

Zur Frage der Verwertung des Ölmotors in der Binnenschifffahrt.

Erfahrungen mit dem Junkersmotor und Ausblicke für seine Zukunft
als Rad- und Schraubenantrieb, von Oberingenieur W. Scheller,
Leiter der Versuchsanstalt Professor Junkers.

Vortrag

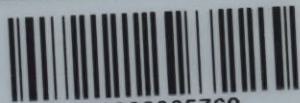
gehalten im „Centralverein für Fluß- und Kanalschifffahrt in
Oesterreich, Wien“,
im „Polytechnischen Verein in Bayern, München“,
im „Westfälischen Bezirksverein Deutscher Ingenieure
zu Dortmund“.

Sonderabdruck aus der Zeitschrift „Technische Mitteilungen und Nachrichten“, Nr. 11,
12, 13 und 14 des Jahrgangs 1917. — Druck von C. L. Krüger, G. m. b. H., Dortmund.

G 62
83

503

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000305768

Zur Frage der Verwertung des Ölmotors in der Binnenschifffahrt.

Erfahrungen mit dem Junkersmotor und Ausblicke für seine Zukunft
als Rad- und Schraubenantrieb, von Oberingenieur W. Scheller,
Leiter der Versuchsanstalt Professor Junkers.

Vortrag

gehalten im „Centralverein für Fluß- und Kanalschifffahrt in
Oesterreich, Wien“,
im „Polytechnischen Verein in Bayern, München“,
im „Westfälischen Bezirksverein Deutscher Ingenieure
zu Dortmund“.



Handwritten: 49622/83
ZnL 80096/2

III 33692



Akc. nr.

5048/50



Die am meisten verwendete Beförderungsmethode für den Hauptverkehr der Güterbeförderung auf den Binnenwasserstraßen ist die, eine Anzahl von Lastkähnen durch einen Schlepper, d. h. ein Schiff, welches selbst keine Ladung an Bord hat, sondern lediglich eine starke Antriebsmaschine mit Betriebsvorrat trägt, fortzubewegen, zu „schleppen“.

Als Treibkraft für den Schlepperbetrieb herrscht zurzeit die Dampfmaschine vor, jedoch dürfte es nicht mehr zweifelhaft sein, daß auch hier in Zukunft der Schwerölmotor starke Verbreitung finden wird. Grund dafür sind einmal mancherlei Vorzüge, die der Ölmotor vor der Dampfmaschine aufweist, das andere Mal der Umstand, daß auch in Europa viele Flußgebiete nahe bei Erdölquellen liegen, während die Kohle von weither herangeschafft werden muß und dementsprechend hoch im Preise steht.

Als Vorzüge des Ölmotors vor der Dampfmaschine für die Binnenschifffahrt kommen z. B. in Betracht:

1. Sein geringeres Gewicht gegenüber der Dampfanlage und der dadurch erreichbare geringere Tiefgang und Verdrängung des Fahrzeuges bei gleicher Leistung, bezw. die Möglichkeit, bei gleichem Tiefgang und gleicher Verdrängung erhebliche Mehrleistung im Schlepper unterzubringen.

2. Die vereinfachte Bedienung durch Fortfall des Dampfessels mit seinen Nebenapparaten. Besonders bei größeren Anlagen tritt erhebliche Verringerung des Bedienungspersonals ein.

3. Seine augenblickliche Betriebsbereitschaft. Jeder Brennstoffverbrauch während der Liegezeiten fällt weg. Die Maschine kann jeden Augenblick, d. h. ohne zeitraubendes Kosten verursachendes Dampfaufmachen und Vorwärmen in Betrieb gesetzt werden.

4. Der geringe Brennstoffverbrauch. Da für das Stundenpferd nur etwa $\frac{1}{2}$ Kilo Öl erforderlich ist, kann der Motorschlepper mit gleichem Brennstoffvorrat längere Strecken, etwa bis zum dreifachen und mehr gegenüber dem Dampfschlepper durchfahren, ohne an eine Brennstoffeinnahmestelle gebunden zu sein.

Das Übernehmen von Öl an Stelle der Kohle ist sehr einfach und reinlich und erfordert sehr wenig Zeit.

Auch ist der flüssige Brennstoff mit besserer Raumausnutzung im Schiff unterzubringen als die Kohle.

5. Seine starke Überlastungsfähigkeit gegenüber der Verbunddampfmaschine bei Anwendung geeigneter Verfahren.

6. Praktisch rauchfreier Betrieb. Fortfall der starken Belästigung der Uferstädte durch qualmende Kohlenfeuerungen. Keine Beeinträchtigung des Landschaftsbildes.

Bevor es in Frage kommen konnte, Ölmotoren für den Betrieb mit schweren Ölen in die Schifffahrt einzuführen, hatte der Motor erst seine Fähigkeiten für den Schiffsantrieb zu erweisen. Der im folgenden als hauptsächlichstes System für den Schwerölmotor zu behandelnde Dieselmotor arbeitet bekanntlich so, daß die in den Arbeitszylinder aufgenommene Luftmenge auf etwa 35 atm komprimiert wird, wobei eine Temperatur der Luft von etwa 500° entsteht. Nach erfolgter Kompression wird in die heiße Luft

der Brennstoff fein zerstäubt eingeblasen, entzündet sich an derselben selbsttätig und treibt Arbeit verrichtend den Kolben nach auswärts.

Hauptsächlich sind es folgende Forderungen, die an einen brauchbaren Schiffsölmotor zu stellen sind:

1. Der Aufbau der Maschine soll einfach sein.

2. Die Maschine soll in der Lage sein, billige, d. h. allerdings zugleich schwer zu behandelnde Öle betriebsicher zu verbrennen; die Verbrennung muß dabei eine vollkommene sein, damit die Brennstoffkosten gering ausfallen, dann aber auch, um zu verhüten, daß die Maschinen verschmutzen und die sich hieraus ergebenden Störungen vermieden werden.

3. Die spezifische Leistung der Maschine muß hoch sein, um die Maschine leicht halten zu können und dadurch an Schiffstiefgang und Verdrängung zu sparen.

4. Die Maschine muß leicht angehen, d. h. unter Aufwand von wenig Preßluft für die Inangansetzung in selbstständigen Zündbetrieb kommen. Hierdurch werden die Anlagekosten für die Erzeugung und Aufspeicherung der Anlaßpreßluft gering, an Gewicht dafür wird gespart und es ist gegebenenfalls auch noch möglich, bei unvorhergesehenem Verlust von Preßluft die Maschine mit geringem Vorrat noch in Gang zu setzen.

5. Aus demselben Grunde muß die Änderung der Drehrichtung, also das Umsteuern, schnell, d. h. unter Aufwand von wenig Anlaßluft erfolgen. Damit vermeidet man nach Möglichkeit starkes Auskühlen der heißen Arbeitszylinder durch die infolge der starken Expansion sehr kalten Anlaßluft. Dieser Umstand ist auch von Bedeutung für die Haltbarkeit der Zylinder, indem schnelle, starke Temperaturwechsel mit ihren großen Gefahren soviel wie möglich vermieden werden.

6. Die Verminderung der Drehzahl unter Beibehaltung des selbstständigen Verbrennungsbetriebes muß sehr weitgehend und für beliebige in Frage kommende Zeit möglich sein.

Dies hat ebenfalls die unter 4 und 5 genannten Vorteile, außerdem noch den, daß die Zylinder möglichst betriebswarm bleiben. Dadurch ist dann auch noch gute Verbrennung bei wieder einsetzendem Vollbetrieb nach Möglichkeit gesichert und damit an Brennstoff gespart.

7. Die Massenwirkung der hin- und hergehenden Teile auf das Fundament muß möglichst klein sein, um Erschütterungen des Schiffes weitgehendst zu vermeiden und möglichst leichte Fundamentkonstruktion zu gestatten.

8. Die Steuerung der Brennstoffzufuhr muß den Forderungen, die sich aus der starken Veränderlichkeit der minutlichen Drehzahl, des Drehmoments und der Erhaltung der Verbrennung unter Gleichdruck ergeben, entsprechen.

Die theoretischen Konstruktionsgrundlagen, welche sich aus diesen Hauptforderungen für den Bau von Zweitaktölmotoren, auf die hier besonders Rücksicht genommen werden soll, ergeben, betreffen hauptsächlich zwei Hauptpunkte. Zunächst muß für den Verbrennungsvorgang im Arbeitszylinder ein reiner, von allen Abgasen freier Luftvorrat zur Verfügung sein. Da nun die Zweitaktmaschine

darauf angewiesen ist, die nach dem Druckausgleich mit der Atmosphäre im Arbeitszylinder noch vorhandenen Abgase atmosphärischer Spannung durch die frische Verbrennungsluft für den nächsten Arbeitshub auszuspülen, ist dieser Vorgang der Ausspülung des Arbeitszylinders, für welchen bei normaler Kolbengeschwindigkeit nur wenige Hundertstel einer Sekunde zur Verfügung stehen, von größter Bedeutung für Leistungsfähigkeit und Betriebssicherheit der Maschine und muß sich der ganze Aufbau derselben in erster Linie dieser Forderung anpassen. Ist diesen Umständen bei der Konstruktion nicht Rechnung getragen, so ergibt sich als Folge davon geringe spezifische Leistung durch geringen wirksamen Mitteldruck im Indikatordiagramm: der frische Luftinhalt des Zylinders ist eben geringer als er sein soll und dementsprechend ist die verbrennbare Ölmenge für das Arbeitspiel gering. Der Verbrennungsvorgang selbst wird erfahrungsgemäß durch die Gegenwart von Kohlensäure in der Verbrennungsluft schleichend; auch dadurch entsteht Arbeitsverlust im Indikatordiagramm. Die Verbrennung kommt in der ihr zugewiesenen Zeit nicht ordnungsmäßig zustande, zieht sich vielmehr unter Umständen durch die ganze Expansionsperiode hindurch und es entsteht erheblicher Mehrverbrauch an Brennstoff. Der Temperaturverlauf während der Expansionsperiode liegt infolge des Nachbrennens höher, was auf Zuverlässigkeit und Güte der Zylinderschmierung und den Verbrauch an Schmieröl ungünstig einwirkt. Natürlich steigt auch der Wärmeverlust an die Wandungen, wodurch der thermische Wirkungsgrad der Maschine herabgesetzt wird. Der ganze Arbeitsvorgang verläuft nach Bild 1, ausgezogenes Diagramm, statt nach dem normalen dünn ausgezogenen Diagramm.

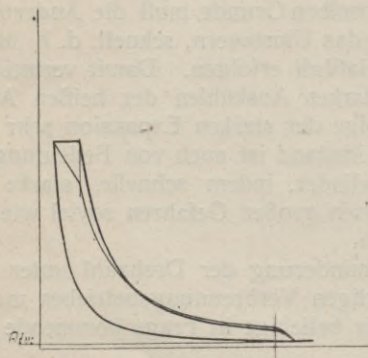


Bild 1

Infolge der Beimischung von heißen Gasen aus dem vorausgegangenen Arbeitsspiel in der neuen Ladung steigt weiter die Kompressionsanfangstemperatur und damit der Temperaturverlauf während des ganzen Kreisprozesses, was ebenfalls auf den Wärmeverlust an die notwendigerweise gekühlten Wandungen und auf die Zylinderschmierung nachteilig einwirkt, und den thermischen Wirkungsgrad herabsetzt.

Der zweite Punkt zur Erfüllung der aufgestellten Forderungen ist der, dem Kreisprozeß recht viel von der durch Verbrennung des Öles erzeugten Wärme zu erhalten und da, wo dieselben erwünscht sind, also im Zündtotpunkt, genügend hohe Temperaturen zu erzeugen. Die Stärke der Wärmeübertragung von heißen Gasen ist nun nach sehr gründlichen, zahlenmäßig verfolgten Versuchen von Prof. Junkers außer von der Größe der wärmeaufnehmenden Oberflächen und der zwischen Wandung und Treibgasen bestehenden Temperaturdifferenz in hohem Maße vom

Druck des Treibgases und den in demselben vorhandenen Wirbelungen abhängig. Es kommt also darauf an, in der Ölmaschine besonders da, wo die höchsten Drucke und Wirbelungen herrschen, also in und in der Nähe der Verbrennungstotlage die wärmeabführenden Oberflächen möglichst klein zu halten. Neben der möglichst strengen Einhaltung entsprechender geometrischer Formen ist diese Forderung dadurch in hohem Maße zu erfüllen möglich, daß man den Maschinen für ein gegebenes Arbeitsvolumen einen möglichst kleinen Zylinderdurchmesser und großen Hub gibt. Wählt man z. B. das Verhältnis von Zylinderdurchmesser zu Hub des Kolbens 1:4, so ergibt sich z. B. gegenüber einem Hubverhältnis von 1:1,5, wie es Dieselmotoren im Mittel haben, daß sich die Totraumoberflächen bei beiden Maschinen wie 1:1,54 verhalten, gleiches Hubvolumen vorausgesetzt. Dementsprechend müssen sich natürlich auch die Wärmeverluste an die Wandungen verhalten. Daß sich gegen Hubende das Oberflächenverhältnis zu Gunsten der Kurzhubmaschine verändert, ist nicht von Bedeutung, einesteils, weil dort Drucke und Temperaturen erheblich niedriger sind, hauptsächlich aber deshalb, weil dann der Arbeitshub zu Ende ist, die Maschine also den weitaus größten Teil der Umsetzung von Wärme in Arbeit vollzogen hat.

Ein weiterer Vorteil der günstigen Oberflächenwirkung langhubiger Anordnung ergibt sich für die Ölmaschine aus dem Umstand, daß die Kompressionsendtemperatur auch bei geringer Anfangstemperatur hoch wird. Dieser Umstand befähigt diese Maschinen dazu, billige Schweröle, die zur Ölgasbildung großer Wärmezufuhr bedürfen, sicher zur Zündung zu bringen und vollkommen zu verbrennen. Das deutsche Steinkohlenteeröl z. B. braucht zu seiner Zersetzung, also zur Ölgasbildung, die der Zündung immer vorausgeht, verhältnismäßig sehr hohe Wärmezufuhr. Diese findet das Öl in dem reicheren Wärmegehalt der Kompressionsluft der Langhubmaschine. Auch bei ganz langsamem Gang mit ein Viertel bis ein Fünftel der normalen Drehzahl, wie sie beim Schiffsbetrieb häufig erforderlich sind, also bei absolut langen Abkühlzeiten während der Kompressionsperiode, behält die Langhubmaschine die Zündfähigkeit für das eingespritzte Öl bei, so daß es bei langsamer Fahrt nicht nötig ist, die Maschine mit Preßluft künstlich in Gang zu halten. Auch bei ganz kalter Maschine ist aus demselben Grunde selbständiger Zündbetrieb gegenüber der Kurzhubmaschine schneller erreicht. Auf Grund der erwähnten Versuche besonders über Wärmeübergang aus heißen Gasen hoher Spannung an die sie einschließenden Wandungen ersah Prof. Junkers die beste Form für die Verwirklichung einer Ölmaschine in dem Gegenkolbenprinzip und unternahm in seiner Aachener Versuchsanstalt die Durchbildung des an sich bekannten Maschinenaufbaues mit gegenläufigen Kolben zur Ölmaschine.

Als Leiter der Professor Junkers'schen Versuchsanstalt von deren Gründung ab ist mir die Junkersmaschine am besten vertraut und möchte ich deswegen in folgendem an diesem System nachzuweisen versuchen, wie die vorher erwähnten Konstruktionsbedingungen zu erfüllen sind und welche Erfolge im praktischen Betriebe eine nach diesen Grundsätzen gebaute Maschine hat. — Daran anschließend wären dann Entwürfe für den Einbau von Ölmaschinen für Schrauben- und Radschiffe zu besprechen und mit Dampfmaschinen zu vergleichen.

Bild 2 zeigt schematisch den Aufbau der Gegenkolbenmaschine. Der entsprechend lange, an beiden Seiten offene Arbeitszylinder — A — hat zwei Kolben — B —, welche

durch die dreifach gekröpfte Welle — C — gegenläufige Bewegung zu einander erhalten. Jeder der Kolben steuert einen Kranz von Durchbrechungen — D — in der Laufbüchse. Der eine obere Kolben legt seinen Schlitzkranz zuerst frei. Durch ihn puffen die Abgase des vorausgegangenen Arbeitshubes aus. Kurz nachher öffnet der zweite

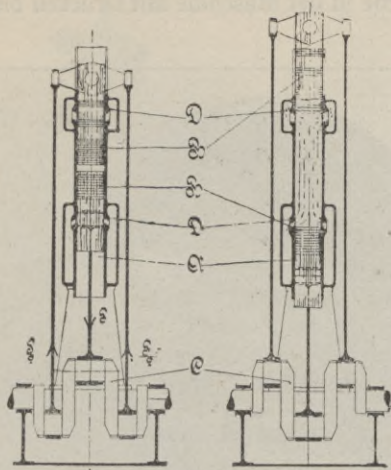


Bild 2

untere Kolben seinen Schlitzkranz und läßt frische Luft unter schwachem Überdruck in den Zylinder ein, durch welchen dann die letzten Abgasereste atmosphärischer Spannung aus dem Arbeitszylinder ausgespült werden. Bei der Einwärtsbewegung der Kolben schließen dann die Schlitz-

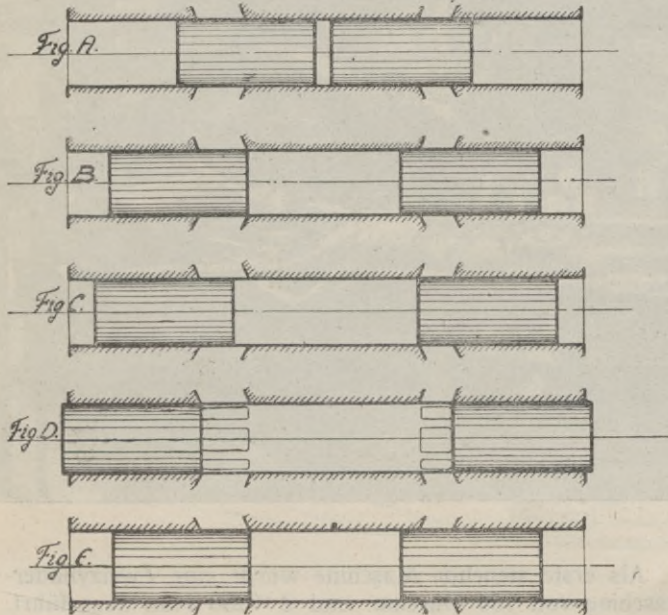
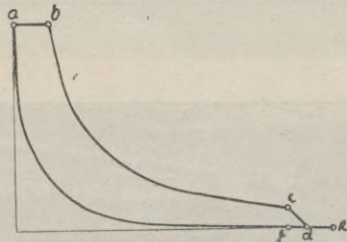


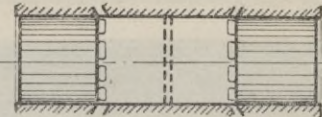
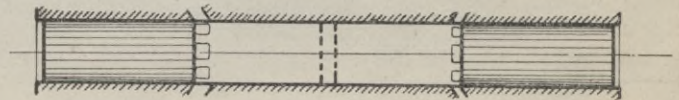
Bild 3

kranze wieder ab und es erfolgt Kompression der im Zylinder enthaltenen Luft bis zur Innentotlage der Kolben. Hier wird der Brennstoff mit Preßluft fein zerstäubt eingeblasen und zündet an der heißen Luft des Verbrennungsraumes. Die Kolben treten dann arbeitabgebend ihren Aufwärtshub

an bis Auslaß- und Spülschlitzkranz wieder freigelegt werden und der ganze Arbeitsvorgang sich wieder aufs neue abspielt. Das Modell einer Junkersmaschine möchte ich zum schnelleren Verständnis kreisen lassen.

