

54.
20.

Symphon

Sonderabdruck aus dem
Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 1912.
(Verlag von Julius Springer in Berlin.)

Symphon
Geheimer O. erouurat

Studien und experimentelle Arbeiten
zur Konstruktion meines Großölmotors.

Von

H. Junkers,
Aachen.

Nicht im Handel.

X
1270

62.70

62.70
~~954.131~~

Das ist ein experimentelles
zur Konstitution meines Grobbaues

17. Januar
1771

Frankfurt

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

III 15596



Studien und experimentelle Arbeiten zur Konstruktion meines Großölmotors.

Von *H. Junkers - Aachen.*

Über die Dieselmachine sind in den letzten Jahren, dank dem ihr entgegenbrachten Interesse, viele bemerkenswerte und mehrere inhaltreiche und erschöpfende Vorträge gehalten worden, welche vornehmlich die Wirkungsweise, die Konstruktionseinzelheiten, die Anpassungsfähigkeit an besondere Verhältnisse, die Betriebsergebnisse usw. von bekannten Dieselmachines zum Gegenstande hatten. Der von mehreren Seiten mir gegebenen freundlichen Anregung, mich ebenfalls zu dieser Frage zu äußern, glaubte ich dadurch entsprechen zu sollen, daß ich einiges über meine Arbeiten auf diesem Gebiete, über die Studien und experimentellen Arbeiten, welche die Entwicklung meines Großölmotors begleitet haben, mitteile und die Hauptgesichtspunkte, welche zur konstruktiven Gestaltung desselben geführt haben, zur Besprechung bringe, in der Hoffnung, daß dieselben zum Meinungs-austausch, der das beste Mittel bildet, um eine neue schwierige Sache zu fördern, beitragen werden.

Es ist bekannt, daß man die Konstruktion einer noch so guten, allen technischen und wirtschaftlichen Anforderungen Rechnung tragenden kleinen Maschine nicht ohne weiteres auf größere Verhältnisse übertragen kann. Die Vergrößerung der Dimensionen unter Beibehaltung des konstruktiven Aufbaues kann nicht allein zu Schwierigkeiten in der Herstellung und zu unzulässigen Folgeerscheinungen im Betriebe, sondern auch zu einer völligen Verschiebung der wirtschaftlichen Verhältnisse führen, denn die die Gesamtwirtschaftlichkeit einer Maschine ausmachenden Einzelposten ändern sich keinesfalls in gleichbleibendem Verhältnis zu den Abmessungen. Für die konstruktive Gestaltung des Großmotors sind verschiedene wesentliche Gesichtspunkte, welche für die Konstruktion des Kleinmotors entfallen bzw. weniger wichtig sind, maßgebend, deren eingehende Behandlung erforderlich war, und auf die sich meine Arbeiten und Stu-

Akc. Nr.

2789 140

x
1270

dien in erster Linie erstreckt haben. Von diesen Arbeiten möchte ich einige, welche sich als besonders beachtenswert herausgestellt haben, herausgreifen. Selbstverständlich geben dieselben kein erschöpfendes Bild der angestellten Untersuchungen und Arbeiten, ebenso sind die aus denselben abgeleiteten Richtlinien für die Konstruktion allein nicht entscheidend für die Brauchbarkeit und Güte einer Maschine; diese kann nur beurteilt werden, wenn alle an sie zu stellenden Anforderungen für das betreffende Verwendungsgebiet berücksichtigt werden. Es kann eine einzige scheinbar unwichtige Forderung (z. B. Zuverlässigkeit der Schmierung, Zündung usw.) durch die sonstigen noch so vorzüglichen Eigenschaften einer Maschine nicht aufgewogen werden, wenn diese unscheinbare Eigenschaft für das betreffende Verwendungsgebiet eine unerläßliche ist. Die entscheidende Beurteilung über die Brauchbarkeit und den Wert einer Maschine läßt sich also nur an der fertigen Maschine im ganzen vornehmen, und zwar an Hand derjenigen Eigenschaften, die für das betreffende Verwendungsgebiet verlangt werden. Es soll deshalb zum Schluß versucht werden, an Hand derjenigen Forderungen, die auf dem die Schiffbautechnische Gesellschaft interessierenden Gebiete des Handels- und Kriegsschiffbaues gestellt werden, die Brauchbarkeit der aus meinen Arbeiten hervorgegangenen Maschine im ganzen zu prüfen.

Es mögen zunächst die aus der Forderung eines geringen Brennstoffverbrauches sich ergebenden Bedingungen kurz besprochen werden.

Die Thermodynamik zeigt in klarer und unanfechtbarer Weise den Weg an, wie man zu einer hohen Ausnutzung des Brennstoffes gelangt. Sie lehrt uns, daß allein das von dem Expansionsverhältnis abhängige Temperaturgefälle entscheidend ist für den Prozentsatz des in nutzbare Arbeit umsetzbaren Anteiles der zugeführten Wärmemenge. Es ist interessant, daß die erste brauchbare Verbrennungsmaschine, die atmosphärische Maschine von Otto und Langen, ein sehr weitgehendes Expansionsverhältnis verwirklichte und deshalb einen niedrigen Brennstoffverbrauch aufwies. Diese Maschine konnte aber, abgesehen von anderen Mängeln, wegen ihres großen Arbeitsvolumens für die Leistungseinheit als größere marktfähige Maschine nicht in Betracht kommen. Letzteres ist eine Folge einerseits des geringen mittleren Druckes im Arbeitsdiagramm, andererseits der geringen Anzahl der minutlichen Arbeitshube. Zur Charakterisierung der Größe des Arbeitszylinders sei z. B. erwähnt, daß die atmosphärische Maschine von $\frac{3}{4}$ Pferdestärken ein Arbeitsvolumen von etwa 20 Liter hat, während die später zu beschreibende Doppelkolben-Ölmaschine mit demselben Arbeitszylindervolumen etwa 100 Pferdestärken leistet.

