
FABRIK

AKTIENGESELLSCHAFT • BERLIN • HAGEN I. W.

WUMAG

Waggon- und Maschinenbau
A. G. - Görlitz

hat die Ausführungsrechte auf alle von uns
herausgebrachten

**Schiffskolbendampfmaschinen
mit Ventilsteuerung**

übernommen und zwar:

Lentz-Einheitsschiffsmaschine
(600-4500 PS)

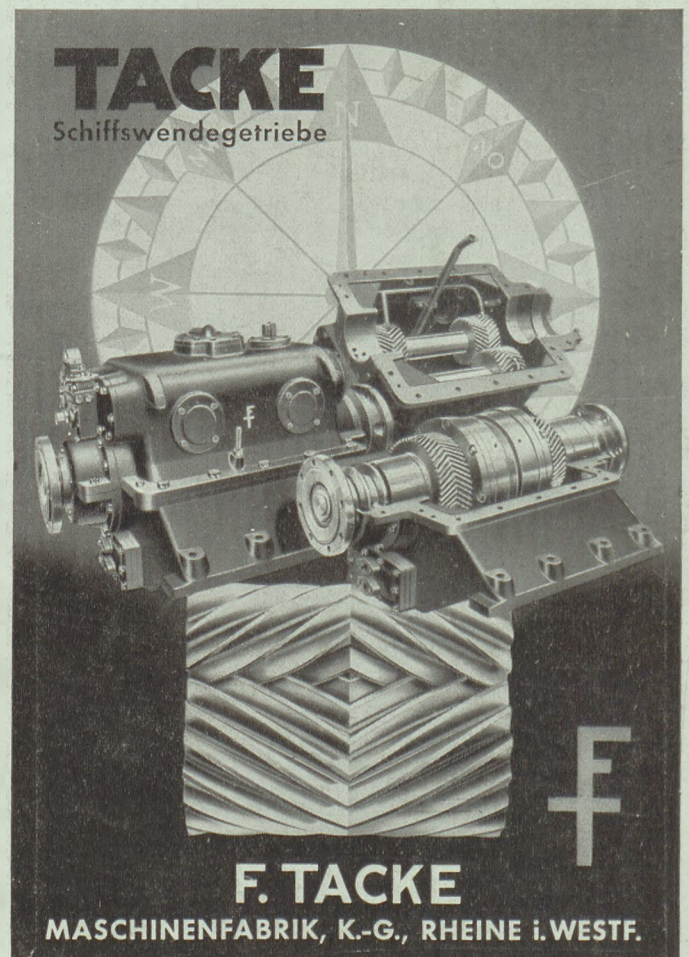
Salge-Dreifach-Expansionsmaschine
(150-2500 PS)

Salge-Hochdruck-Schiffsdampfmaschine
(47 atü, 375° C und 1000-5000 PS)



Willy Salge & Co.

Technische Gesellschaft
Berlin W 62



TACKE
Schiffswendegetriebe

F. TACKE
MASCHINENFABRIK, K.-G., RHEINE I. WESTF.