An Hand eines Druckvolumendiagramms, Bild 3, betrachtet, entsprechen den verschiedenen Vorgängen während eines Arbeitsspiels von der inneren Totlage ausgehend Linienzug a — b dem Einspritz- und Verbrennungskolbenweg (Stellung — A — der Kolben). Von b — c erfolgt Expansion des heißen Zylinderinhalts bis Stellung — B — der Arbeitskolben. Zwischen — c — und — d — findet Druckausgleich des Zylinderinhalts mit der Atmosphäre durch die freigelegten Auspuffschlitze statt (Stellung — C — der Kolben). Hier werden auch die rechten, die sogenannten Spülschlitze, durch den anderen Kolben freigelegt und tritt nunmehr während der Strecke — d e — und über die äußere Totlage — e — hinaus bis zum Punkt — f — frische Luft in den Zylinder ein und fegt alle Abgase aus (Stellung — D — der Kolben). — E — ist die Stellung der Arbeitskolben, wo der Zylinderraum wieder von der Atmosphäre abgeschlossen ist und Kompression der eingeschlossenen Frischluft stattfindet, welche bis zur inneren Totlage andauert. Dort erfolgt wieder Einspritzung und Verbrennung, womit das Arbeitsspiel, von neuem eingeleitet, wieder seinen Verlauf nimmt.

Hubverhältnis A:4, Oberfläche A.



Hubverhältnis A:1,5, Oberfläche 1,54.

Bild 4

Die beiden im Vorhergehenden behandelten Bedingungen zur Erzielung der Eigenschaften, die ein guter Schiffsmotor in erster Linie haben soll, gute Spülung und möglichst geringe wärmeaufnehmende Oberflächen beim Arbeitszylinder, sind mit der Gegenkolbenmaschine in der glücklichsten Weise ohne praktische Schwierigkeiten erfüllbar.

Infolge des durch das Doppelkolbenprinzip leicht erreichbaren großen Hubes erhält der Zylinder für ein gegebenes Arbeitsvolumen kleinen Durchmesser. Hieraus ergeben sich zunächst sehr günstige Formverhältnisse zur Erzielung einer guten Ausspülung. Das lange glatte Rohr, etwas anderes ist der Junkers-Zylinder nicht, ist durch die an den Enden des Zylinders angeordneten Lufteinlaß- bzw. Abgaseauslaßschlitze durch den gleichmäßig-allseitig eintretenden Luftstrom vollkommen auszuspülen. Auch der Nichtmotorenbauer ersieht aus dem Vergleich der Zylinderformen nach Bild 4 ohne weiteres, daß ein Rohr von geringem Durchmesser und verhältnismäßig großer Länge ungleich leichter rein auszuspülen ist, als ein Rohr von großem Durchmesser bei verhältnismäßig geringer Länge.

Weiter ergibt der langhubige Zylinder die geforderten günstigen Oberflächenverhältnisse und als Folge davon hohe Kompressionsendtemperatur und geringen Wärmeverlust bei der Verbrennung und Expansion besonders in und in der Nähe der Verbrennungstotlage, wo, wie ich darlegte,

der Wärmeverlust infolge des hohen Drucks und der starken Wirbelungen besonders hoch ist und für den thermischen Wirkungsgrad des Kreisprozesses besonders schädlich wirkt.

Im Laufe der Jahre entstanden im Bauauftrag von Prof. Junkers eine Reihe immer größerer Gegenkolbenmaschinen als Versuchsmaschinen von zunächst liegender Bauart. Die größte der alle durch die Maschinenbau-Akt-

gerin der Gegenkolbenmaschine, zu sehen. Die Versuche an dieser Maschine ergaben zuerst den großen Einfluß des Druckes auf den Wärmedurchgang an die Wandungen. Sie ist zu dem Zwecke so gebaut, daß der Druck bei Beginn der Kompression im Arbeitszylinder verändert werden kann, die Anfangstemperatur jedoch konstant gehalten wird. Es wurde in der Maschine mit Drucken bis zu 250 atm gearbeitet.

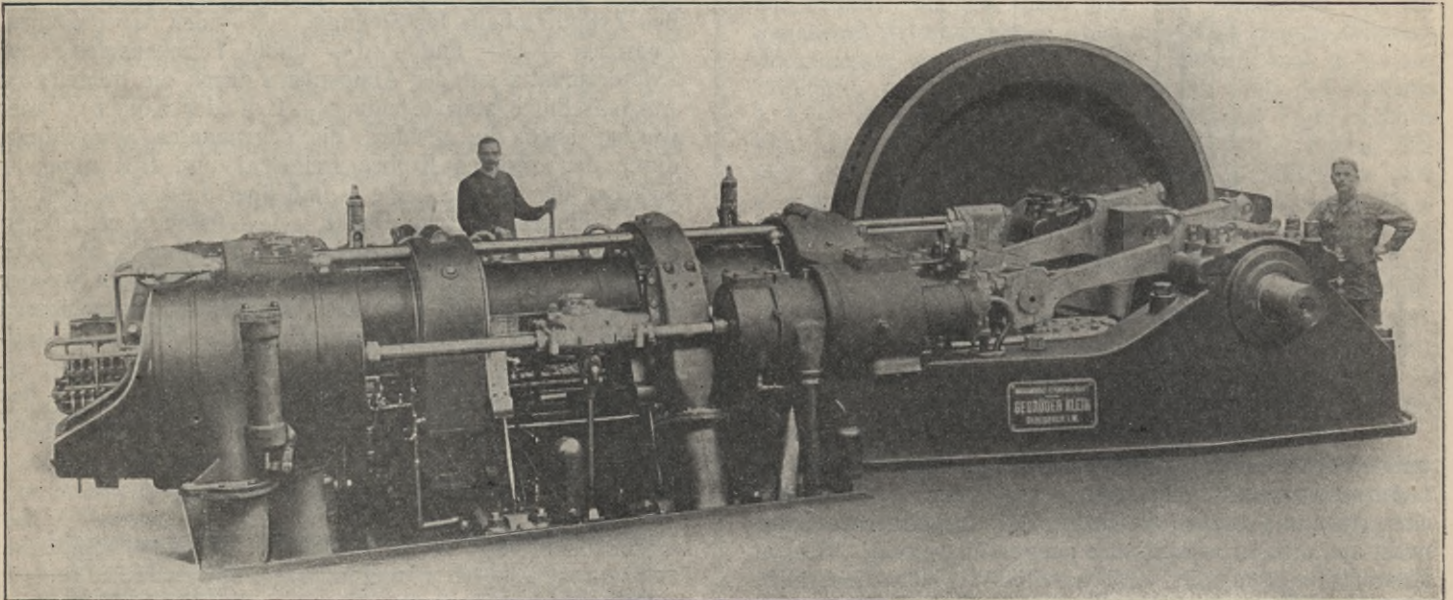


Bild 5

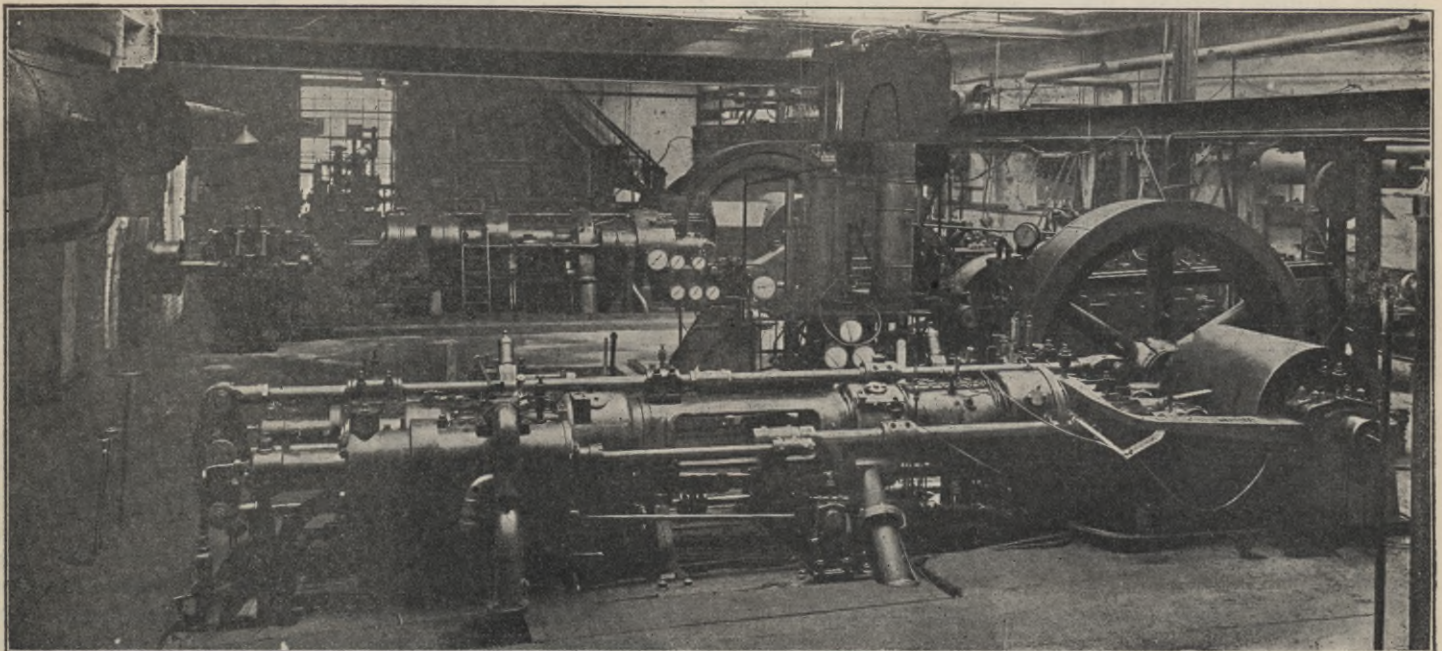


Bild 6

Ges. vorm. Gebr. Klein, Dahlbruch i. W., gebauten Maschinen hat 450 Durchm. und 2×450 mm Hub. Diese Maschine, Bild 5, hat zwei hintereinander liegende Zylinder und leistet 750 PSe bei 200 Umdrehungen in der Minute. Ihre Vorgängerin als erste Maschine hat 200 Zylinderdurchmesser bei 400 mm Hub. Bild 6, das Innere der Versuchsanstalt zu Aachen, zeigt die Maschine im Vordergrund. Sie leistet 150 bzw. 230 PSe bei $n = 200$. Links seitlich ist noch eine Verbundölmaschine, gewissermaßen die Vorgän-

Als erste stehende Maschine wurde eine Zweizylindermaschine von 180 Durchm. und 2×250 Hub ausgeführt. Das Forschungsboot „Albatros“ der zoologischen Station Rovigno der Kaiser-Wilhelm-Gesellschaft erhielt diese Maschine als Hauptmaschine für seine umsteuerbare Schraube. (Näheres hierüber Z. d. V. D. I., Aufsatz von Prof. Laas, Jahrgang 1915, S. 517 usw.) Nach glatter Erledigung der Probefahrten in der Nordsee konnte das Schiff infolge Kriegsausbruchs im letzten Augenblick nicht mehr nach

seinem Bestimmungsort in See gehen und mußte in Hamburg liegen bleiben.

Parallel mit dieser Maschine führte ebenfalls die Maschinenbau-Akt.-Ges. vorm. Gebr. Klein in Dahlbruch im

cher Zylinderabmessungen abgelöst wurde. Jetzt ist dieselbe zu weiteren Studien in der Versuchsanstalt Aachen aufgestellt, jedoch jederzeit zu anderweitiger Verwendung bereit. Dieselbe hat eine Höchstleistung von 250 PS bei



Bild 7a

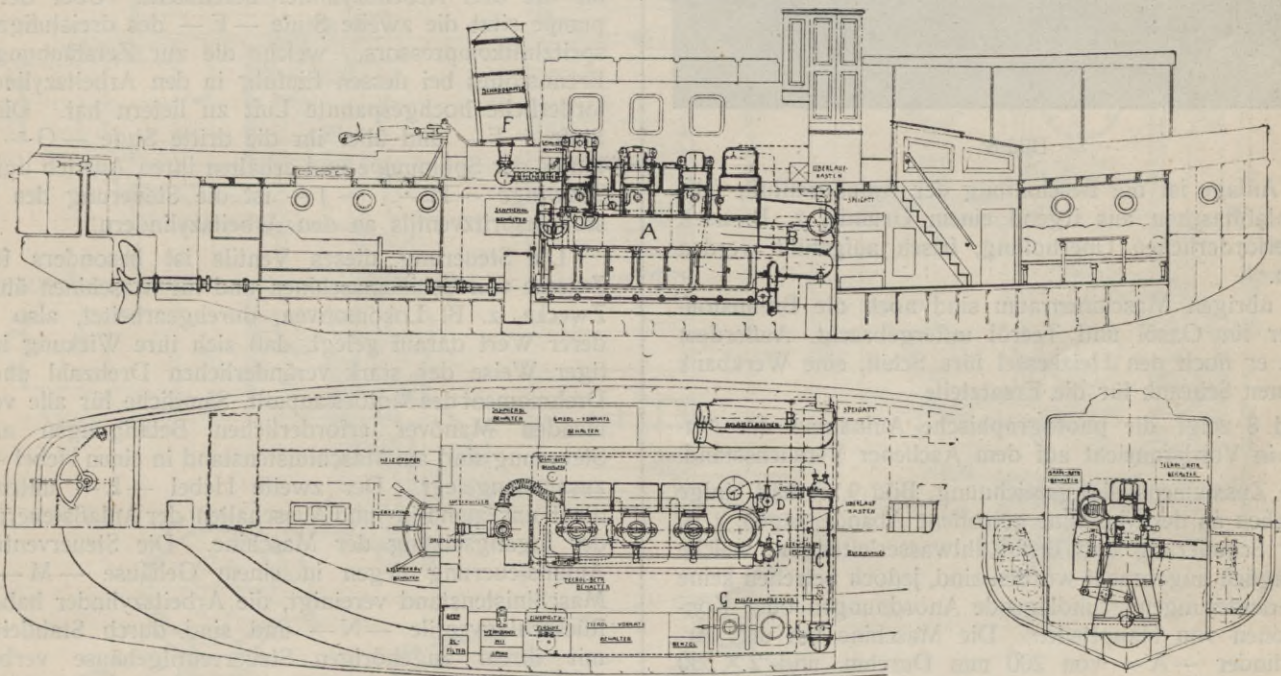


Bild 7b

Auftrage von Prof. Junkers nach gegebener Konstruktion zwei größere Maschinen von 200 Durchm. und 2×350 Hub aus, welche bei 250 Umdrehungen in der Minute 200 Wellenpferde leisten sollten. Eine dieser Maschinen führte $1\frac{1}{2}$ Jahre lang den Betrieb der Firma Junkers & Co., Dessau, bis sie durch eine für den dortigen Kraftverbrauch genügende Zweizylindermaschine gleicher Bauart und glei-

250 Umdrehungen. Die andere wurde im Winter 1914/1915 in den Schlepper M 200 der Kgl. Kanalbaudirektion eingebaut, welche Behörde in dankenswerter Weise der Ölmaschine Gelegenheit gegeben hat, ihre Brauchbarkeit als Schiffsmaschine zu beweisen, und tut ebenfalls seitdem auf dem Rhein-Herne-Kanal Schleppdienste. Bild 7a zeigt die Photographie des Schiffes im Werfthafen zu Koblenz.

Bild 7b zeigt das Schiff mit eingebauter Maschine und Zubehör. Erbauerin des Schiffs ist die Werft Schaubach & Graemer in Koblenz-Lützel. — A — ist die Hauptmaschine Junkers'scher Bauart. An der Backbordseite längs der Schiffswand liegen drei Anlaßflaschen — B —, welche die Preßluft zum Ingangsetzen des Motors enthalten. Die Kühlung der Arbeitszylinder erfolgt so, daß dauernd ein gewisser Vorrat reines, weiches Wasser mittels der Pumpe — D — durch die Kühlmäntel der Arbeitszylinder und nachher durch einen Oberflächenrückkühler gedrückt wird, während Pumpe — E — kaltes Außenbordwasser zur Rückkühlung des Umlaufwassers durch denselben Rückkühler — C — wieder nach Außenbord drückt.

Im Schornstein sitzt der Schalldämpfer — F —, welcher die Abgase des Motors praktisch unhörbar entweichen läßt.