Schon Otto selbst hatte in klarer Erkenntnis der Notwendigkeit, kleine Zylindervolumina für die Leistungseinheit zu schaffen, mit seinem bekannten, genial durchgearbeiteten Viertaktmotor die Expansion in ein höheres Druckniveau verlegt, dabei aber einen Rückschritt insofern gemacht, als er das Expansionsverhältnis, welches bei der atmosphärischen Maschine etwa $\frac{10}{1}$ betrug, auf etwa $\frac{2,5}{1}$ verringerte und infolgedessen den Brennstoffverbrauch für die Leistungseinheit erhöhte. Es ist natürlich, daß besonders für die Ausbildung von Großmotoren das Bestreben darauf gerichtet sein mußte, nicht allein das Arbeitsvolumen zu verringern, sondern auch (zwecks Verminderung des Brennstoffverbrauches) das Expansionsverhältnis zu vergrößern. Diese Vergrößerung des Expansionsverhältnisses suchte man dadurch zu erreichen, daß man das Expansionsvolumen, welches bei Otto gleich dem Kompressionsvolumen ist, über letzteres hinaus vergrößerte, indem man an der Höhe des Kompressionsdruckes im wesentlichen festhielt. Auf diese Weise ließ sich aber eine bedeutende Verbesserung der Expansion nicht erreichen, weil ein Arbeiten im Vakuum, wie bei der Dampfmaschine, bei Verbrennungsmotoren nicht in Betracht kommen konnte. Der Weg, um zu größerer Expansion zu gelangen, nämlich durch eine gesteigerte Kompression der Gase, war theoretisch bereits richtig erkannt, aber praktisch nicht verwirklicht worden, teils weil man sich scheute, die hohen Drucke anzuwenden, teils weil die Verwirklichung derselben mit Übelständen und Schwierigkeiten verschiedener und mannigfaltiger Art verknüpft waren.

Die zusammen mit Herrn von Öchelhäuser angestellten Versuche in der gemeinsamen Gasmaschinen-Versuchsanstalt zu Dessau in den Jahren 1889—1894 zeigten nun, daß es technisch und wirtschaftlich durchaus möglich war, selbst bei Anwendung des Zweitaktverfahrens mit viel höherem Kompressionsdruck zu arbeiten als bis dahin geschehen und dadurch ein weitgehendes, entsprechend größeres Expansionsverhältnis und niedrigen Brennstoffverbrauch bei hohem mittleren Druck und hoher minutlicher Umdrehungszahl, d. h. bei geringem Zylindervolumen pro Leistungseinheit zu erzielen, und zwar trotz des hohen Expansionsenddruckes (Auspuffdruckes). Fig. 1—5 zeigen Diagramme von einer Einkolben-Zweitaktmaschine, an der eingehende Versuche mit hohen Kompressionsspannungen ausgeführt wurden.

In Fig. 6 ist eine Abbildung der ersten v. Oechelhäuser- und Junkers-100-PS-Versuchsmaschine aus dem Jahre 1892 dargestellt. Die Figuren 7—9 stellen Diagramme dieser Maschine dar. Zu beachten ist u. a. in Fig. 8 die erreichte hohe Kompressionsspannung von 19 Atm., der Explosionsdruck von 68 Atm., der mittlere

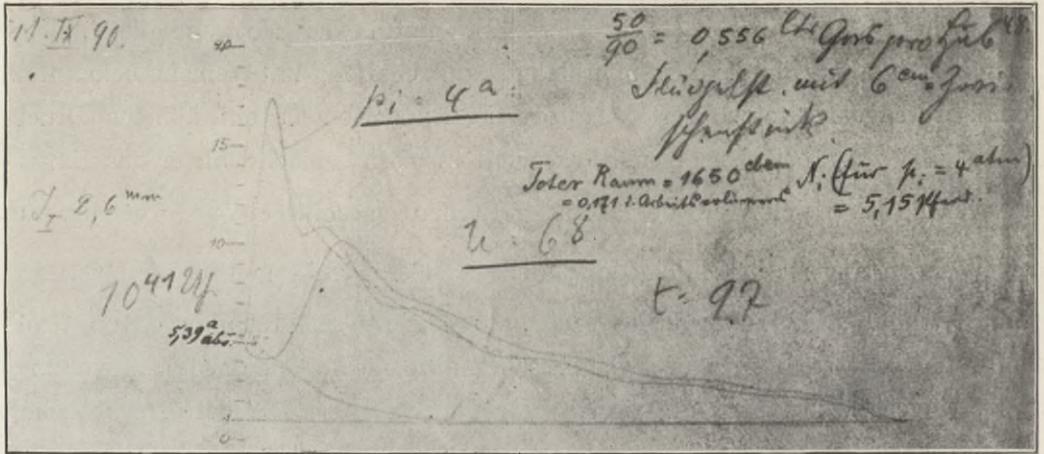


Fig. 1.

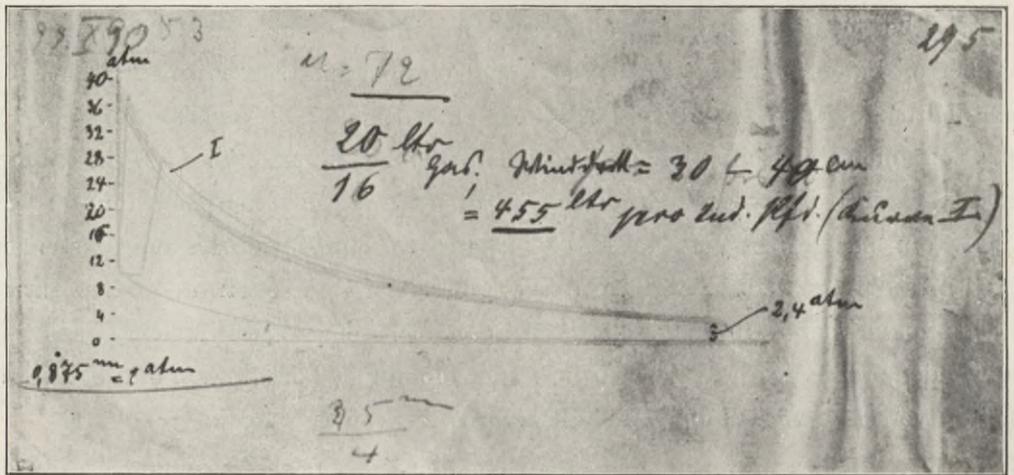


Fig. 2.