Gegenüber den Anlaßflaschen an der Steuerbordseite ist die Hilfskompressorenanlage — G — eingebaut. Zweck

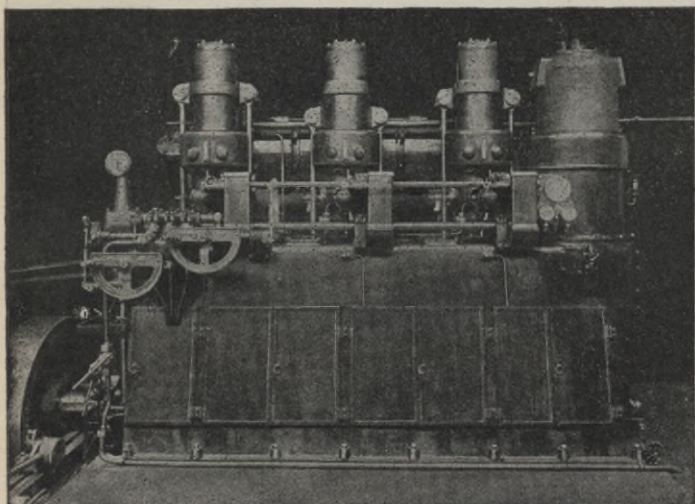


Bild 8

dieser Anlage ist die Beschaffung der Anlaßpreßluft, falls die Anlaßflaschen aus irgend einem Grunde, z. B. nach einer erforderlichen Überholung, frisch aufgefüllt werden müssen.

Im übrigen Maschinenraum sind noch die Brennstoffbehälter für Gasöl und Teeröl untergebracht. Außerdem enthält er noch den Heizkessel fürs Schiff, eine Werkbank und einen Schrank für die Ersatzteile.

Bild 8 zeigt die photographische Aufnahme der Maschine in Vorderansicht auf dem Aachener Versuchsstand.

Die Zusammenstellungszeichnung, Bild 9, enthält einige inzwischen an der Maschine getroffene Abänderungen, z. B. an der Schmierung und den Kühlwasserleitungen, welche nachträglich angebracht worden sind, jedoch betreffen keine der Veränderungen grundlegende Anordnungen oder Konstruktionen von Hauptteilen. Die Maschine hat drei Arbeitszylinder — A — von 200 mm Durchm. und 2×350 Hub. Der Konstruktion nach sind es nach einem diesbezüglichen Patent sogenannte armierte Zylinder. Sie bestehen aus einer dünnen, gußeisernen Lauffbüchse als Bahn für die Arbeitskolben, um welche am Verbrennungsraum und in dessen Nähe ein Verstärkungsmantel aus Stahlguß gelegt ist. Zwischen beiden Mänteln kreist das Kühlwasser. Die Kühlung ist damit sehr nahe an die Kolbenlauffläche herangerückt, womit gefährliche Wärmespannungen vermieden werden, welche bei dickwandigen, gußeisernen Zylindern infolge der starken Temperaturunterschiede zwischen

Außen- und Innenfläche, besonders an den Durchbrechungsstellen für die Ventileinsätze, immer vorhanden sind und dauernd in zahlreichen Fällen zu Brüchen führen.

Auch fallen durch die glatte, einfache Gestalt des Zylinders Gußspannungen und ihre Gefahren als Folge der oft verwickelten Form von Motorenzylindern weg.

Die Kolben finden bei dieser Zylinderkonstruktion kühle Laufflächen, welche leicht zu schmieren sind.

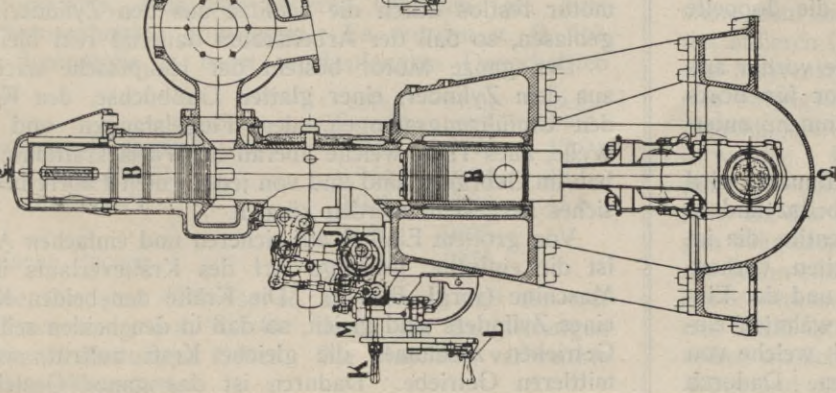
Sechs Kolben — B — übertragen die Kräfte auf die für jeden Zylinder dreifach gekröpfte Kurbelwelle. Diese Arbeitskolben sind nach einem diesbezüglichen Patent pendelgekühlte Kolben. Der Hohlraum derselben, druckdicht abgeschlossen, ist etwa bis zur Hälfte mit Flüssigkeit gefüllt. Durch die Bewegung des Kolbens während des Ganges der Maschine wird der Inhalt heftig gegen den Kolbenboden und von dort gegen seine Mantelfläche geschleudert. Auf diese Weise wird die vom Kolbenboden aus den Treibgasen aufgenommene Wärme auf den Mantelteil übertragen, von welchem sie dann durch die Zylinderlauffbüchse und das Zylinderkühlwasser abgeleitet wird. Der große Vorteil dieser Kühlung gegenüber der gebräuchlichen Kolbenkühlung durch einen ständig durch die Kolben geführten Wasserstrom besteht darin, daß die Wasser-Zu- und Abflußorgane mit ihren Stopfbüchsen wegfallen. Die Folgen des anhaltenden Leckwerdens dieser Stopfbüchsen an den Posaunenrohren oder Rohrgelenken, Verunreinigungen und Verseifen des Schmieröls im Getrieberaum und schließliche Betriebsstörungen durch Versagen der Schmierung sind damit vollständig ausgeschlossen und auch die nicht unerheblichen Herstellungskosten der das Wasser zu- und ableitenden Organe vermieden.

— D — ist die Spülpumpe, welche die Verbrennungsluft für die drei Arbeitszylinder bereitstellt. Über der Spülpumpe sitzt die zweite Stufe — E — des dreistufigen Einspritzluftkompressors, welche die zur Zerstäubung des Brennstoffes bei dessen Einfuhr in den Arbeitszylinder erforderliche hochgespannte Luft zu liefern hat. Die erste Stufe — F — und über ihr die dritte Stufe — G — liegen hinter der Spülpumpe und erhalten ihren Antrieb durch die Schwinge — H —. — J — ist die Steuerung des Brennstoffeinspritzventils an den Arbeitszylindern.

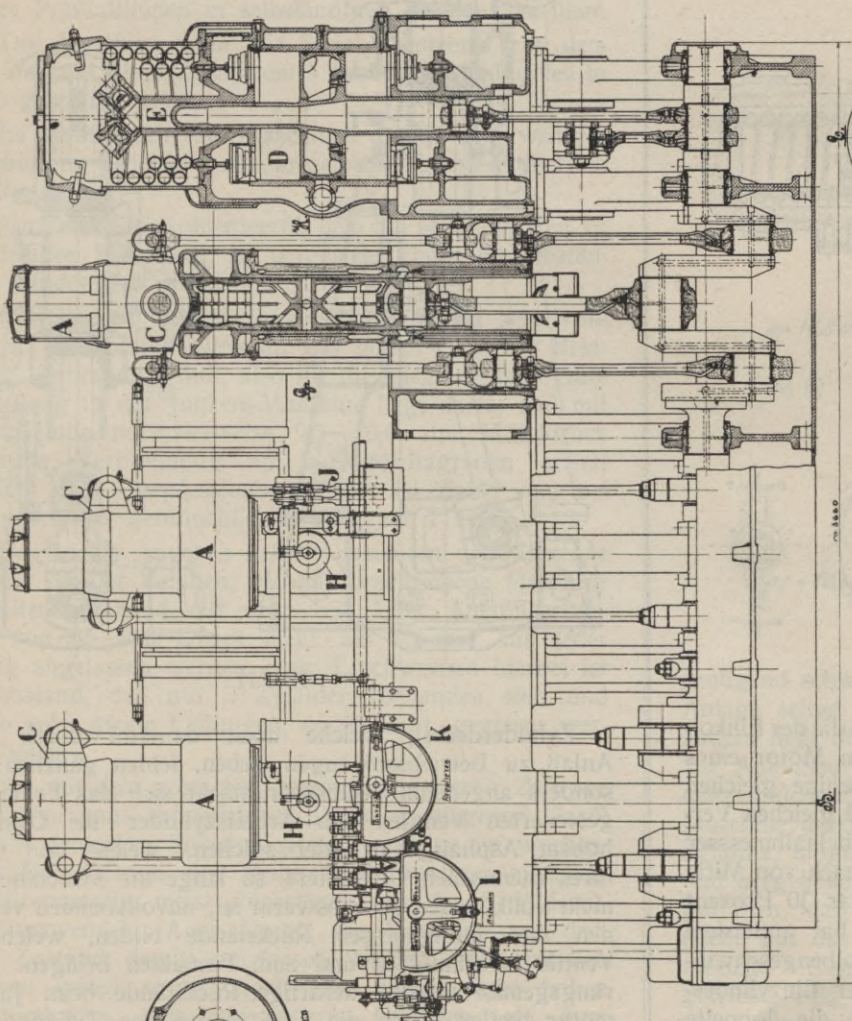
Die Steuerung dieses Ventils ist besonders für die Zwecke von Schiffsmaschinen und für Maschinen ähnlicher Zwecke, z. B. Lokomotiven, durchgearbeitet, also besonderer Wert darauf gelegt, daß sich ihre Wirkung in richtiger Weise der stark veränderlichen Drehzahl und dem Drehmoment des Motors anpaßt. Sämtliche für alle vorkommenden Manöver erforderlichen Betätigungen an der Steuerung sind am Maschinistenstand in einen Hebel — K — zusammengelegt. Der zweite Hebel — L — unten links dient nur zum Ein- und Ausschalten der Anlaßsteuerung bei der Ingangsetzung der Maschine. Die Steuerventile der Anlaßsteuerung liegen in einem Gehäuse — M — beim Maschinistenstand vereinigt, die Arbeitszylinder haben nur Rückschlagventile — N — und sind durch Stahlleitungen mit ihrem zugehörigen Steuerventilgehäuse verbunden. Auslaß- und Spüllufteintrittsteuerung bedürfen keiner besonderen Umsteuerungsbetätigung, da die Arbeitskolben selbst die Eröffnungs- und Abschlußorgane bilden.

Die Einführung des Brennstoffes in den Verbrennungsraum des Arbeitszylinders geschieht der Eigenart der Gegenkolbenmaschine entsprechend nach dem Schema Bild 10, unten. Hinter dem Nadelsitz, also zwischen diesem und dem Zylinderraum, befindet sich eine Düse — a —, ebenfalls patentiert, welche als Austrittsöffnung zwei Schlitze oder Lochreihen hat, welche in bestimmtem Ab-

— Schmitt & Co. —



— Schmitt & Co. —



— Schmitt & Co. —

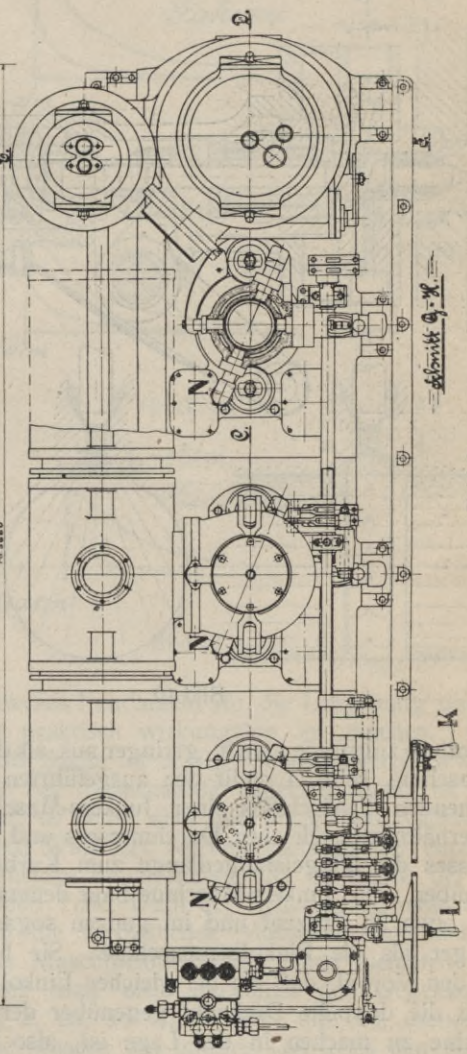
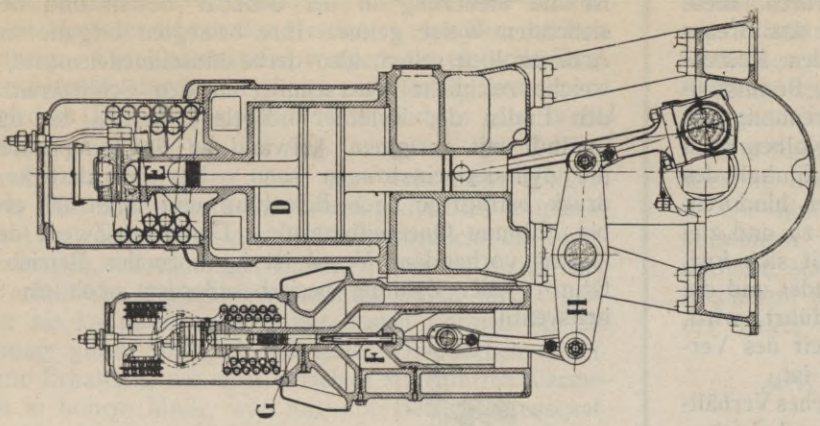


Bild 9

stand von beiden Kolbenböden stehen. Durch diese Schlitz tritt, nachdem die Nadel geöffnet hat, das Brennstoffluftgemisch in Fächerform parallel zu den Kolbenböden in den Arbeitszylinder ein. Die beiden Brennstoffschleier fassen also den größten Teil der Verbrennungsluft zwischen sich. Bewegen sich nun die beiden Kolben nach auswärts, so saugen sie gewissermaßen den Luftinhalt des Totraumes durch die beiden Brennstoffschleier hindurch, führen also dem Brennstoff immer frische Luft zu und ziehen hinter demselben die verbrannten Gase mit sich fort, so daß der Brennstoff immer frische Luft vorfindet und die Kohlensäure aus der Verbrennungsluft abgeführt wird, welcher letzterer Umstand für die Vollkommenheit des Verbrennungsvorganges ebenfalls von Bedeutung ist.

Die Bauhöhe der Junkers-Maschine fällt, gleiches Verhältnis von Flügelstangenlänge zu Kurbelhalbmesser und gleichen

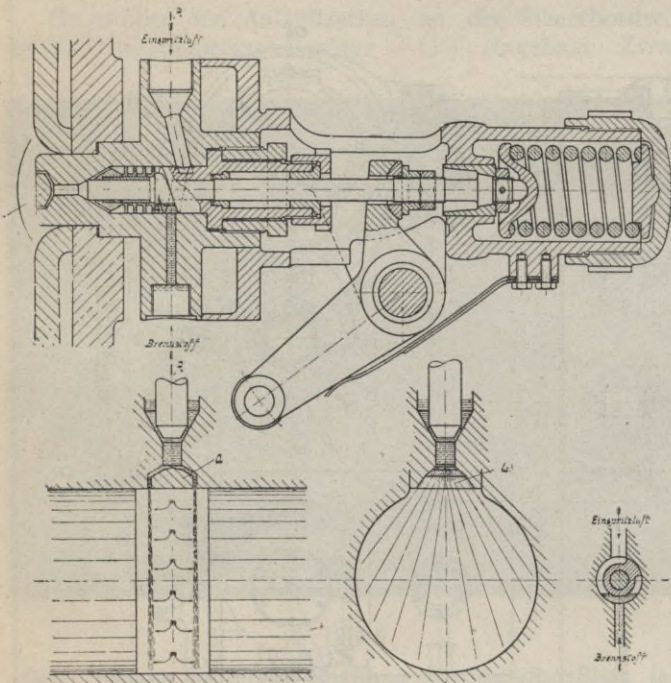


Bild 10

Gesamthub zugrunde gelegt, geringer aus, als die der Einkolbenmaschine. Bild 11 stellt den ausgeführten Motor eines seegehenden Tankschiffes einer Junkers-Maschine gleichen Hubverhältnisses, gleichen Durchmessers und gleichen Verhältnisses der Flügelstangenlänge zum Kurbelhalbmesser gegenüber. Die Junkers-Maschine baut demnach von Mitte Welle etwa 26 Prozent und im ganzen sogar 30 Prozent niedriger als die Einkolbenmaschine. Sie hat außerdem noch den Vorteil, daß sie bei gleicher Einkolbengeschwindigkeit die doppelte Drehzahl gegenüber der Einzylindermaschine zu machen in der Lage ist, also die doppelte Leistung hergeben kann.

In welchem Maße die Junkers-Maschine die vorhin aufgestellten Grundbedingungen, die ein Ölmotor für Bordzwecke erfüllen muß, wirklich besitzt, soll nunmehr untersucht werden.

Der ersten Bedingung, der der einfachen Bauart, wird das System dadurch gerecht, daß bei den Arbeitszylindern außer der kleinen Brennstoffnadel keinerlei Ventile, die im selbständigen Zündbetrieb, also dauernd arbeiten, vorhanden sind. Der Auslaß der verbrannten Gase und der Einlaß der Spülluft geschieht durch die schon erwähnten einfachen Durchbrechungen in der Zylinderwand, welche von den Kolben freigelegt bzw. abgedeckt werden. Dadurch

ist die Steuerung in der denkbar besten und betriebssichersten Weise gelöst. Ihre bewegten Organe sind die Arbeitskolben selbst, also derbe Maschinenelemente, durch welche reichliche Querschnitte in den Schlitzkränzen an den Enden der Zylinder freigelegt werden, so daß die Spülluft mit geringem Aufwand an Spülpumpenarbeit in die Zylinder einströmen kann. Der erforderliche Spüldruck beträgt je nach Belastung und Drehzahl etwa 30 bis 120 mm Quecksilbersäule. Das zum Zweck des Anlassens vorhandene Ventil ist im normalen Betrieb unbetätigt. Jeder Zylinder besitzt außerdem noch ein Sicherheitsventil.