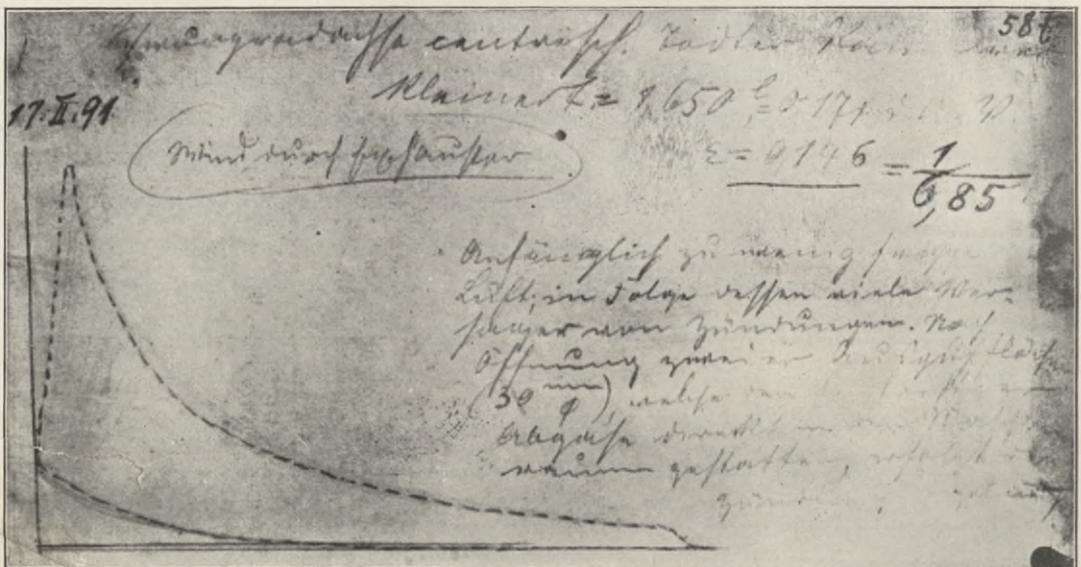


Fig. 3.

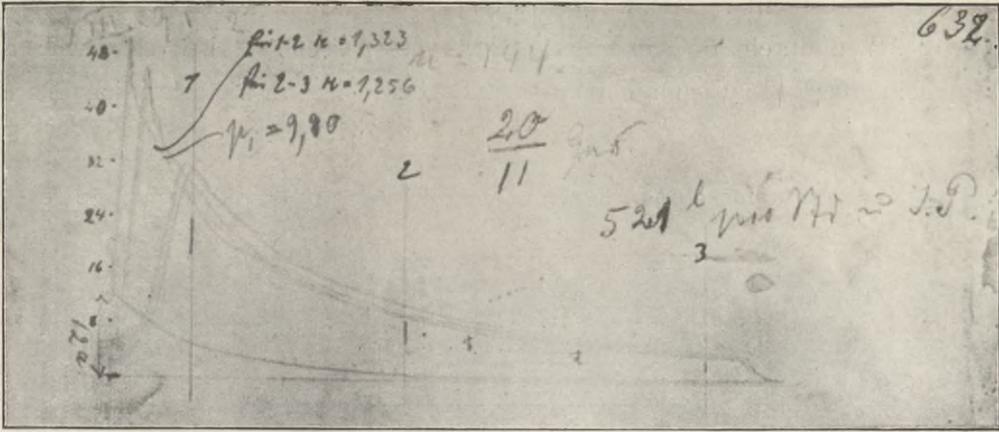


Fig. 4.

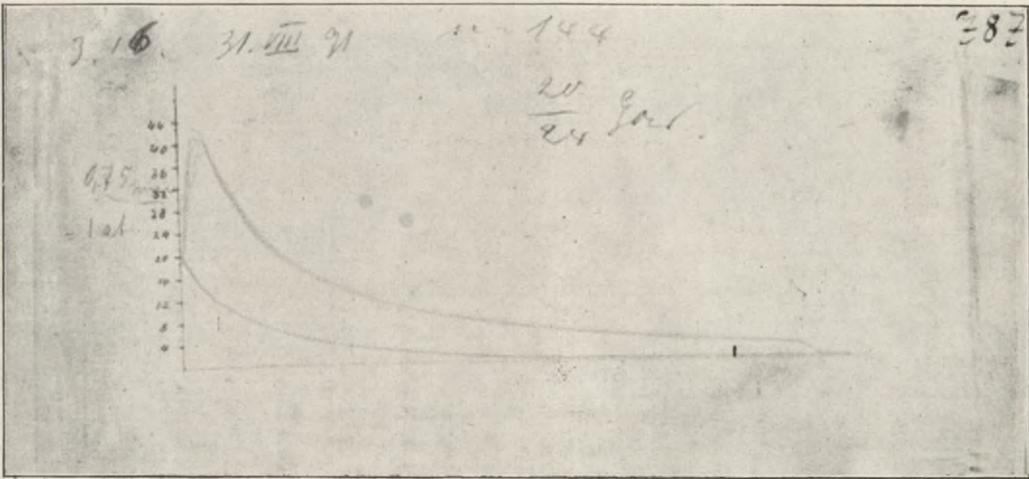


Fig. 5.

indizierte Druck von 10,3 Atm. und der Gasverbrauch ohne Pumpen von 334 Liter/PSi bei 160 Umdrehungen. Fig. 10 zeigt zum Vergleich ein Diagramm einer 60 PS Deutzer Zwilling-Viertakt-Gasmaschine aus jener Zeit (1891). Bemerkenswert ist hier der niedrige Kompressionsdruck von etwa 2,5 Atm., der Explosionsdruck von 10 Atm., der mittlere Druck von 4,1 Atm. und der Gasverbrauch von 624 Liter/PSi bei 140 Umdrehungen. In Fig. 11 sind die beiden Diagramme der Fig. 8 und 10 in gleichem Druckmaßstab übereinander gezeichnet. Dieses Bild läßt den großen Einfluß der gesteigerten Expansion erkennen, wie sie bei der v. Oechelhäuser- und Junkers-Maschine angewendet wurde.

Ermöglicht wurde dieses erfreuliche Ergebnis, welches mit einem Schlage den Brennstoffverbrauch auf etwa 60 % des im damaligen Otto-Motor benötigten

herabbrachte bei einer gleichzeitigen Steigerung des mittleren Druckes bis auf etwa 12 At., dadurch, daß in eingehender systematischer Arbeit sämtliche auf den Arbeitsprozeß der Gasmachine und auf seine technisch-wirtschaftliche Durch-

Erste Doppelkolbengasmaschine. System Oechelhäuser und Junkers vom Jahre 1892.

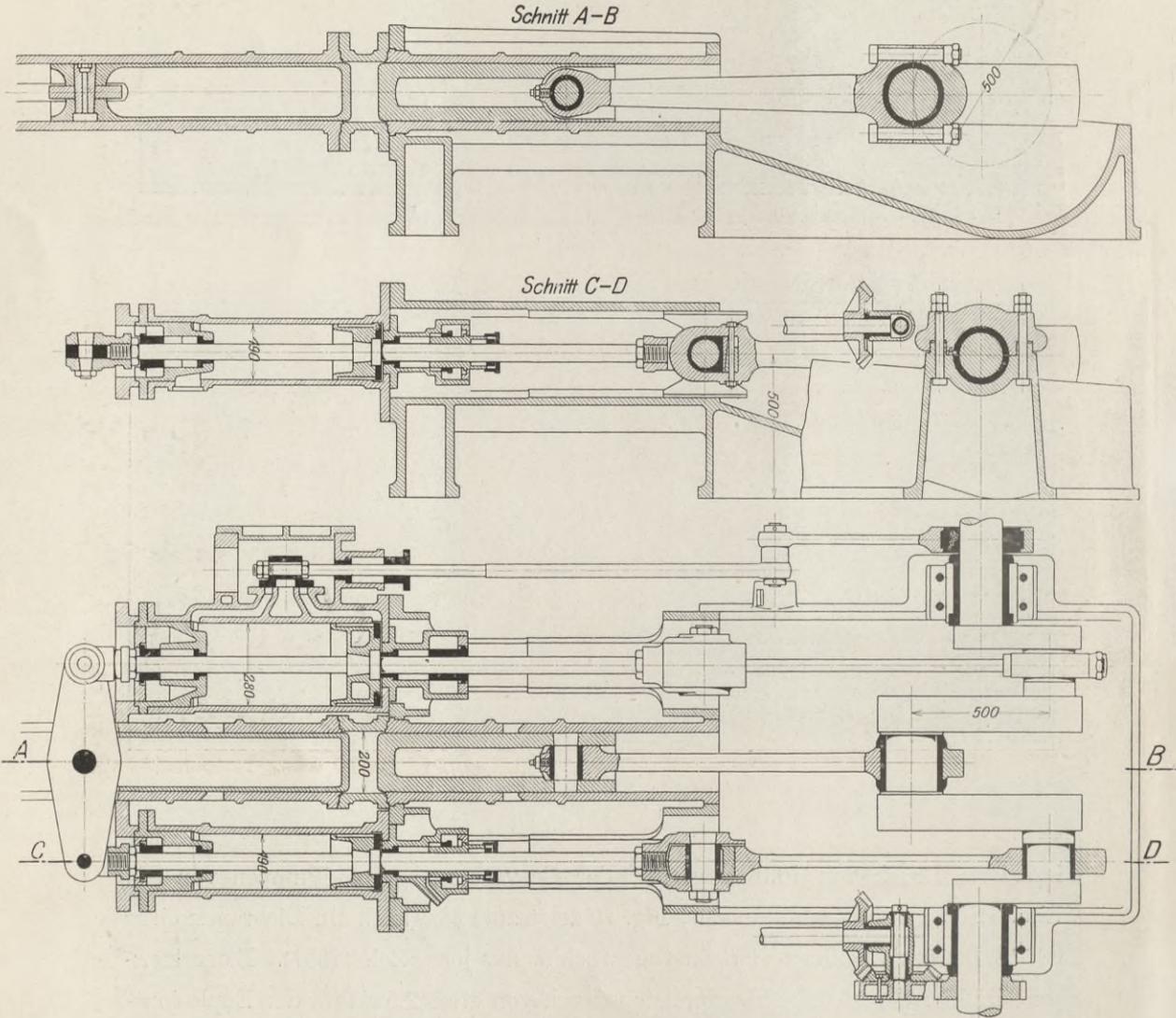


Fig. 6.

führung sich geltend machenden Einflüsse nach Art und Umfang im einzelnen untersucht wurden und auf Grund der erlangten Erkenntnis diejenige konstruktive Gestaltung erarbeitet wurde, welche den gefundenen Bedingungen am besten Rechnung trug.

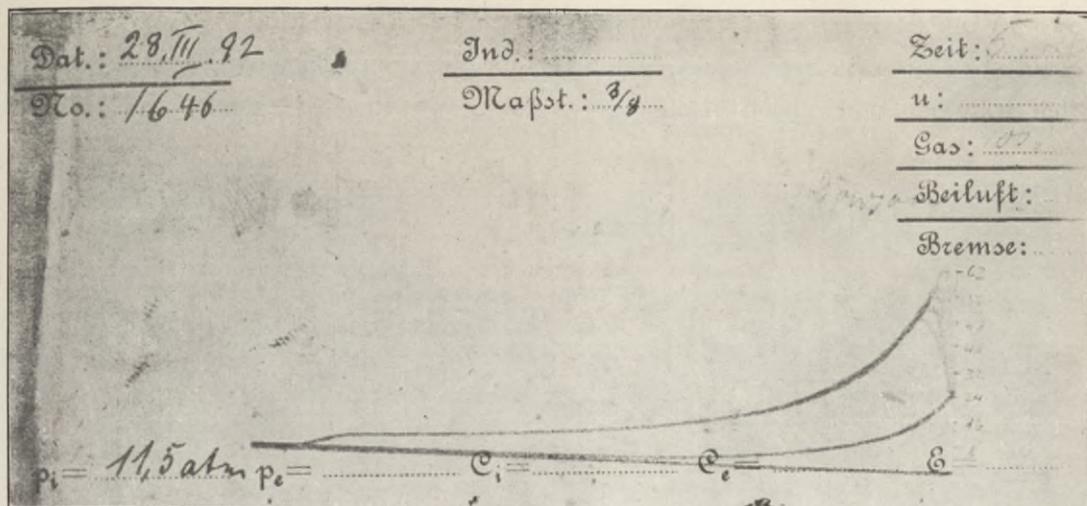


Fig. 7.

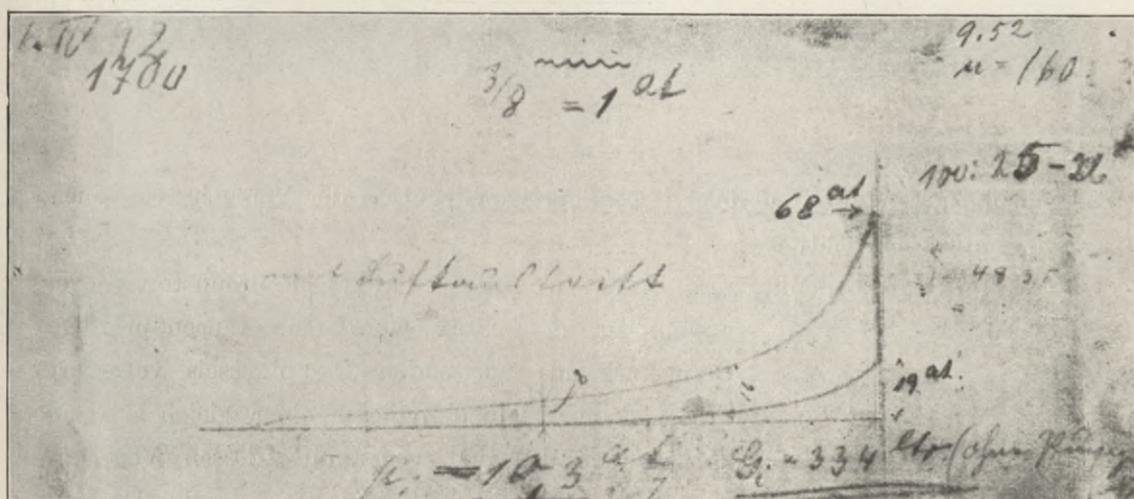


Fig. 8.