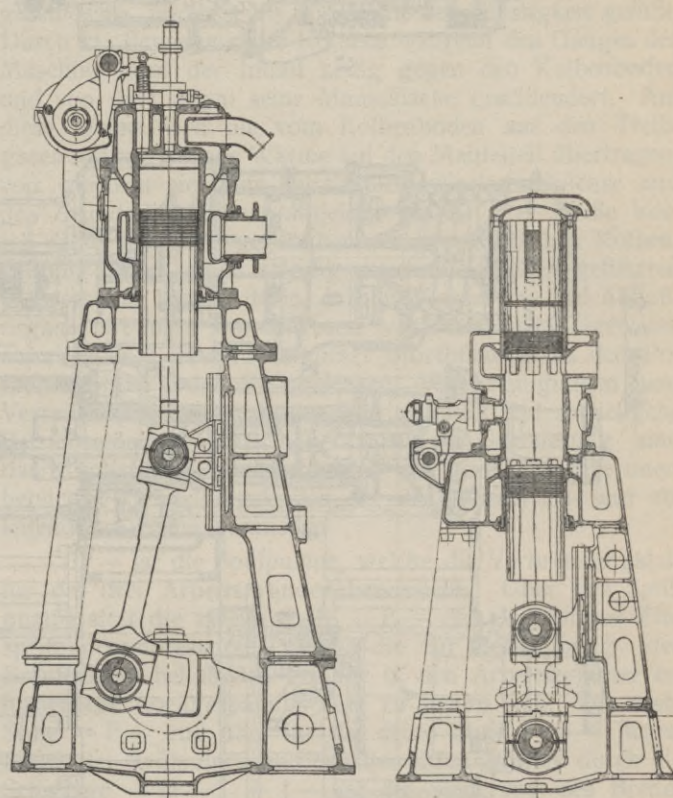


Bild 11

Zylinderdeckel, welche noch dauernd durch Bruch Anlaß zu Betriebsstörungen geben, fehlen gänzlich. Besonders angenehm bemerkbar macht sich das Fehlen von gesteuerten Ventilen am Arbeitszylinder bei Ölen mit hohem Asphaltgehalt oder solchen, welche auf Grund ihres chemischen Charakters, so lange die Maschine noch nicht vollkommen betriebswarm ist, unvollkommen verbrennen und infolgedessen Rückstände bilden, welche die Ventile verschmutzen und zum Festsitzen bringen. Erfahrungsgemäß werden derartige Rückstände beim Junkersmotor restlos durch die Schlitz aus den Zylindern ausgeblasen, so daß der Arbeitsraum dauernd rein bleibt.

Der ganze Motor besteht der Hauptsache nach nur aus dem Zylinder, einer glatten Gußbüchse, den Kolben, den Umführungsstangen, den Flügelstangen und einer Welle, alles Teile, welche überall im Wärmekraftmaschinenbau im Gebrauch sind und von jeder guten Fabrik betriebssicher hergestellt werden können.

Von großem Einfluß auf sicheren und einfachen Aufbau ist die einfache, günstige Art des Kräfteverlaufs in der Maschine (vergl. Bild 2). Die Kräfte der beiden Kolben eines Zylinders sind gleich, so daß in den beiden seitlichen Getrieben zusammen die gleiche Kraft auftritt, wie im mittleren Getriebe. Dadurch ist das ganze Gestell der

Maschine entlastet. Nur Restkräfte, die aus dem Einfluß der Endlichkeit der Länge des Gestänges stammen, bleiben noch übrig. Die Kolbenkräfte werden als einfache Zug- oder Druckkräfte durch unbedingt zuverlässig herstellbare geschmiedete Elemente aufgenommen und in die Welle geleitet.

Die Forderungen 2—6, also das Verbrennen billiger, schwerer Öle, hohe spezifische Leistung, leichtes Angehen, leichtes Umsteuern ohne viel Preßluftverbrauch, die Möglichkeit langen, selbständigen Zündbetriebes bei langsamer Fahrt, erfüllt die Gegenkolbenmaschine durch ihre Eigenschaften als Langhubmaschine mit besten Formen für die Erreichung guter Spülung und guter Oberflächenverhältnisse zur Erhaltung der dem Kreislauf zugeführten Wärmemengen in hohem Maße, was folgende Betriebseigenschaften der Maschine beweisen:

1. Auch bei kalter Witterung geht die Maschine nach wenigen Preßluflüben in selbständigen Zündbetrieb über.
2. Die Maschine kann mit Steinkohlenteeröl aus dem kalten Zustand ohne Zusatz eines besonderen Zündöls in Betrieb gesetzt werden.
3. Es ist möglich, die Maschinen mit 40 und weniger Umdrehungen beliebig lange in selbständigem Zündbetrieb zu halten.
4. Auch mit Steinkohlenteeröl, dem am schwierigsten zu behandelnden Brennstoff, ist langsamer Gang in selbständigem Zündbetrieb möglich.
5. Die Spülung in der Junkers-Maschine ist sehr vollkommen. Der beste Beweis für den hohen Grad der Reinheit der Verbrennungsluft, also für die ausgezeichnete Güte der Spülung in der Junkers-Maschine liegt darin, daß mit der Maschine normalerweise 9,5—10,0 atm Mitteldruck bei bester Verbrennung im Indikatordiagramm erzielt werden. Das Kompressionsverhältnis ist dabei das bei Dieselmotoren gebräuchliche von etwa 1:16.
6. Das leichte Angehen bzw. Umsteuern der Maschine beweist z. B. der Versuch, daß die beschriebene Maschine aus kaltem Zustand mit etwa 530 Liter Anlaßflascheninhalt von 85 atm Druck mehr als 70 mal aus jeder Stellung angelassen werden kann. Erschwerend hierbei ist der Umstand, daß nur 3 Zylinder vorhanden sind und deshalb sehr große Füllungen, 65 Prozent, gegeben werden müssen.

Außer mit dem normalen, besonders in letzter Zeit vor dem Kriege ganz erheblich im Preise gestiegenen Gasöl und dem deutschen Steinkohlenteeröl wurden im wochenlangen Dauerbetrieb eine Reihe minderwertiger ausländischer Brennstoffe, meist Rückstände aus der Erdöldestillation, verwendet. Auch konnte die Maschine aus dem kalten Zustand damit angelassen werden. Die meisten derselben gelten zurzeit noch teils wegen ihres hohen Asphaltgehaltes, teils aus anderen Gründen, als zum Dieselmotorenbetrieb ungeeignet. Es wurden z. B. folgende Brennstoffe in meist wochenlangem Dauerbetrieb versucht:

Spez. Gewicht U Heizwert Asphaltgehalt

	Spez. Gewicht	U Heizwert	Asphaltgehalt
Kalifornische Rückstände	0,945	9778	12,9
Kalifornisches Rohöl	0,964	9654	48,1
Mexik. Huasteca-Öl	0,937	9700	45,6
Masut	0,90	9895	
Rumänische Pacura	0,9299	9875	

Diese Öle sind teilweise so dickflüssig, daß sie erst nach Erwärmung auf 30—40° durch die Saugleitungen der Brennstoffleitungen fließen. Die Maschine verbrannte dieselben vollkommen.

Bild 12 zeigt eine Zusammenstellung von Diagrammen mit Mitteldrücken bis zu 11 atm, die den wochenlangen Versuchen mit diesen Ölen entstammen. Die Zylinder und Kolbenböden waren nach mehrwöchentlichen Dauerbetrieben ohne jede Verschmutzung.

Als Punkt 7 war die Forderung der geringen Massenwirkung der Maschine auf das Schiff genannt.

Die hin- und hergehenden Massen der Getriebe der Maschinen üben je nach dem Aufbau derselben verschieden starke Kräfte bzw. Momente auf das Maschinenfundament aus. Bei ortsfesten Maschinen ist man meist in der Lage, den Einfluß dieser Einwirkungen durch ein

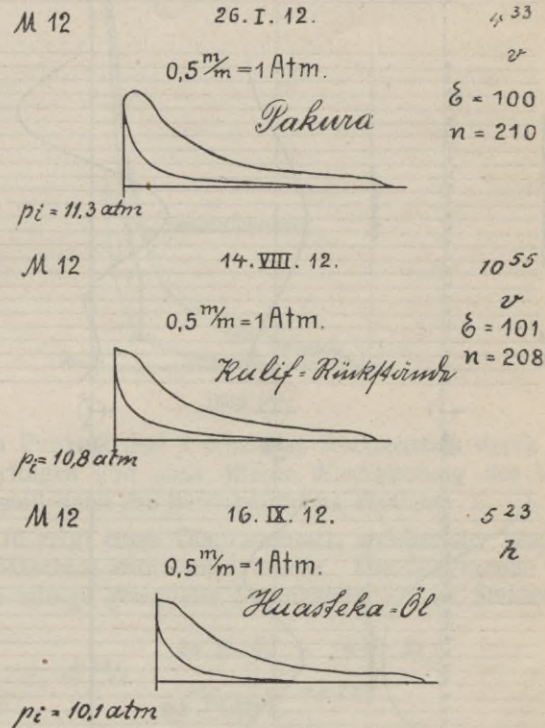
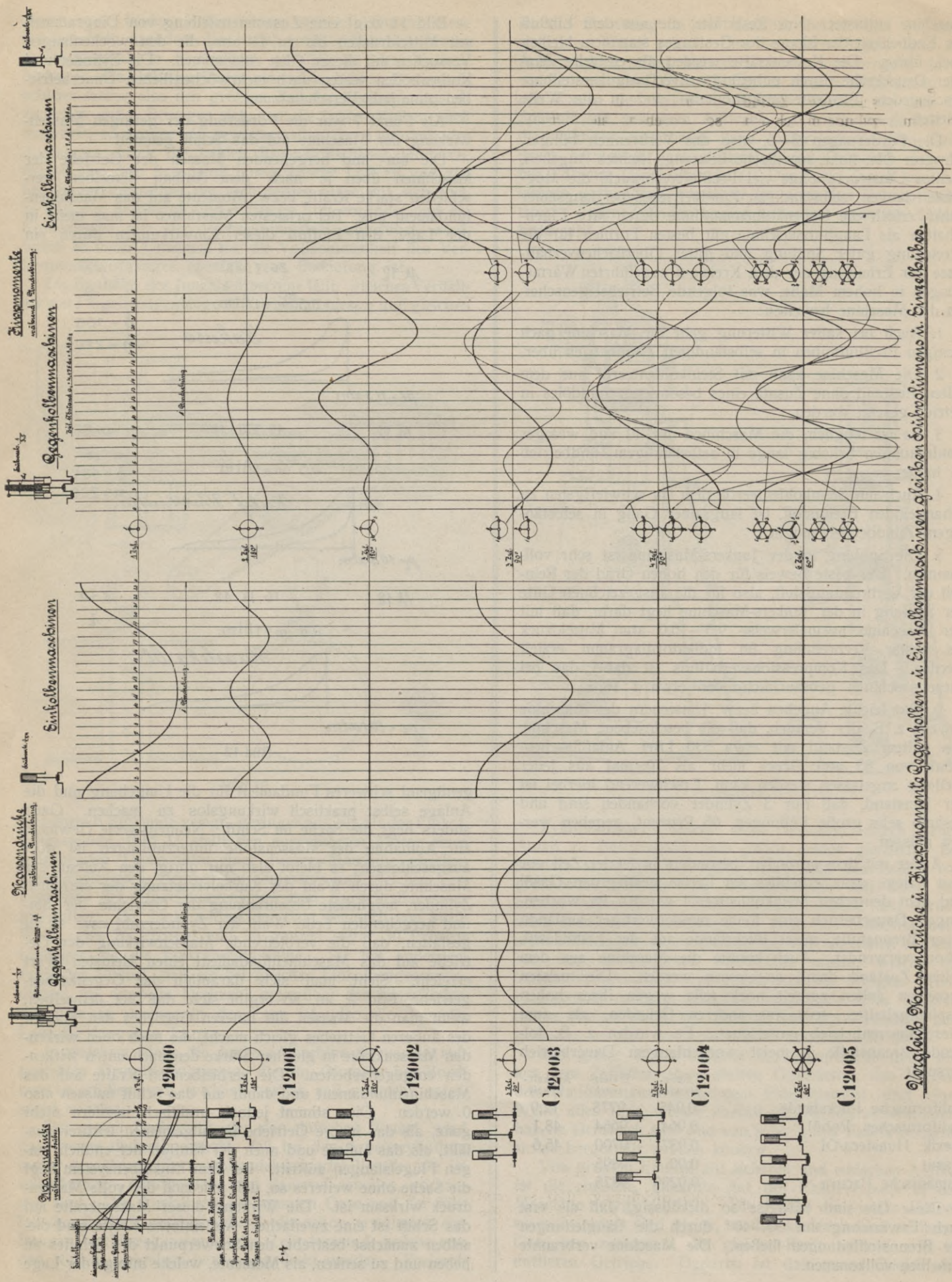


Bild 12

genügend schweres Fundament für die Umgebung und die Anlage selbst praktisch wirkungslos zu machen. Ganz anders liegt die Sache im Schiff. Nennenswerte Gewichte zur Aufnahme der Massenstöße unterzubringen ist dort ausgeschlossen; es bleibt also nur übrig, den Aufbau der Maschine durch Wahl der Kurbelversetzung der einzelnen Zylinder, mögliche Beschränkung der Gewichte der hin- und hergehenden Teile, Wahl der Zylinderzahl usw. so zu gestalten, daß die verbleibende Massenwirkung der Getriebe auf das Maschinenfundament einen kleinsten Wert erreicht. Sieht man sich daraufhin das Gegenkolbengetriebe, Bild 2, an, so ergibt sich, daß bei demselben, wenn man die Massen des inneren Getriebes den Massen des äußeren Getriebes gleich macht, die nach oben wirkenden Massenkräfte in gleicher Stärke den nach unten wirkenden entgegenarbeiten. Die verbleibenden Kräfte auf das Maschinenfundament und damit auf das Schiff müssen also 0 werden. Dies stimmt jedoch praktisch insofern nicht ganz, als das innere Getriebe im allgemeinen leichter ausfällt, als das äußere und auch der Einfluß der endlich langen Flügelstangen auftritt. Bei dem Einkolbensystem liegt die Sache ohne weiteres so, daß jedesmal der volle Massen- druck wirksam ist. Die Wirkung dieser Massenkräfte auf das Schiff ist eine zweifache. Als einfache Kräfte sind dieselben zunächst bestrebt, den Schwerpunkt des Schiffes zu heben und zu senken, als Momente, welche infolge der Lage



Zugspanndruck
auf dem Zahnflanken

1. Zahnflanke
 2. Zahnflanke
 3. Zahnflanke
 4. Zahnflanke
 5. Zahnflanke
 6. Zahnflanke
 7. Zahnflanke
 8. Zahnflanke
 9. Zahnflanke
 10. Zahnflanke
 11. Zahnflanke
 12. Zahnflanke
 13. Zahnflanke
 14. Zahnflanke
 15. Zahnflanke
 16. Zahnflanke
 17. Zahnflanke
 18. Zahnflanke
 19. Zahnflanke
 20. Zahnflanke
 21. Zahnflanke
 22. Zahnflanke
 23. Zahnflanke
 24. Zahnflanke
 25. Zahnflanke
 26. Zahnflanke
 27. Zahnflanke
 28. Zahnflanke
 29. Zahnflanke
 30. Zahnflanke
 31. Zahnflanke
 32. Zahnflanke
 33. Zahnflanke
 34. Zahnflanke
 35. Zahnflanke
 36. Zahnflanke
 37. Zahnflanke
 38. Zahnflanke
 39. Zahnflanke
 40. Zahnflanke
 41. Zahnflanke
 42. Zahnflanke
 43. Zahnflanke
 44. Zahnflanke
 45. Zahnflanke
 46. Zahnflanke
 47. Zahnflanke
 48. Zahnflanke
 49. Zahnflanke
 50. Zahnflanke
 51. Zahnflanke
 52. Zahnflanke
 53. Zahnflanke
 54. Zahnflanke
 55. Zahnflanke
 56. Zahnflanke
 57. Zahnflanke
 58. Zahnflanke
 59. Zahnflanke
 60. Zahnflanke
 61. Zahnflanke
 62. Zahnflanke
 63. Zahnflanke
 64. Zahnflanke
 65. Zahnflanke
 66. Zahnflanke
 67. Zahnflanke
 68. Zahnflanke
 69. Zahnflanke
 70. Zahnflanke
 71. Zahnflanke
 72. Zahnflanke
 73. Zahnflanke
 74. Zahnflanke
 75. Zahnflanke
 76. Zahnflanke
 77. Zahnflanke
 78. Zahnflanke
 79. Zahnflanke
 80. Zahnflanke
 81. Zahnflanke
 82. Zahnflanke
 83. Zahnflanke
 84. Zahnflanke
 85. Zahnflanke
 86. Zahnflanke
 87. Zahnflanke
 88. Zahnflanke
 89. Zahnflanke
 90. Zahnflanke
 91. Zahnflanke
 92. Zahnflanke
 93. Zahnflanke
 94. Zahnflanke
 95. Zahnflanke
 96. Zahnflanke
 97. Zahnflanke
 98. Zahnflanke
 99. Zahnflanke
 100. Zahnflanke

Zugspanndruck auf dem Zahnflanken
 C12000
 C12001
 C12002
 C12003
 C12004
 C12005

der Getriebe der verschiedenen Zylinder in verschiedenen Ebenen zustandekommen, erzeugen sie Schwingungen des Schiffes in seiner Längsachse.

Vergleicht man die Massenkräfte von Gegenkolbenmaschinen verschiedener Zylinderzahlen mit denen der Einkolbenmehrzylindermaschinen, so ergeben sich für die Massenwirkungen erster Art die Schaubilder Bild 13 für Ein- bis Sechszylindermaschinen. Wie die Schaubilder beweisen, liegen die Verhältnisse für die Doppelkolbenmaschine bedeutend günstiger als für die Einkolbenmaschine. Noch erheblich günstiger gestaltet sich der Vergleich für die Junkers-Maschine in Bezug auf die Massenwirkung der zweiten Art, die sogenannten Kippmomente. Tatsächlich arbeitet der Junkersmotor auch, wie dies mit Bestimmtheit erwartet werden konnte, im Schiff sehr ruhig.