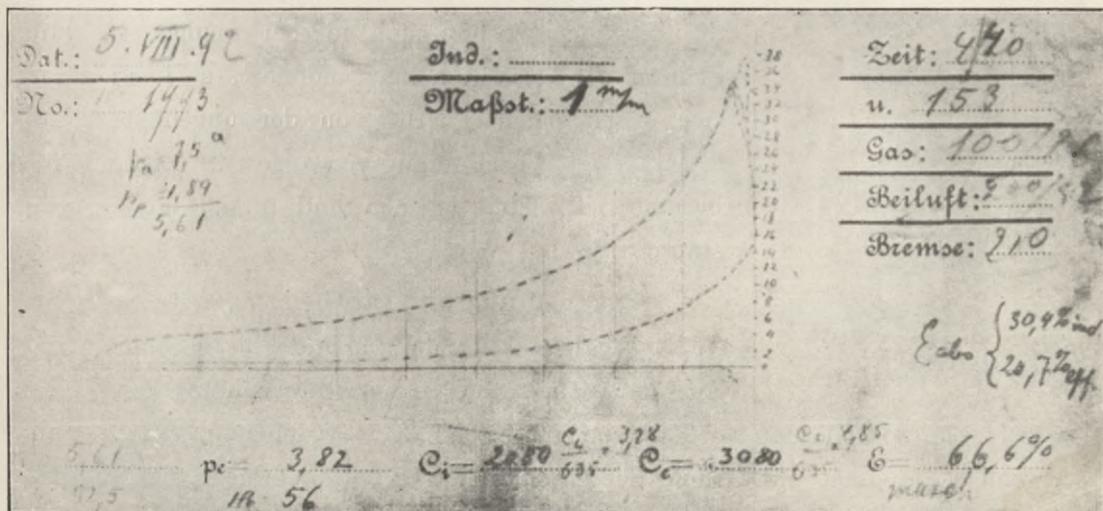


Fig. 9.

Von den oben erwähnten Einflüssen wurde dem Übergang der Wärme an die Wandung der Verbrennungsmaschine vornehmlich während und gleich nach der Verbrennung von vornherein eingehende

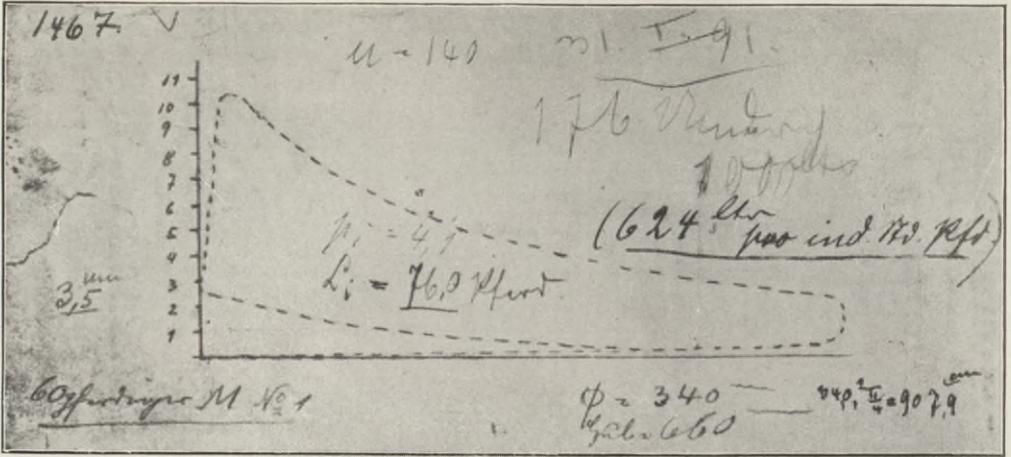


Fig. 10.

Beachtung geschenkt und derselbe bei der Konstruktion der Versuchsmaschinen gebührend berücksichtigt.

Wenn man bedenkt, daß etwa ein Drittel derjenigen Brennstoffmenge, welche auf dem Rost eines eine tausendpferdige Dampfmaschine speisenden Dampfkessels verfeuert wird, in dem kleinen Zylinder einer gleich starken Verbrennungsmaschine verbrennt, dessen Verbrennungsraum etwa ein Zweihundertstel des im Dampfkessel benötigten Raumes beträgt, und daß überdies die Zeit der Verbrennung hierbei weniger als ein Zehntel der gesamten Zeit andauert, so kann man sich schon einen Begriff von der ungeheuren Intensität des Verbrennungsvorganges in einer Verbrennungsmaschine machen und man fragt sich erstaunt, wie dies möglich ist.

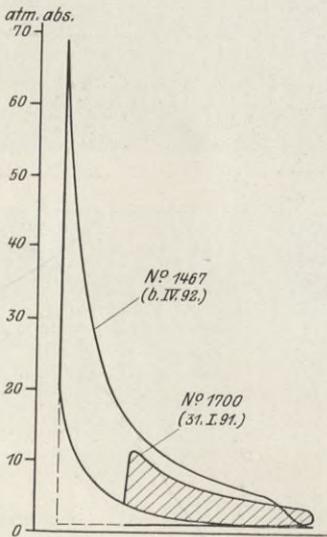


Fig. 11.

Mißt man nun die Wärmemenge, welche an die Wandung des Verbrennungszyinders abgegeben wird, aus der Menge und Temperaturerhöhung des Kühlwassers, so kommt man ebenfalls zu überraschenden Ergebnissen, welche man vergeblich mit den auf Grund der landläufigen Hypothesen über die Wärme-

übertragung berechneten Zahlen in Einklang zu bringen sucht. Vergleicht man, um sich eine Vorstellung von der Größe des Wärmeüberganges in der Verbrennungsmaschine zu machen, die im Verbrennungszyylinder an die Wandung übergehende Wärmemenge mit derjenigen, welche im Dampfkessel an die Wandung abgegeben wird, so findet man, daß erstere ein vielfaches von letzterer beträgt, wenn man beide auf gleiche Gesamtzeit und gleiche Oberfläche bezieht, trotzdem der Wärmeübergang in der Verbrennungsmaschine nur während weniger als der halben Zeit stattfindet, nämlich während der Ver-

Vergleich der Wärmeübertragung im Zylinder einer Verbrennungsmaschine (Diagr. I) und in einem Dampfkessel (Diagr. II), für je 1000 PSe.