Punkt 8 betraf die Durchbildung der Brennstoffsteuerung für Schiffsmaschinen.

Die zweckmäßige Durchbildung der Steuerung für die Brennstoffnadel ist von größter Bedeutung für die Betriebssicherheit der Maschine. Ihre auszuführenden Abmessungen müssen naturgemäß so bestimmt werden, daß sie die günstigsten Verhältnisse für die normale Drehzahl und Belastung der Maschine ergeben. Daraus folgt, daß bei langsamem Gang der Maschine bei immer gleichbleibender Steuerungsbetätigung verhältnismäßig viel zu große Zeitquerschnitte durch die Nadel freigelegt werden. Das Öl schießt also viel zu schnell in den Verbrennungsraum. Infolgedessen geschieht die Verbrennung leicht unter so starker Druckerhöhung, daß der im Arbeitszylinder entstehende Verbrennungsdruck den im Brennstoffventil vorhandenen Einspritzluftdruck übersteigt. Die Folge davon ist, daß das brennende, rußende Ölluftgemisch in das Brennstoffventil zurückschlägt und Nadeldichtflächen nebst Zerstäuber stark verschmutzt. Dieses Vorkommnis hat leicht und häufig starkes Undichtwerden des Nadelsitzes zur Folge. Damit ist dann aber die Veranlassung zum Eintritt starker Störungen gegeben, was aus folgender Überlegung hervorgeht. Das Brennstoffeinspritzventil steht dauernd unter der Spannung der Einspritzluft, also unter Überdruck gegenüber dem Arbeitszylinder. Das Brennöl wird längere Zeit, bevor die Nadel öffnet, in das Brennstoffventil eingepumpt. Die Zündtemperatur des Brennöls ist besonders bei betriebswarmer Maschine lange vor Kompressionsende schon erreicht. Ist der Abdichtungskegel der Brennstoffnadel nun undicht geworden, so tritt ohne Unterbrechung Einspritzluft in den Zylinder. Diese Einspritzluft reißt aber zur Unzeit Brennstoff aus dem Ventil mit in den Arbeitszylinder. Das hierdurch zu frühzeitig entstandene Gemisch entzündet sich unter diesen Umständen ebenfalls viel zu schnell, und zwar infolge der guten Durchmischung explosiv, d. h. unter starker Druckerhöhung und lange vor Ende der Kompressionsperiode. Trotz der starken Druckerhöhung im Arbeitszylinder komprimiert die Maschine immer weiter bis die Kolben die innere, die Verbrennungstotlage erreicht haben. Schließlich öffnet nun noch die Brennstoffnadel in der Verbrennungstotlage und spritzt den Rest Öl, der sich gegebenenfalls noch im Brennstoffventil befindet, in den Arbeitszylinder ein, so daß noch weitere Druckerhöhung entsteht und wieder Rückschlagen in den Zylinder erfolgt, vorausgesetzt, daß nicht schon vorher so hoher Druck im Zylinder herrschte, daß Rückströmen der brennenden Gase durch die undichte Nadel eintrat. Nun fressen aber heiße, mit hoher Geschwindigkeit strömende Gase jedes Metall sehr stark an. Infolgedessen werden die Undichtigkeiten sehr schnell größer bis schließlich erfahrungsgemäß nach verhältnismäßig kurzer

Zeit ein direktes Wegbrennen von Metall an Nadel und Sitz eintritt und damit der Zylinder vollständig betriebsunfähig ist.

Linienzug Bild 15 zeigt den Druckverlauf, wie er bei einem solchen Vorgang etwa zustande kommt. Irgendwo

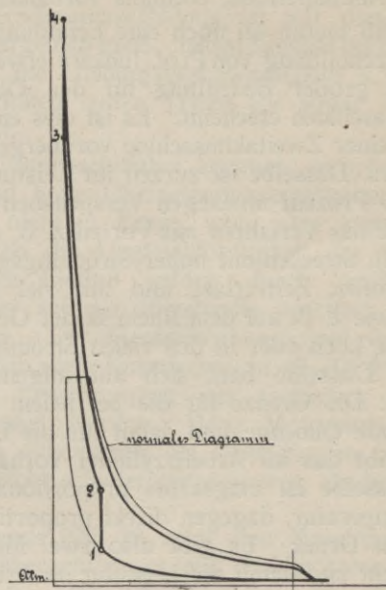


Bild 15

zwischen Punkt 2 und 4 wird das Rückströmen durch die Nadel erfolgen und nach öfterer Wiederholung des Vorganges muß dann die Betriebsstörung eintreten.

Bild 16 zeigt einen Diagrammsatz, welcher der besprochenen Maschine entnommen wurde. Die Diagramme zeigen, wie infolge geeigneter Maßnahmen an der Steuerung

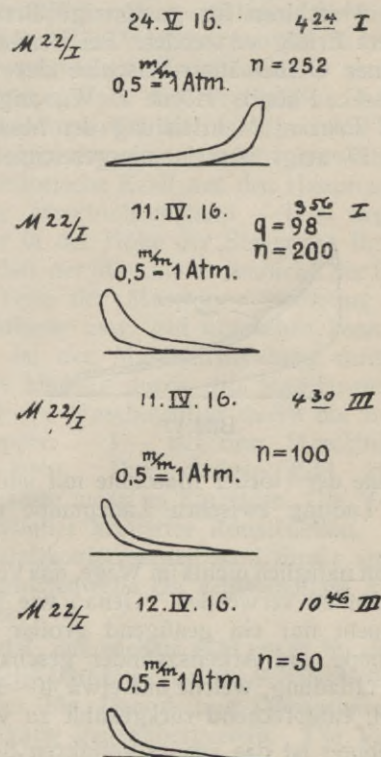


Bild 16

auch bei geringster Belastung, die praktisch 0 ist und bei auf ein Fünftel der normalen verringerten Drehzahl Druckerhöhung bei der Verbrennung und infolgedessen Gefähr-

derung der Betriebssicherheit der Maschine aus oben angeführten Gründen ausgeschlossen ist. Bei Maschinen, deren Drehzahl dauernd ein und dieselbe bleibt, ist die Gefahr eines derartigen Vorkommnisses naturgemäß erheblich geringer, obschon dort die Möglichkeit dafür, namentlich während der Anlaufperiode, ebenfalls vorhanden ist.

Im Anschluß hieran sei noch eine Erfindung und deren praktische Durchbildung von Prof. Junkers erwähnt, welche ebenfalls von großer Bedeutung für den Ölbetrieb von Schiffshauptmaschinen erscheint. Es ist dies ein Verfahren, die Leistung einer Zweitaktmaschine vorübergehend erheblich zu steigern. Dasselbe ist zurzeit für Leistungserhöhungen bis zu 50 Prozent im langen Versuchsbetrieb erprobt. An Bord wäre das Verfahren mit Vorteil z. B. da verwendbar, wo es gilt, Strecken mit hoher Strömungsgeschwindigkeit ohne großen Zeitverlust und mit viel Anhang zu durchfahren, wie z. B. auf dem Rhein in der Gebirgsstrecke und im Binger Loch oder in den vielen Stromschnellen auf der Donau. Dasselbe baut sich auf folgenden Grundgedanken auf: Die Grenze für die bei jedem Arbeitsspiel zu verbrennende Ölmenge und damit für die Leistung der Maschine ergibt das im Arbeitszylinder vorhandene Luftgewicht. Dasselbe ist umgekehrt proportional zu seiner absoluten Temperatur, dagegen direkt proportional zu seinem absoluten Druck. Es gibt also zwei Möglichkeiten, das Luftgewicht und damit die Leistung im Arbeitszylinder zu erhöhen.

1. Durch Temperaturenniedrigung der Verbrennungsluft vor Eintritt in den Arbeitszylinder.

2. Durch Erhöhung des absoluten Ladeluftdruckes im Arbeitszylinder bei Beginn der Kompression in demselben.

Gegebenenfalls kommen beide Maßnahmen gleichzeitig in Frage.

Das Verfahren der Abkühlung der Ladung wurde bis jetzt nur bei Maschinen für gasförmige Brennstoffe und dort mit gutem Erfolg verwendet. Bei Versuchen, die ich zurzeit an einer Oechelhäuser-Maschine des Hörder Vereins, jetzt A.-G. Phönix, Hörde i. W., angestellt habe, gelang es, 17 Prozent Mehrleistung der Maschine zu erzielen. Bild 17 zeigt übereinandergezeichnet zwei Indi-

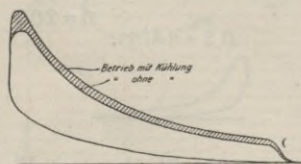


Bild 17

katordiagramme der Hörder Maschine mit und ohne Rückkühlung der Ladung zwischen Ladepumpe und Arbeitszylinder.

Es steht dem natürlich nichts im Wege, das Verfahren auch bei Ölmaschinen zu verwenden. Genau wie bei der Gasmaschine braucht nur ein genügend großer Kühler zwischen Ladepumpe und Arbeitszylinder geschaltet zu werden und die Luftladung, welche mit etwa 40–50° die Spülpumpe verläßt, entsprechend rückgekühlt zu werden.

Weit ergiebiger ist das zweite Verfahren der Vergrößerung des Ladegewichts durch die Erhöhung des Kompressionsanfangsdruckes. Dasselbe ist so durchzuführen, daß durch irgend ein Drosselorgan in der Auspuffleitung während des Betriebes deren Querschnitt so verengt wird, daß der Druck während der Auslaß- und Spülperiode im Arbeits-

zylinder nicht unter den gewünschten Ladedruck sinkt. Selbstverständlich muß dabei durch die entsprechend große Spülluftpumpe soviel Frischluft in den Zylinder gefördert werden, daß genau wie beim freien Auspuffbetrieb in die Atmosphäre zu Beginn der Kompression alle Abgase aus dem Zylinder verdrängt sind. Den Maschinenaufbau zur Durchführung dieses Verfahrens zeigt Bild 18. Beispielsweise ist die dort dargestellte Maschine so aufgebaut ge-

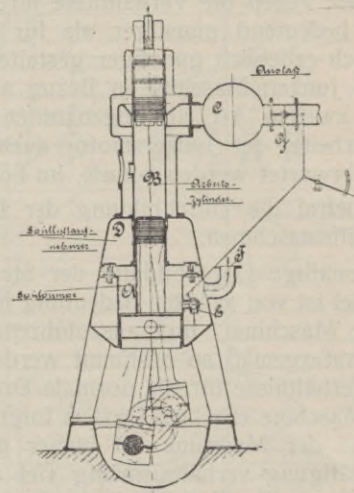


Bild 18

dacht, daß die Spülpumpe — A — als Stufenpumpe an den unteren Kolben angeschlossen ist. — B — ist der Arbeitszylinder, — C — der Auspuffbehälter mit anschließender Auspuffleitung, — D — der Spülluftbehälter, — E — eine abschließbare Rückleitung aus der Spülluftpumpe zu deren Saugleitung — F —, — G — irgend ein rohes Drosselorgan, etwa eine Klappe in der Auspuffleitung. Soll die Maschine nun zeitweise mit z. B. 50 Prozent Überlastung zu arbeiten haben, so muß die Spülpumpe von da an ein Mehr von 50 Prozent Luft fördern, muß also dementsprechend groß sein. Für den normalen Betrieb schiebt die Spülpumpe ein Drittel der angesaugten Luftmenge durch den Hahn — E — in ihre Saugleitung zurück. Die Drosselklappe — G — steht bei normalem Betrieb vollständig offen. Soll die Maschine nun mit erhöhter Leistung arbeiten, so wird entweder von Hand oder durch einen Regler die Auspuffklappe so stark gedrosselt, daß größerer Druckabfall als bis auf 1,5 atm abs. im Auspuffbehälter und damit im Arbeitszylinder nicht entstehen kann, gleichzeitig wird Rücklauf — E — abgeschlossen, so daß die Spülpumpe nunmehr die volle angesaugte Luftmenge dem Arbeitszylinder zuführt. Damit findet die von der Brennstoffpumpe geförderte eineinhalbfache Ölmenge genügend Luft vor, um zur vollständigen Verbrennung zu gelangen. Die Betriebsergebnisse mit dem Verfahren haben bewiesen, daß gleich gute Verbrennung wie im normalen Betrieb erreichbar ist und praktisch im gleichen Maße wie die indizierte so auch die Wellenleistung der Maschine steigt.

Bild 19 zeigt ein Indikatorgramm und ein theoretisches Diagramm für normalen Betrieb und für Leistungserhöhung (jedesmal übereinandergezeichnet). Die Mitteldrucke der Indikatorgramme betragen 10,6 atm für den normalen und 15,8 atm für den Leistungserhöhungsbetrieb. Im gleichen Verhältnis stiegen die Bremsleistungen. Wendet man außer der Drosselung des Auspuffs auch noch Rückkühlung der Spülluft an, so vergrößert sich bei einer Rückkühlung von etwa 30° C das Diagramm noch weiter nach der gestrichelten Linie.

Für den Schiffsantrieb hat sich die Ölmaschine den beiden herrschenden Treibelementen, der Schraube und dem Schaufelrad anzupassen.

Grundsätzlich unterscheiden sich mit bezug auf ihren Antriebsmotor beide Elemente dadurch, daß die Schraube es mit Rücksicht auf ihr wirtschaftliches Arbeiten zuläßt,

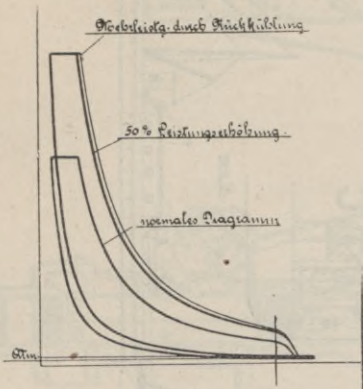


Bild 19 a

die Motorwelle direkt mit ihrer Welle zu kuppeln, also Schraube und Motor in der gleichen Drehzahl zu betreiben.

Anders liegt die Sache beim Räderschiff. Das Schaufelrad erfordert zum wirtschaftlichen Betrieb sehr geringe Drehzahlen, etwa 35—45 in der Minute. Wollte man Ölmaschinen für derartige kleine Drehzahlen bauen, so ergäben sich Abmessungen und Gewichte und dementsprechend Anlagelkosten, die den Ölbetrieb ausschließen.

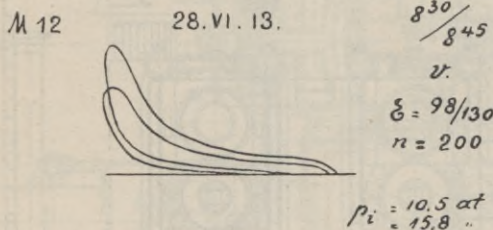


Bild 19 b

Die Verwendung des Motors für Radschiffe bedingt demnach die Zwischenschaltung eines Getriebes, welches die Drehzahl des Ölmotors auf die für das Schaufelrad wirtschaftliche Drehzahl vermindert. Die Einführung der Dampfturbine hat im Laufe der letzten Jahre von den verschiedenen in Frage kommenden Übersetzungsmöglichkeiten, z. B. der elektrischen, hydraulischen oder pneumatischen, zwei Arten sich besonders entwickeln lassen. Die erste, der Föttingertransformator, der heutzutage mit sehr gutem Erfolg als Zwischenglied zwischen Dampfturbine und Schraubenwelle auf hydraulischem Wege die Umsetzung der hohen Turbinendrehzahl in die niedrige Schraubenwellendrehzahl vermittelt, ist für den wirtschaftlichen Radschiffsantrieb in seiner jetzigen Form ausgeschlossen, da er, um wirtschaftlich arbeiten zu können, conachiale Lage zwischen Motor und Propellerwelle zur Voraussetzung hat. Als stärkster Mitbewerber steht zurzeit dem Föttingertransformator die Zahnradübersetzung gegenüber. Die ersten Schiffbauunternehmen des Inlandes arbeiten zurzeit an der Durchbildung des Zahntriebes als Übersetzungsmittel zwischen Turbine und Schraubenwelle. In England z. B. waren (nach Kaemmerer „Die neue Entwicklung im Schiffsmaschinenbau“) 1910 erst 15 000 PS, Ende 1913 schon 435 450 PS mit Zahntrieb auf Handelsschiffen

im Bau oder Betrieb. Die auf Kriegsschiffen eingebauten Triebe sind darin nicht einbegriffen. Kaemmerer erwähnt ausdrücklich, daß schon die ersten Triebe sich gut bewährt und nach zehnmonatlichem Betrieb wenig Abnutzung gezeigt hätten.

Das Übersetzungsverhältnis ist auf diesen Turbinenschiffen naturgemäß groß, beispielsweise bei einem 10 000 t-Schiff 1:26, die Umfangsgeschwindigkeit 4,5—9,5 m/sek. Bei Kriegsschiffen laufen Triebe mit sogar 18 m/sek Geschwindigkeit.

Für die Binnenschifffahrt kommen derartige Geschwindigkeiten und hohe Übersetzungsverhältnisse für den Ölmotorenbau nicht in Frage, wohl aber kommt beim Ölmotorenbetrieb die Ungleichförmigkeit des Drehmoments hinzu, dessen Einfluß jedoch durch genügend große Schwungräder auf der Ritzelwelle praktisch ausgeglichen werden kann. Der Gesamtwirkungsgrad derartiger Getriebe hat sich nach Kaemmerer zu 97—98 Proz. ergeben. Unzulässige Erwärmungen des Getriebes können also leicht vermieden werden. Beim Motorenantrieb dürften sich also im allgemeinen die Bedingungen für das Zahnradgetriebe nicht schwieriger gestalten, als beim Turbinentrieb.