Dampfkessel für 1000 PSe Heizfl. = 260 m².

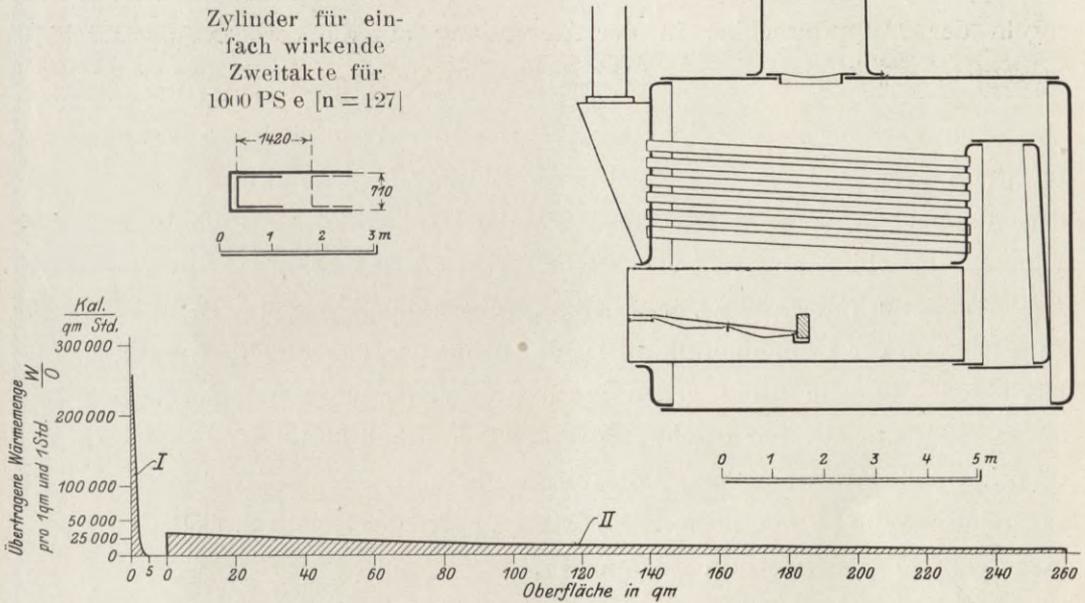


Fig. 12.

brennungs- und Expansionsperiode. Dieser Vergleich ist in Fig. 12 ausgeführt: Es sind im gleichen Maßstabe ein Gasmaschinenzylinder und ein Dampfkessel für je 1000 PS nebeneinander gezeichnet und darunter die für 1 qm und Stunde übertragene Wärmemenge in ihrer Verteilung auf die einzelnen Teile der Wandung im gleichen Maßstabe dargestellt. Man ersieht die enorme Wärmebeanspruchung des Zylinders. Wäre die Messung der Wärmemenge nach der angegebenen Methode nicht unanfechtbar, so würde man sicher an ihrer Richtigkeit zweifeln; so aber bleibt nichts anderes übrig, als nach neuen Hypothesen zu suchen, welche mit den Tatsachen einigermaßen in Einklang stehen.

Die schädlichen Wirkungen, welche sich aus dem starken Wärmeübergang hinsichtlich der *Wärmewirtschaft*, in viel höherem Maße aber noch hinsichtlich der *Betriebsicherheit* ergeben, sind derart, daß sie für die Konstruktion von Großverbrennungsmaschinen eine geradezu grundlegende Bedeutung haben.

Tatsächlich sind es auch die intensive andauernde Wärmeaufnahme der Wandung, welche eine intensive Kühlung erforderlich macht, und der gewaltige Wärmedurchgang, welcher hohe Temperaturdifferenzen und riesige Materialspannungen erzeugt, denen die Schuld an so vielen Mißerfolgen beizumessen ist, und die bei der Einführung des Großmotors in die Praxis so viele Opfer gefordert haben und fordern. Sie geben auch eine völlige Erklärung für solche Fälle, wo in langjähriger Entwicklung erprobte Konstruktionselemente und Konstruktionsregeln der Dampfmaschine in der Anwendung auf die Verbrennungsmaschine versagten.

Bei dieser Sachlage ergibt sich von selbst die Wichtigkeit der Kenntnis der für die Wärmeübertragung maßgebenden Einflüsse. Da nun auf dem Gebiete der Wärmeübertragung gerade bezüglich derjenigen Einflüsse, die in der Verbrennungsmaschine eine entscheidende Rolle spielen, bei den Physikern und Ingenieuren noch die größte Unklarheit herrscht, so glaubte ich die Bearbeitung der Konstruktion des Großölmotors mit Untersuchungen zur Beseitigung dieser Unklarheiten Hand in Hand gehen lassen zu müssen. Der Weg zur Erreichung dieses Zieles war ein sehr beschwerlicher, da bei Durchführung der erforderlichen experimentellen Untersuchungen die übliche Methode, einzelne Einflüsse gesondert zu ändern, während alle übrigen Umstände unverändert bleiben, sich nur in sehr beschränktem Umfange durchführen ließ.

Es handelte sich deshalb vor allen Dingen darum, die Mängel in der Exaktheit des Vorgehens durch eine vermehrte Kontrolle der Ergebnisse möglichst auszugleichen und das zu erstrebende Ziel weniger in der Erreichung großer Einzelgenauigkeit bei Anwendung der gegebenen Untersuchungsmethoden und Instrumente, als in der Prüfung der Zuverlässigkeit dieser Methoden und ihrer Anwendung selbst zu erblicken. Das Mittel, dieses Ziel zu erreichen, konnte nur darin gesucht werden, daß die gleiche Aufgabe auf möglichst vielen, möglichst voneinander abweichenden Wegen verfolgt wurde. Zu diesem Zweck wurde eine Reihe von Versuchen nach zum Teil erweiterten, zum Teil ganz neuen Methoden angestellt. Ich beabsichtige, in nächster Zeit an anderer Stelle ausführlicher über meine Versuche über *Wärmeübertragung* und die damit zusammen-

hängenden Fragen zu berichten und will deshalb hier nur einen kurzen Überblick über die Art der Untersuchungen geben. Hierher gehören vor allem:

Versuche über Verbrennung und Abkühlung der Verbrennungsgase in geschlossenen Gefäßen von unveränderlichem Volumen und von verschiedener Größe und Gestalt innerhalb weiter Druckgrenzen und unter Anwendung verschiedener Arten der Einleitung der Verbrennung und unter Erzeugung von Wirbelung durch geeignete Mittel.

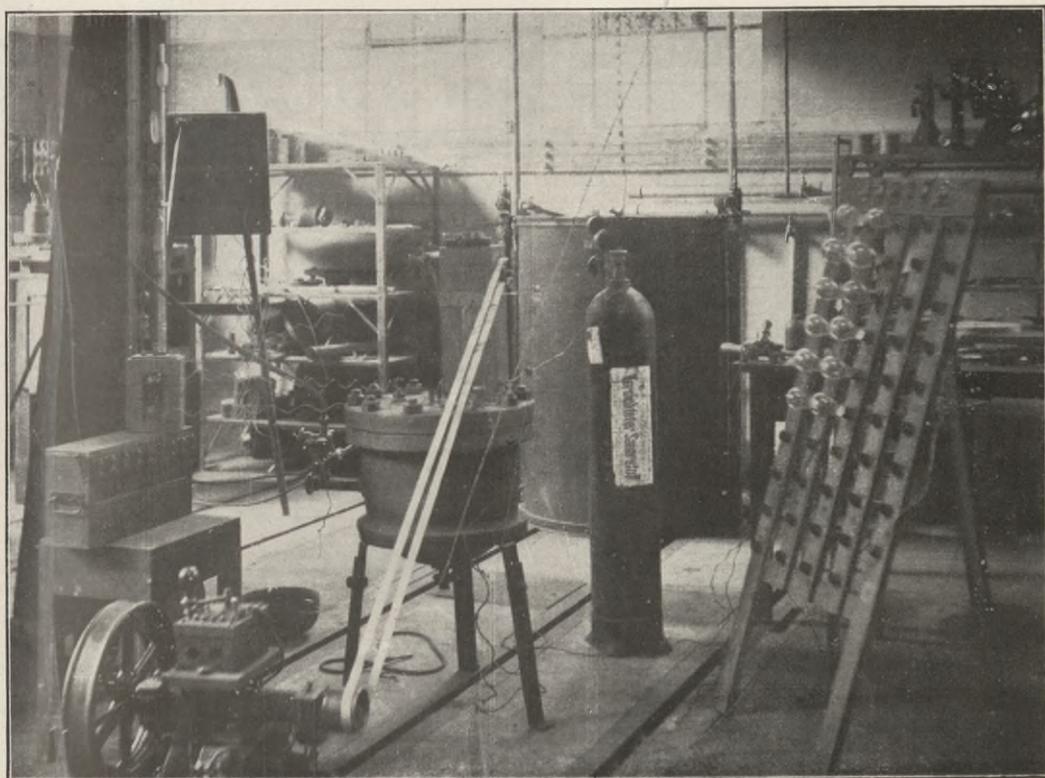


Fig. 13.

Diese sogenannten Bombenversuche stellen eine erste Annäherung an die Verhältnisse der Verbrennungsmaschine dar. Der Einfluß der Kolbenbewegung ist hier ausgeschaltet. In den Fig. 13—15 sind Anordnungen und einige Resultate dieser Versuche dargestellt.

Fig. 13 zeigt in der Mitte ein starkwandiges Gußeisengefäß, die sogenannte Bombe. Es wird mit einem Gasluftgemisch von bestimmter Zusammensetzung und bestimmtem Anfangsdruck aufgefüllt. Man erkennt ferner die Armatur zur Einleitung der Verbrennung des Gasgemisches (Zündkerze, Kondensatorfunken,

Knallquecksilberpatrone), die Apparate zur Messung des Gasdruckes während und nach der Verbrennung (Membrane-Indikator mit Spiegel) und die Vorrichtung zur Aufzeichnung des Gasdruckes nach der Zeit auf eine rotierende Trommel, welche durch einen kleinen Elektromotor angetrieben wird.

Je nach der Stärke des Gasgemisches und der Größe seines Anfangsdruckes können verschiedene Temperaturen und Drucke bei der Verbrennung erreicht werden.

Bombenversuche.

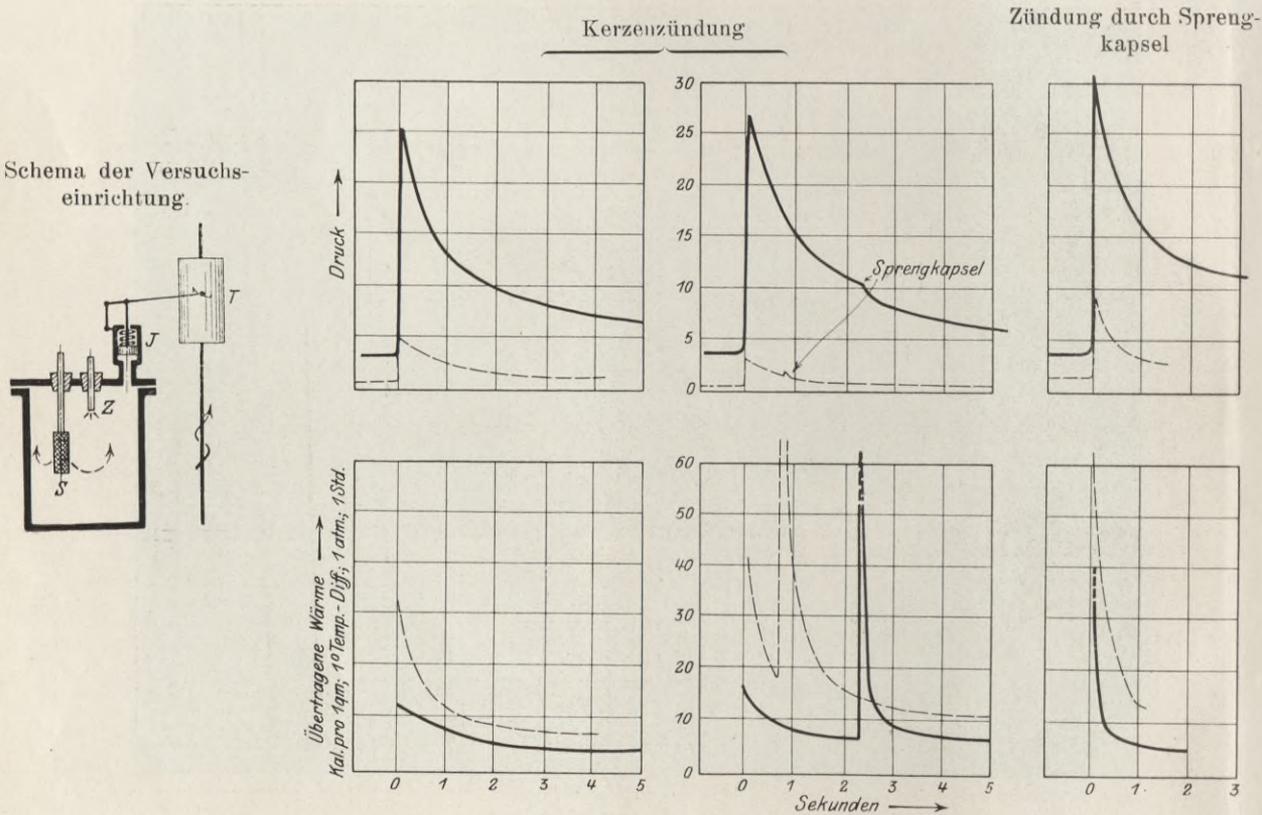


Fig. 14.