Das folgende Bild 20 zeigt den Maschinenraum eines Doppelschraubenschleppers mit 2 Ölmotoren von je 600, insgesamt also 1200 PS Leistung. Die beiden Hauptmaschinen sind vierzylindrige Junkersmotore von 270 Durchm. und 2×460 Hub und 210 Umdrehungen. Jede Maschine hat zwei Anlaßflaschen —A—, die zu beiden Seiten an der Schiffswand hängen. —B— ist ein elektrisches Aggregat mit einem etwa 25-PS-Ölmotor zum Antrieb der Deckswinden und der Rudermaschine, —C— ein weiterer 5-PS-Ölmotor für die Schiffsbeleuchtung. Derselbe betreibt zugleich, wenn nötig, die Hilfslenzpumpe. —D— ist die Hilfskompressoranlage. Sie dient zum erstmaligen Auffüllen der Anlaßflaschen für die Hauptmaschine und wird zweckmäßig ebenfalls durch einen Glühkopfmotor angetrieben, so daß Preßluft zu ihrer Inbetriebsetzung nicht erforderlich ist. —E— sind die Betriebs-tanks für die Hauptmaschine, welche entweder von Hand oder durch motorische Kraft aus den Haupttanks aufgefüllt werden. Der Maschinenstand —F— liegt über dem Maschinenflur in der Höhe der Steuerung für die Arbeitszylinder, so daß der Maschinist sämtliche der Überwachung bedürftigen Teile der Maschine: Steuerung, Manometer, Kühlwasserabflüsse usw. gut übersehen kann. Durch die Tür —G— ist der Maschinenstand direkt von Deck aus ohne den Umweg durch den Maschinenraum erreichbar, während der Maschinenflur durch die Bühne —H— und die Treppen —J— mit dem Maschinenstand in Verbindung steht. Das nächste Bild 21 zeigt die Motorkonstruktion mehr im Einzelnen. Die Motoren haben vier Arbeitszylinder armerter Konstruktion. Ladepumpen und Einspritzluftkompressoren sind direkt angetrieben, so daß jede Schraubenwelle ein selbständiges Antriebssystem für sich besitzt.

Zahlentafel I, das nächste Bild, zeigt für die verschiedenen Flußgebiete Mitteleuropas die Schiffsabmessungen und Verdrängungen für Dampf- und Ölmaschinenantrieb bei gleichem Tiefgang gegenübergestellt. Die Verdrängungen der Motorschlepper betragen also für Schiffe mit gewöhnlichem Heck im Mittel etwa 66,2 Prozent, mit Tunnelheck 73,3 Prozent von dem der Dampfschlepper, welches Verhältnis außer anderen Vorteilen die Kosten für den Schiffsrumpf zugunsten des Motorschiffes erheblich beeinflussen muß.

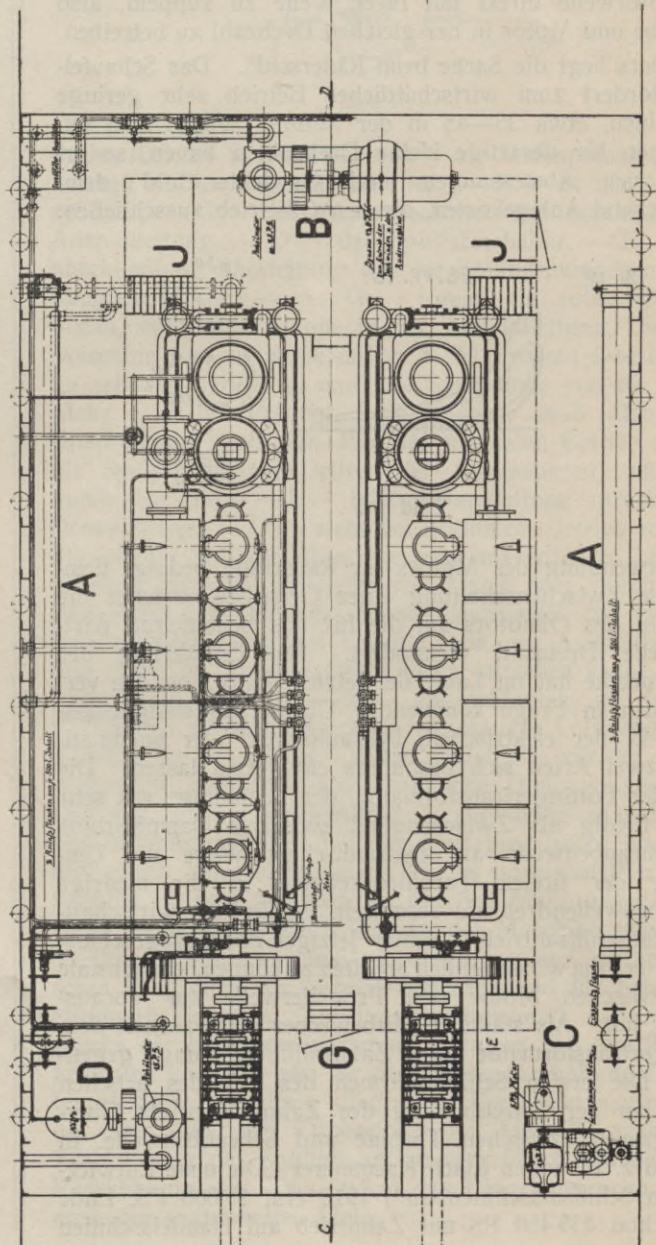
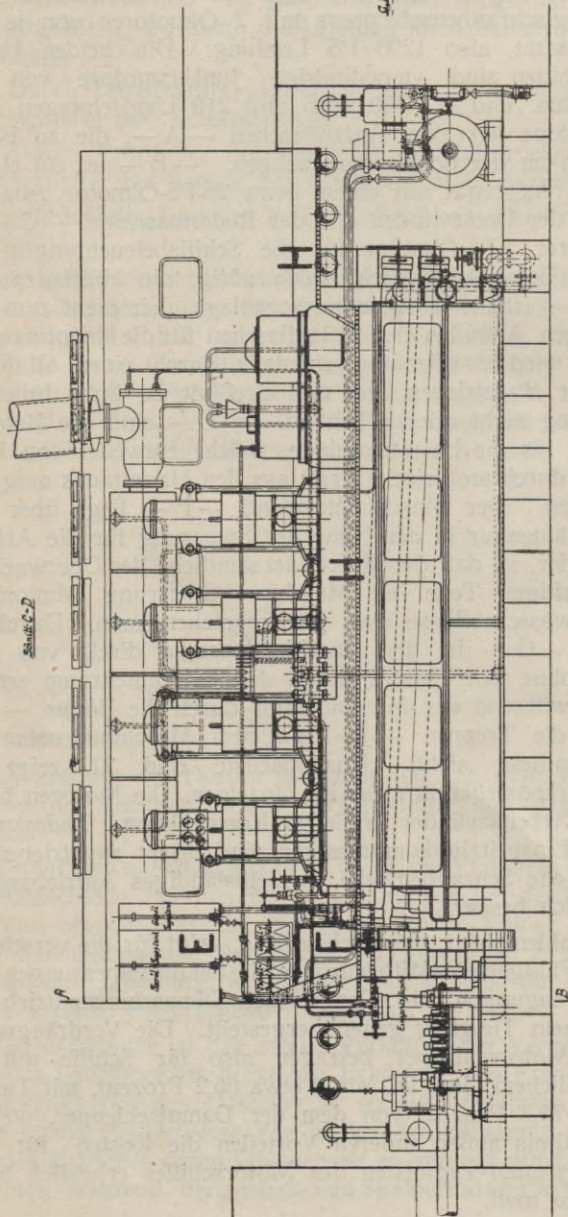
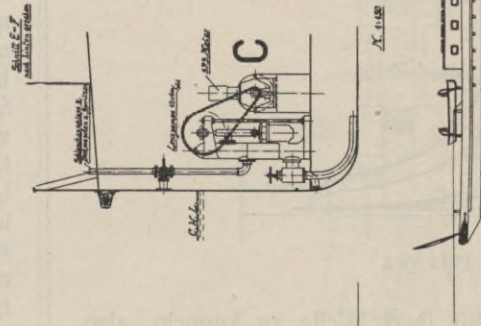
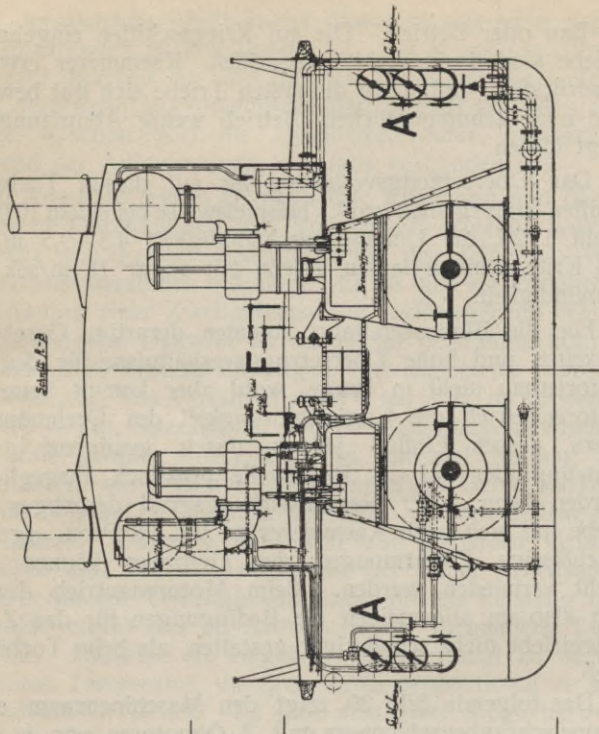


Bild 20.

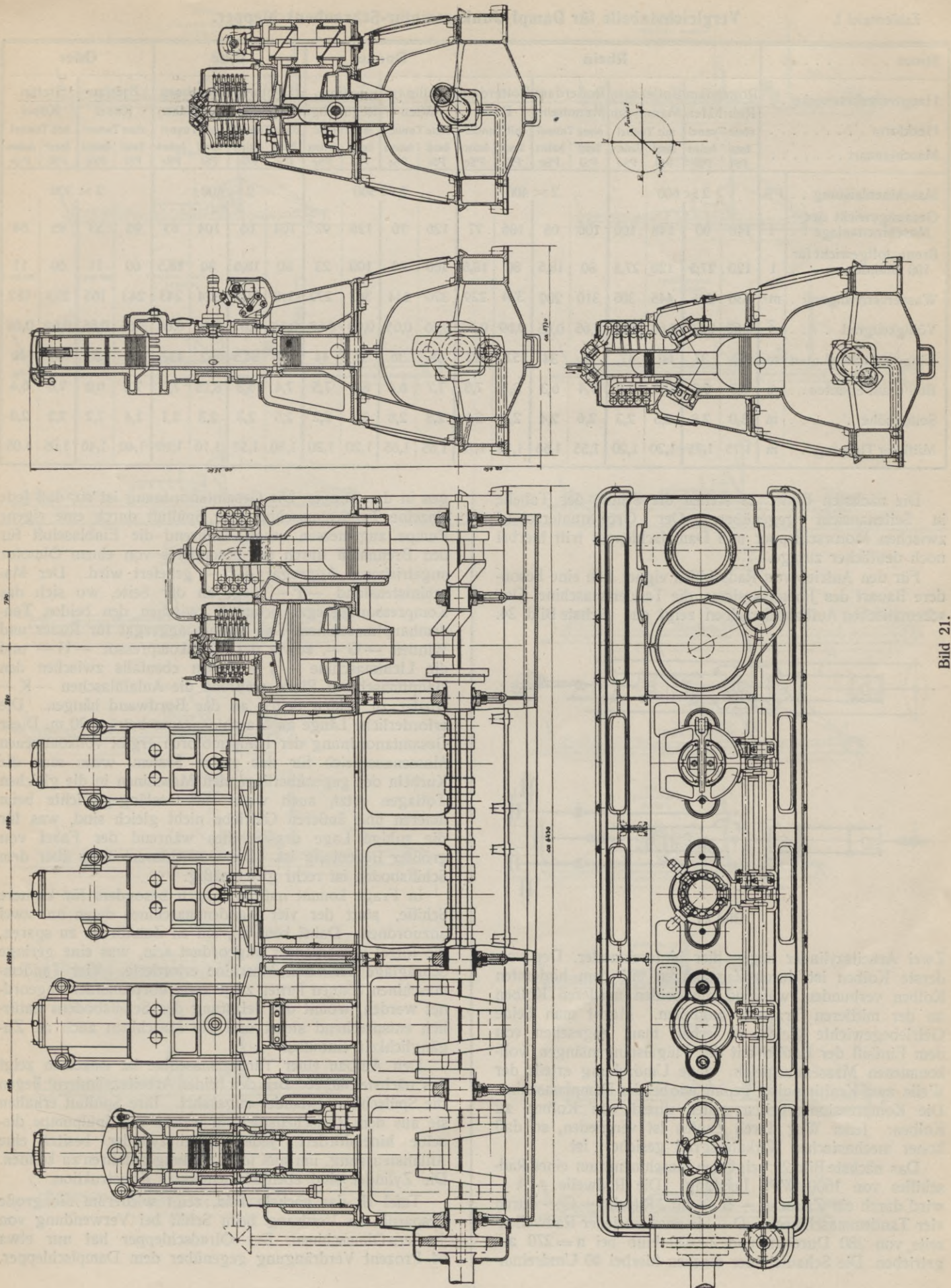


Bild 21.

Vergleichstabelle für Dampf-Junkersmotor-Schraubenschlepper.

Strom	Rhein								Donau				Elbe				Oder			
	Rotterdam		Rotterdam		Rotterdam		Rotterdam		Sulina		Sulina		Hamburg		Hamburg		Breslau		Stettin	
	Ruhrhäfen		Mannheim		Mannheim		Basel		Wien		Regensbg.		Magdebg.		Dresden		Kosel		Kosel	
Hauptverkehrsstrecke . .	ohne Tunnel		mit Tunnel		ohne Tunnel		mit Tunnel		ohne Tunnel		mit Tunnel		ohne Tunnel		mit Tunnel		ohne Tunnel		mit Tunnel	
Heckform	Dampf		Junkers		Dampf		Junkers		Dampf		Junkers		Dampf		Junkers		Dampf		Junkers	
Maschinenart	PSi	PSe	PSi	PSe	PSi	PSe	PSi	PSe	PSi	PSe	PSi	PSe	PSi	PSe	PSi	PSe	PSi	PSe	PSi	PSe
Maschinenleistung . . PS	2 × 600				2 × 400				2 × 500				2 × 400				2 × 300			
Gesamtgewicht der Maschinenanlage . . t	148	90	148	106	106	65	106	77	126	76	126	92	104	65	104	83	95	53	95	64
Brennstoffgewicht für 100 Stunden t	120	27,5	120	27,5	80	18,5	80	18,5	100	23	100	23	80	18,5	80	18,5	60	11 <small>(80 Sid.)</small>	60	11 <small>(80 Sid.)</small>
Wasserverdrängung . . m ³	430	285	445	305	310	209	324	229	370	244	383	272	310	208	324	243	243	165	253	182
Völligkeitgrad δ	0,65	0,65	0,69	0,69	0,65	0,65	0,69	0,68	0,65	0,65	0,69	0,68	0,65	0,65	0,69	0,68	0,65	0,65	0,69	0,68
Länge zwischen Loten . . m	47	37	60	47	42	34	51	42	45	36	55	44	43	34,5	52	43,5	38	30	46	40
Breite auf Spanten . . . m	8,3	6,8	9,0	7,9	7,4	6,3	8,1	7,0	7,7	6,4	8,4	7,5	7,4	6,3	8,15	7,3	7,0	6,0	7,6	6,4
Seitenhöhe m	3,0	2,8	2,5	2,3	2,6	2,4	2,3	2,1	2,8	2,6	2,4	2,2	2,5	2,3	2,3	2,1	2,4	2,2	2,2	2,0
Mittlerer Tiefgang . . m	1,75	1,75	1,20	1,20	1,55	1,55	1,15	1,15	1,65	1,65	1,20	1,20	1,50	1,50	1,10	1,10	1,40	1,40	1,05	1,05

Die nächsten Bilder 23 stellen die Schiffe der Tabelle in Seitenansicht gegenüber. Der Größenunterschied zwischen Motorschlepper und Dampfschlepper tritt hierbei noch deutlicher zutage.

Für den Antrieb von Radschiffen eignet sich eine besondere Bauart des Junkerssystems, die Tandemaschine. Den schematischen Aufbau derselben zeigt das nächste Bild 24.

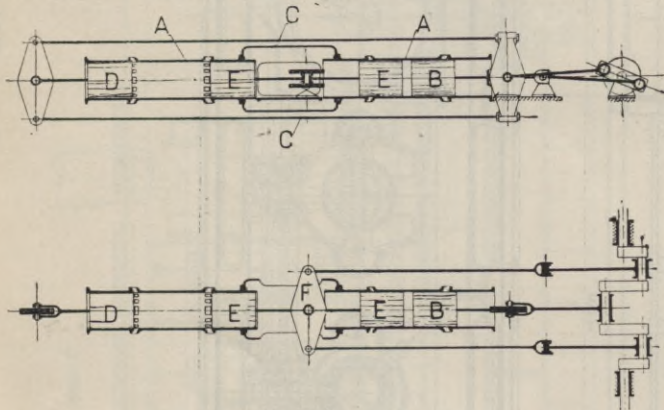


Bild 24

Zwei Arbeitszylinder liegen hier hintereinander. Der vorderste Kolben ist durch Zugstangen mit dem hintersten Kolben verbunden, während die beiden mittleren Kolben an der mittleren Traverse angreifen. Macht man beide Getriebegewichte gleich, so erhält man, abgesehen von dem Einfluß der Endlichkeit der Flügelstangenlängen, vollkommenen Massenausgleich. Jede Umdrehung erteilt der Welle zwei Kraftimpulse, genau wie bei der Dampfmaschine. Die Kompressionsarbeiten gehen direkt von Kolben zu Kolben. Jeder Weg durch Zapfen ist vermieden, so daß hoher mechanischer Wirkungsgrad gesichert ist.

Das nächste Bild 25 zeigt den Maschinenraum eines Radschiffes von 1600 WPS Leistung. Die Radwelle — A — wird durch ein Zahnrad — B — mit 2 Ritzeln — C — durch vier Tandemaschinen — D —, je zwei an jeder Radwellenseite von 280 Durchm. und 2×420 Hub bei n=270 angetrieben. Die Schaufelräder machen hierbei 40 Umdrehun-

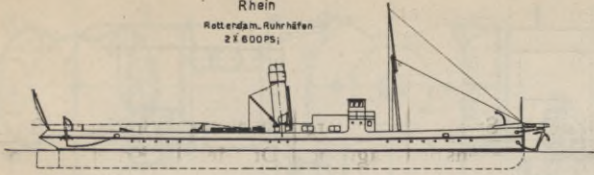
gen in der Minute. Die Gesamtanordnung ist so, daß jede einzelne Tandemaschine ihre Spülluft durch eine eigene Pumpe zugemessen erhält, während die Einblaseluft für den Brennstoff durch ein besonderes von einem Ölmotor angetriebenes Aggregat — E — geliefert wird. Der Maschinenistenstand — F — liegt an der Seite, wo sich das Kompressoraggregat befindet, zwischen den beiden Tandemaschinen. Das Dynamoaggregat für Ruder und Winden — G —, sowie der Hilfskompressor — H — und die Lichtmaschine — J — finden ebenfalls zwischen den Hauptmaschinen Platz, während die Anlaßflaschen — K — wieder zu beiden Seiten an der Bordwand hängen. Die erforderliche Länge an Maschinenraum beträgt 20 m. Diese Gesamtanordnung der Hauptmotoren ergibt vollkommenen Massenausgleich für das ganze System, wenn man die Kurbeln der gegenüberliegenden Maschinen in die gleichen Totlagen setzt, auch wenn die Gestängengewichte beim inneren und äußeren Getriebe nicht gleich sind, was für die ruhige Lage des Schiffes während der Fahrt von größter Bedeutung ist. Die Gewichtsverteilung über dem Schiffsboden ist recht gleichmäßig.

In Frage kommt natürlich auch besonders für kleinere Schiffe, statt der vier Tandemaschinen deren nur zwei anzuordnen. Dabei könnten, um an Zahnbreite zu sparen, die Ritzel übereinander angeordnet sein, was eine geringe Schräglage der einen Maschine erforderte. Vier Tandemaschinen können ferner zu je zwei übereinander angeordnet werden, womit die Belastung des Schiffsbodens natürlich entsprechend steigt und die Maschinen auch an Zugänglichkeit einbüßen.

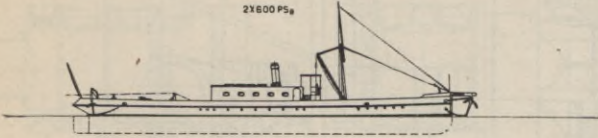
Den Aufbau einer Tandemaschine im einzelnen zeigt das nächste Bild 26. Bei den beiden Arbeitszylindern liegen die Spülschlitze einander zugekehrt. Ihre Spülluft erhalten sie aus dem Zwischenstück, in welche die Spülpumpe dieselbe hineinfördert. Jeder Arbeitszylinder besitzt eine Anlaßsteuerung, um aus jeder Stellung anfahren zu können. Die Zylinder sind ebenfalls armerter Konstruktion.

Tafel II, das nächste Bild, zeigt wiederum die große Ersparnis an Verdrang beim Schiff bei Verwendung von Junkers-Ölmaschinen. Der Ölradschlepper hat nur etwa 64 Prozent Verdrängung gegenüber dem Dampfschlepper,

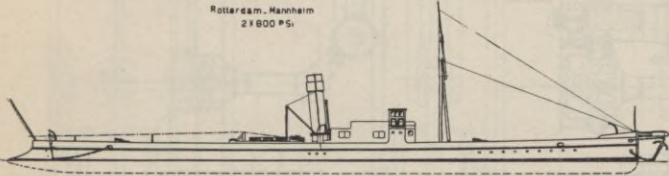
Rhein
Rotterdam, Ruhrhäfen
21600 PS₂



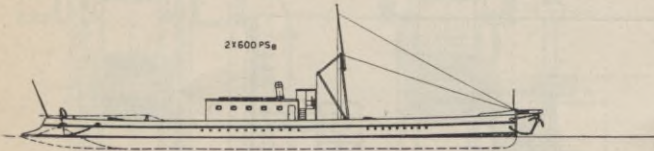
21600 PS₂



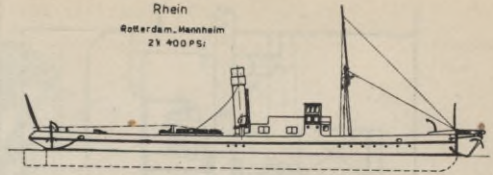
Rhein
Rotterdam, Mannheim
21800 PS₁



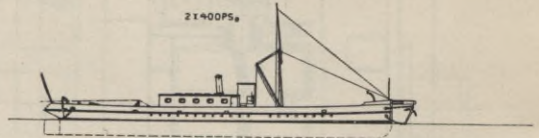
21600 PS₂



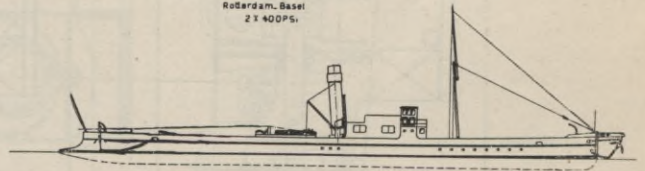
Rhein
Rotterdam, Mannheim
21400 PS₂



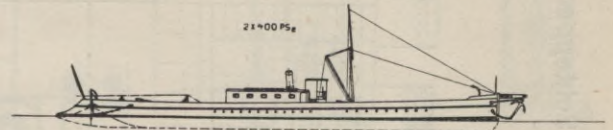
21400 PS₂



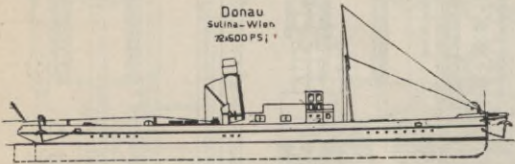
Rhein
Rotterdam, Basel
21400 PS₂



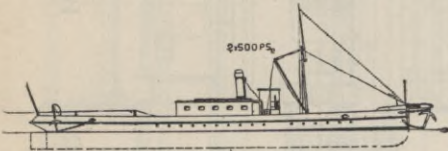
21400 PS₂



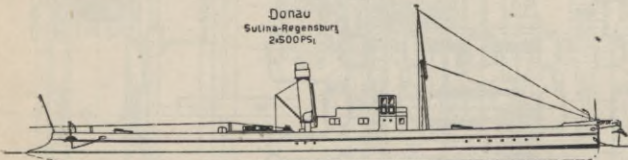
Donau
Sulina-Wien
21600 PS₁



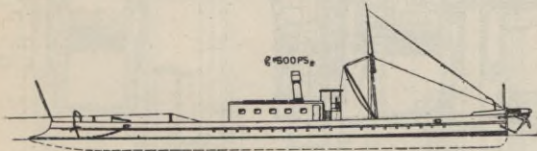
21600 PS₂



Donau
Sulina-Regensburg
21500 PS₁



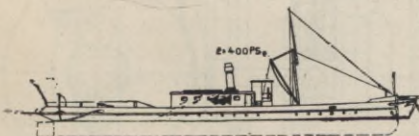
21500 PS₂



Elbe
Hamburg-Magdeburg
21400 PS₁



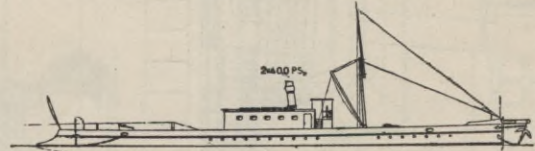
21400 PS₂



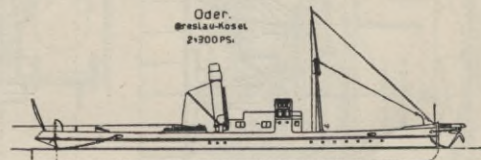
Elbe
Hamburg-Dresden
21600 PS₁



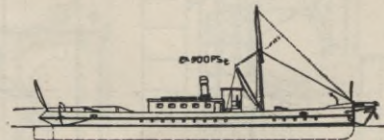
21600 PS₂



Oder
Breslau-Kosel
21300 PS₁



21300 PS₂



Oder
Kettin-Kosel
21300 PS₁



21300 PS₂

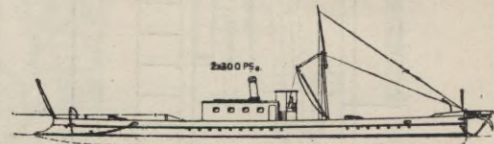


Bild 23

Radschiffmaschinenraum eines 1600 P.S.e. Schleppers.

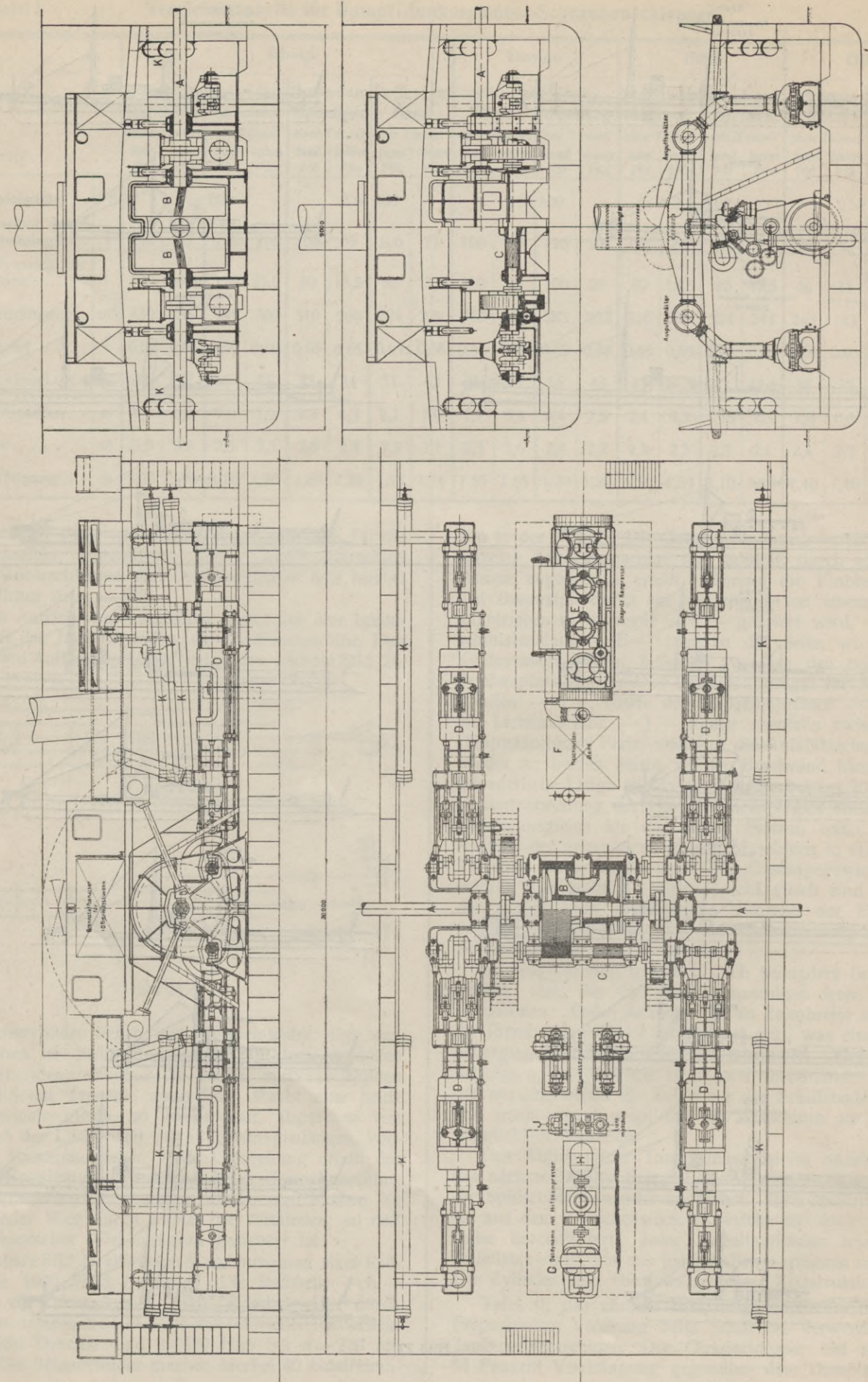
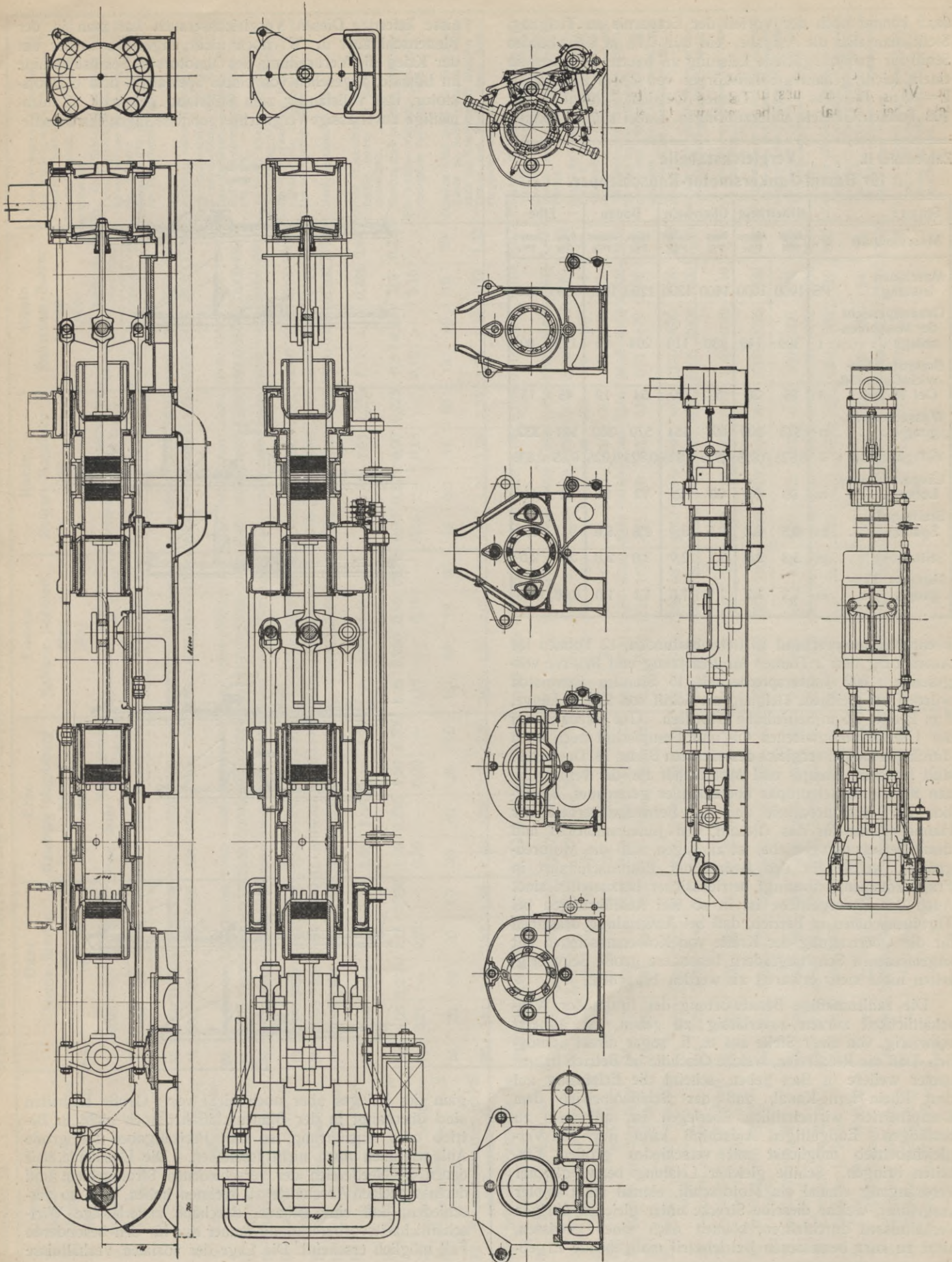


Bild 25



dazu kommt noch der Vorteil der Ersparnis an Tiefgang. Stellt man sich die Aufgabe, ein nur 0,75 m tiefgehendes Schiff für größtmögliche Leistung zu bauen, so wären in einem leicht gebauten Schiffskörper von 2,5 m Seitenhöhe, L=80 m, B=9 m = 315 Tonnen Gewicht, 1200 PSe mit 108 Tonnen Gewicht unterzubringen. Dabei sind 3 Tonnen

Zahlentafel II. **Vergleichstabelle für Dampf-Junkersmotor-Radschlepper.**

Strom	Mittelrhein		Oberrhein		Donau		Elbe		
	Dampf PSt	Junkers PSe	Dampf PSt	Junkers PSe	Dampf PSt	Junkers PSe	Dampf PSt	Junkers PSe	
Maschinenleistung	PS	1900	1600	1400	1200	1000	1000	800	
Gesamtgewicht der Maschinenanlage	t	300	140	230	110	204	96	175	80
Brennstoff-Gewicht Dampf 50, Oel 75 Std.	t	85	30	63	20	54	19	45	15
Wasserverdrängung	m ³	815	500	697	454	579	362	527	332
Völligkeitgrad	ø	0,825	0,825	0,825	0,825	0,825	0,85	0,835	
Länge zwischen Loten	m	80	62	80	65	72	56	76	60
Breite auf Spanten	m	9,5	8,2	9,5	8,4	8,8	8,0	9,0	8,3
Seitenhöhe	m	3,3	3,0	3,1	2,9	3,0	2,8	2,7	2,6
Mittlerer Tiefgang	m	1,3	1,2	1,1	1,0	1,1	1,0	0,90	0,80

Brennstoff entsprechend 10 Betriebsstunden, 12 Tonnen für Ausrüstung und 2 Tonnen für Besatzung und Reserve vorgesehen. 700 Junkerspferde mit 15 Stunden Brennstoff würden bei gleichem Tiefgang ein Schiff von 52,2 m Länge, 7 m Breite, 2,6 m Seitenhöhe erfordern. Gut erkennbar ist der Unterschied zwischen Öl- und Dampfschiff auch noch durch den Längenvergleich des nächsten Bildes 28. Dortselbst sind jedesmal Dampf- und Motorschiff für die verschiedenen Ströme Mitteleuropas übereinander gezeichnet. Bezüglich der Ausführbarkeit und der Betriebssicherheit der Hauptelemente für das Ölschiff, den Junkersmotoren und dem Übersetzungsgetriebe, ist zu sagen, daß die Motorengrößen, welche für den Bedarf der Binnenschifffahrt in Frage kommen, unbedingt betriebssicher herzustellen sind. Auch das Rädergetriebe ist in so viel Ausführungen bei Turbinenschiffen in Betrieb, daß bei Anwendung desselben für die Übertragung der Kräfte von Kolbenmaschinen mit angemessenen Schwunrädern besondere große Schwierigkeiten nicht mehr erwartet zu werden brauchen.

Die zahlenmäßige Beantwortung der Frage der Wirtschaftlichkeit zurzeit zuverlässig zu geben, ist äußerst schwierig, von einer Stelle aus m. E. sogar direkt unmöglich. Daß die Reedereien, welche Ölschiffe im Betrieb haben, immer weitere in Bau geben, scheint die Erfahrung auf dem Rhein-Herne-Kanal, daß der Schiffsölbetrieb dem Dampfbetrieb wirtschaftlich überlegen ist, allgemein zu bestätigen. Endgültigen Aufschluß kann nur ein Vergleichsbetrieb möglichst mit verschiedenen großen Einheiten bringen. Schiffe gleicher Leistung bezw. gleicher Verdrängung einmal als Motorschiff, einmal als Dampfer ausgeführt, welche dieselbe Strecke unter gleichen übrigen Verhältnissen durchfahren, können nach einer gewissen, nicht zu kurz bemessenen Betriebszeit maßgebende Ergeb-

nisse liefern. Diesen Vergleichsversuch hat man in der Binnenschifffahrt m. W. noch nicht angestellt. Leider hat der Krieg die Verbreitung des Ölmotors als Schiffsmaschine im Inlande, abgesehen von einem Spezialtyp, dem U-Bootsmotor, fast vollständig zum Stillstand gebracht. Zahlenmäßige zuverlässige Vergleichsergebnisse lagen bis zum Be-

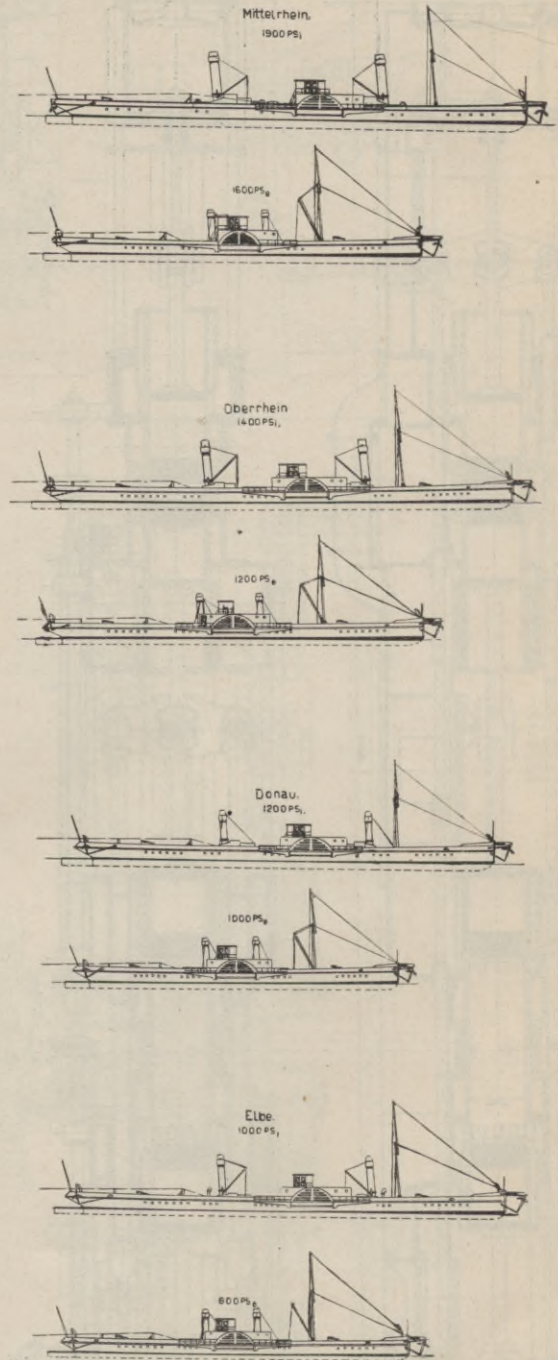


Bild 28

ginn des Krieges aber noch nicht vor. Große Einheiten sind überhaupt in der Binnenschifffahrt noch nicht in Betrieb oder Ausführung, so daß Preisangaben für große Anlagen auch noch nicht feststehen. Die Umstände, mit denen die Reedereien der verschiedenen Stromgebiete und deren einzelnen Abschnitte zu rechnen haben, sind so verschieden, daß eine genaue, durchaus zuverlässige Wirtschaftlichkeitsvorbereitung immer nur für den besonderen Fall möglich erscheint. Die Lage der sozialen Verhältnisse

Zahlentafel III. Wirtschaftlichkeitsberechnungen für Schlepper verschiedener Größen mit Dampf-Junkers-Oelmaschinen.

1	Stromgebiet	km	Oder		Elbe		Donau		Rhein		Rhein		20	2000	Doppelschrauben mit Tunnel
			Stettin-Breslau	Hamburg-Magdeburg	Maldava-Budapest	Ruhrort-Mannheim	Rotterdam-Ruhrort								
2	Stromstrecke	PS	Seitenräder	Seitenräder	Seitenräder	Seitenräder	Seitenräder	Seitenräder	Seitenräder	Seitenräder	Seitenräder	Seitenräder	Öl	Öl	Öl
3	Länge des Reiseweges		490	300	600	360	200	2000	2000	2000	2000	2000	180000	130000	120000
4	Maschinenleistung		600	800	1000	1200	2000	2000	2000	2000	2000	28000	28000	20600	17000
5	Schlepperart		Doppelschrauben mit Tunnel	Doppelschrauben mit Tunnel	Doppelschrauben mit Tunnel	Doppelschrauben mit Tunnel	Doppelschrauben mit Tunnel	Doppelschrauben mit Tunnel	Doppelschrauben mit Tunnel	Doppelschrauben mit Tunnel	Doppelschrauben mit Tunnel	Öl	Öl	Öl	Öl
6	Maschinenart		Dampf	Dampf	Dampf	Dampf	Dampf	Dampf	Dampf	Dampf	Dampf	Dampf	Dampf	Dampf	Dampf
7	Kosten des Schiffskörpers	M.	71000	45000	58500	76500	58500	80000	92000	66000	74000	108000	104200	150000	150000
8	Kosten der Ausrüstung	M.	8000	5500	7500	15000	14000	14000	10000	10000	15000	15000	15000	15000	15000
9	Kosten der Maschinenanlage	M.	141000	135000	120000	184000	150000	225000	98000	215000	170400	264000	108000	252000	270000
10	Spesen und Verdienst	M.	18200	22000	13000	18000	28000	36000	31000	22000	40400	38000	26800	35000	48000
11	Gesamtschiffspreis	M.	201000	242000	130000	203500	280000	345000	350000	320000	380000	425000	250000	369000	526000
12	davon 12% sächliche Kosten	M.	24500	29000	15600	24400	33600	42000	26700	38400	45600	51000	30000	44000	63000
13	persönliche Kosten	M.	12690	9400	9250	6850	18720	14000	14660	11400	34700	27700	18400	12900	24000
14	12+13 = Schiffskosten	M.	37190	38400	24850	31250	52320	69700	56100	61400	69000	68000	48400	56900	87000
15	" je PS und Fahrstunde	Pf.	1,59	1,64	1,18	1,49	1,65	1,79	1,44	1,57	1,48	1,46	1,03	1,250	1,11
16	Brennstoffverbrauch je PS in Std.	kg	1,05	0,230	1,00	0,230	1,00	0,230	0,95	0,200	0,90	0,225	0,90	0,225	0,8
17	Zuschlag für Stilliegen	kg	0,21	—	0,20	—	0,20	—	0,19	—	0,18	—	0,18	—	0,16
18	Brennstoffkosten je t an Bord	M.	20	60	20	60	20	60	18	90	18	60	18	60	18
19	Brennstoffkosten je PS und Fahrstunde	Pf.	2,52	1,38	2,40	1,38	2,40	1,38	2,05	1,80	1,95	1,35	1,95	1,35	1,73
20	Schmiere-Putzzstoffe je PS in Std.	Pf.	0,117	0,117	0,112	0,112	0,112	0,110	0,110	0,110	0,108	0,108	0,108	0,108	0,105
21	Fortbewegungskosten je PS in Std.	Pf.	2,637	1,497	2,512	1,492	2,512	1,492	2,16	1,910	2,058	1,458	2,058	1,458	1,835
22	Fahrkosten je PS in Std.	Pf.	4,227	3,127	3,817	2,987	4,172	3,672	4,12	3,70	3,538	2,918	3,088	2,658	2,945
23	Fahrtstunde je Bergfahrt	M.	122	122	136	136	75	83	133	150	80	80	90	90	45
24	" je Talfahrt	M.	42	42	42	25	25	25	47	47	47	20	20	13	13
25	Kosten der Bergfahrt	M.	3120	2220	3130	2430	2510	1900	2430	1910	5480	4930	5450	5220	2340
26	" Talfahrt	M.	950	790	845	750	735	625	670	580	1770	1830	1710	1650	600
27	Kosten einer Doppelreise	M.	4070	2990	3975	3180	3245	2510	2510	7160	6870	4140	3850	3495	3320
28	Nutzlast zu Berg	t	2250	2250	2140	2140	3600	3600	4000	3800	4600	4600	4370	4370	8000
29	Schlepplohn je t Nutzlast zu Berg	M.	2,0	2,0	2,0	2,0	0,845	0,845	2,0	2,0	0,84	0,84	0,84	0,84	0,40
30	Schlepplohn der Bergfahrt	M.	4450	4450	4280	4280	3045	3045	8000	7600	3860	3660	3660	3200	3030
31	Schlepplohn der Talfahrt	M.	300	300	600	600	600	700	700	700	800	800	800	800	800
32	Einnahme je Reise	M.	4750	4580	3645	3645	3520	3520	8700	8300	4660	4660	4460	4000	3830
33	Gewinn je Reise	M.	680	1760	605	1400	400	1120	1430	1940	520	810	520	965	680
34	Zahl der jährlichen Doppelreisen	M.	22	22	20	20	38	35	16	14,5	38	35	35	60	54
35	Jährlicher Gewinn	M.	15000	38600	12100	28000	15200	42500	12500	19300	19800	30800	18200	33700	40700
36	Jährliche Verzinsung	%	7,3	16	9,3	13,7	5,42	13,3	8,2	7,45	6,1	5,2	7,3	9,2	7,70
37	Abzug für Tunnelheckschrauben	%	-2,0	-1,0	7,2	-1,0	6,45	-1,0	6,3	2,20	2,05	2,9	1,75	0,2	
38	Verzinsung der Schlepper, höher als Dampfschlepper	%	8,7	7,88	6,4	7,88	6,3	2,20	0,35	2,05	2,9	1,75	0,2		

In der Strommitte gemessen. Wirklich zurückgelegter Weg 5-10% Pse-PSi gesetzt, also Ölschiffe noch günstiger.
Es sind Schraubendampfer ohne Tunnel gerechnet und unten ein Abzug bei der Verzinsung gemacht für größere Kosten der Tunnel-dampfer. Die Ölschiffe sind gleich als Tunnelsschiffe gerechnet.

Ausrüstung nebst Hilfsmaschine.
Dampfmaschine 135-135 M/PS,
Ölmaschine 235-205 M/PS,
Dampfschraubmaschine 100-60 M/PS, Schraubmaschine 225 bis 175 M/PS.
Sächliche Kosten bestehen aus:
Abschreibung 5%, Versicherung 2 1/2%, Verwahrung 1 1/2%, Unterhaltung 3%. Insgesamt 12% vom Gesamtschiffspreis.
Nach besonderer Tafel.

Große Ölmaschinen sind verhältnismäßig teurer als große Dampfmaschinen.
Kohlen sind reichlich gerechnet.
Für Kohlen reichlich, fallen bei Ölmaschinen fast ganz fort.
Ölpreise sind wohl für Donau und Rhein zu hoch gerechnet. Aber auch die Kohlenpreise können auf Donau und Rhein etwas kleiner eingesetzt werden.

Vielleicht für Ölschiffe etwas hoch. Maschinenvorräte sind hier eingeschlossen. Fahrkosten, Schiffs-kosten und Fortbewegungskosten PS/Std.
Uferschwindigkeiten bis Bergfahrt: Oder 4, Elbe 4, Donau 4,5, Rhein 4,5 km/Std. Talfahrt: Mittelwerte, dabei sind für Schraubenschiffe 100% geringere Geschwindigkeiten, 50% geringere Nutzlasten = 40% geringerer Wirkungsgrad angenommen. Die Liegestunden sind für alle Fälle verhältnismäßig berechnet.
Für alle Fälle sind Mittelwerte eingesetzt, Schraubenschiffe 50% weniger.
Aus den Schlepplöhen der letzten 10 Jahre ermittelt.

Die Einnahmen bei der Talfahrt sind nicht von der Maschinenleistung, sondern vom Frachtangebot abhängig, darum auch für Rad- und Schraubenschlepper gleich einzusetzen.
Zahl der jährlichen Reisen aus den Angaben verschied. Rhedereien und aus den Fahrgeschwindigkeiten ermittelt. Schraubenschiffe haben bei 100% geringerer Geschwindigkeit weniger Reisen.
Für Mehrkosten des Tunnelsschiffes sind bei Schraubendampfer 2-10% Abzug gemacht nach besonderen Berechnungen.

beim Maschinenschiffpersonal ist ebenfalls von großem Einfluß. Was ich allgemein als Unterlagen außer der gegebenen Gewichts- bzw. Verdrängungstabellen hierfür zurzeit geben kann, ist etwa das folgende:

1. Der Preis für die verhältnismäßig kleine Anlage von 200 PSe auf dem Monopolschlepper betrug zurzeit 41 000 Mark = 205 Mk/PSe.

2. Der Verbrauch an Gasöl der vorbeschriebenen 200 PS Schiffsmaschine beträgt 195 gr/PSe/Stde.

3. Der Teerölverbrauch bei derselben Maschine beträgt 217 gr/PSe/Stde., beides bei einer Leistung von 250 PS an der Welle gemessen.

4. Der Zylinderölverbrauch wurde bei Versuchen des Dampfesselüberwachungsvereins Aachen an einer Junkersmaschine der Versuchsanstalt zu 0,6—0,7 gr festgestellt.

5. Im praktischen Bordbetrieb einer 200 PS-Anlage kommt man nach angestellten Messungen mit 0,5—1,0 kg täglichen Ölzusatz bei zwölfstündigem Betrieb unter Wiederverwendung des filtrierte Öles aus.

6. Die Baukosten sinken erfahrungsgemäß bei steigenden Einheitsleistungen.

7. Auch der Ölverbrauch per PSe wird bei steigender Leistung geringer.

Das folgende Bild, Zahlentafel III, gibt eine Wirtschaftlichkeitstabelle, die für unsere Zwecke durch Herrn Dr.-Ing. Teubert, Kiel, von dem auch die übrigen schiffbaulichen Unterlagen zum Vortrag stammen, auf Grund von eingeholten Reedereiangaben aufgestellt wurde. Die dort wiedergegebenen Angaben motortechnischer Natur wurden meinerseits wie folgt angegeben:

Brennstoffkosten pro Tonne an Bord . . .	Teeröl 60 Mk.
	Gasöl 90 „
Brennölverbrauch: Teeröl PSe/Stde. . . .	230—220 gr
„ Gasöl „	200 „

also Werte, die höher als die durch Versuche ermittelten liegen.

Zylinderölverbrauch durch Versuch ermittelt 0,7 gr PSe, Getriebeölverbrauch unter stetiger Wiedergewinnung und Filtration 0,7 gr PSe.

Preis der Maschinenanlage für Radschiffe 235—205 Mk.

„ „ „ „ Schraubenschiffe 225—175 „

Das Mehr an Verzinsung ist nach dieser Tabelle für den Ölschlepper also durchweg erheblich.

Die sinkende Wirtschaftlichkeit bei den großen Maschinenleistungen erklärt Dr. Teubert (nach Erfahrungen auf der Elbe) dadurch, daß die Maschinenleistung bei der Talfahrt wenig ausgenutzt werden kann, da außer den leeren Schiffen für eine Talfahrt in der Regel nur 1200 Tonnen Ladung mit 0,5 Mk./Tonne Schlepplohn zur Verfügung stehen, obschon die Schiffkosten und die Fahrkosten für die PSe/Stde. bei zunehmender Maschinenleistung kleiner werden.

Meiner Ansicht nach bedarf demnach dieser Punkt der Wirtschaftlichkeitsrechnung besonderer Behandlung bei den verschiedenen Strömen und auch bei der eigenen Kostenaufstellung der verschiedenen Reedereien.

Bezüglich der Rentabilität für große Anlagen, 2000 PS und mehr, kann auf die Erfahrungen mit Großdampfschiffen verwiesen werden.

Als von besonderer Bedeutung erscheint noch die Ersparnis an Bedienungspersonal mit Rücksicht auf die vorliegenden sozialen Verhältnisse. Erklärte mir doch vor dem Kriege bei Gelegenheit einer Besprechung über den Einbau von Ölmaschinen in seine Schiffe ein bekannter Rheinreeder: Wenn Sie mir betriebssichere Ölmaschinen liefern, so können Sie mir alle meine Schiffe umbauen, auch wenn ich keine höhere Verzinsung erziele, wenn nur eine erhebliche Verminderung des Maschinenpersonals dabei herauskommt.

Sollten meine heutigen Ausführungen zur Möglichkeit der klaren Bewertung des Ölmotors für die Zwecke der Binnenschifffahrt beigetragen haben, so wäre damit ihr Zweck erreicht und stehe ich zu etwaigen weiteren Auskünften, soweit ich dazu in der Lage bin, gerne zur Verfügung.



WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA



L. inw.

33692

Kdn., Czapskich 4 — 678. 1. XII. 52. 10.000

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000305768