Die Kenntnis des Druckes in jedem Moment (aus dem Diagramm) gestattet bei bekanntem Volumen der Bombe und bekannter spezifischer Wärme des Gasgemisches den zeitlichen Verlauf der inneren Energie des Gases anzugeben; deren Abnahme gibt direkt die an die Wandung übertragene Wärme an. Die Auswertung der Diagramme erfolgt auf Grund folgender Hypothese, welche durch theoretische Erwägungen und viele Versuchsergebnisse gestützt wird: Die Wärmeübertragung von Gasen auf feste Körper ist annähernd proportional der Temperaturdifferenz, dem absoluten Druck, der Oberfläche und der Zeit. Der Proportionalitätsfaktor „C“

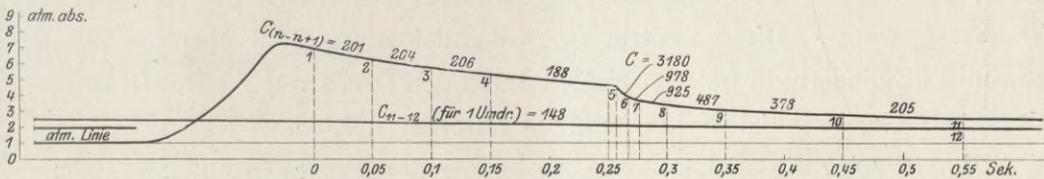
dieser Formel berücksichtigt die in der Formel nicht zum Ausdruck gebrachten Abhängigkeiten und dient, zusammen mit der ausgesprochenen Formel, zur Darstellung der gesuchten Abhängigkeiten.

Die Fig. 14 zeigt einige Ergebnisse, vornehmlich den Einfluß der Wirbelung der Gase auf den Wärmeübergang:

In der oberen Diagrammreihe sieht man den Verlauf der Drucklinien, die je nach der Art der eingeleiteten Zündung und der dadurch hervorgerufenen Wirbelung mehr oder weniger stark voneinander abweichen. Die untere Diagrammreihe zeigt den oben genannten Proportionalitätsfaktor C, nämlich die für 1 m², 1° Temperaturdifferenz, 1 Atm. Druck und 1 Std. übertragene W. E. Sie läßt z. B. erkennen, daß die durch die Sprengkapsel veranlaßte Zündung einen bedeutend größeren und schnelleren Wärmeübergang hervorruft, als die durch gewöhnliche Kerzen-

Bomben-Diagramm mit nachträglicher Entzündung einer Knallquecksilber-Patrone (1 gr. Ladung).

Volumen der Bombe = 26,7 Lit.
 Oberfläche „ „ = 0,272 m²
 Gemisch : Leuchtgas : Luft = 1 : 5, 17
 Barometerstand 748 mm = 1,02 Atm.
 Anfangstemperatur t₀ = 27° C.



$$\text{Wärmeübertragungsfaktor } C = \frac{v \cdot dp}{p \cdot t_d \cdot O \cdot \tau} \text{ (la)}$$

Fig. 15.

zündung veranlaßte. Der Grund hierfür kann nur in der durch die verschiedene Zündungsart erzeugten verschieden starken Wirbelung der Gase gesucht werden. Einen vorzüglichen Beleg für diese Folgerung bildet das mittlere Diagramm mit einer nach der Verbrennung hervorgerufenen künstlichen Wirbelung durch Entladung einer Sprengkapsel. Man sieht hier den plötzlichen Spannungsabfall im Augenblick der Zündung der Sprengkapsel, und das Diagramm darunter zeigt den enorm hohen Wert des hierdurch erzeugten plötzlichen Wärmeüberganges an die Wandung, welcher auf das zehnfache und mehr ansteigt.

Die nächste Fig. 15 zeigt ein Originaldiagramm, welches den Spannungsabfall sehr deutlich erkennen läßt.

Eine Untersuchungsmethode, welche eine weitere Annäherung an die Verhältnisse der Verbrennungsmaschine bildete, bestand in der Messung des Wärme-

überganges der Verbrennungsgase an die Wandung mittels sogenannter Pendelversuche, bei denen durch einen hin- und hergehenden Kolben das Volumen eines Gases abwechselnd vergrößert und verkleinert wird, also Zustände herbeigeführt werden, wie sie in der Gasmaschine vorkommen. Solche Pendelversuche wurden zunächst an einem 6 PS-Viertaktmotor vorgenommen; sie können als Bombenversuche, ausgeführt im Zylinder einer Gasmaschine, aufgefaßt werden, nur mit dem Unterschiede, daß der Einfluß der Kolbenbewegung besonders studiert werden kann. Um den verschiedenartigsten Zuständen Rechnung zu tragen und die Versuche in möglichst weiten Grenzen zu halten, wurde die Zündung des Gasgemisches bei verschiedenen Kolbenstellungen vorgenommen. Der Kolben wird durch eine äußere Kraft in Bewegung gesetzt. Unter Berücksichtigung der äußeren Arbeit kann man aus dem Spannungsabfall die Wärmeübertragung an die Wandung bei verschiedenen Temperaturen, Drucken und Kolbengeschwindigkeiten feststellen.

Die bei den Pendelversuchen an der Gasmaschine auftretenden und schwer meßbaren Fehlerquellen und die engen Grenzen, innerhalb deren Druck und Geschwindigkeit veränderlich gemacht werden konnten, gaben Veranlassung zur Konstruktion und Ausführung eines eigens zu diesem Zweck dienenden großen Versuchsapparates. Dieser besteht im wesentlichen aus zwei übereinander angeordneten Zylindern, in welchen Kolben durch den Druck von Verbrennungsgasen mit großer Geschwindigkeit hin- und hergeworfen werden.

Fig. 16 zeigt die schematische Darstellung des Apparates und die Indiziereinrichtung. Durch Zündung des in einer der Zylinderseiten enthaltenen Gasgemisches werden die Kolben in Bewegung gesetzt, worauf das Gasluftgemisch in den anderen Zylinderseiten ebenfalls zur Explosion gebracht werden kann. Die Kolben vollführen eine Anzahl von Schwingungen auf und ab, bis ihre Bewegungsenergie durch Energieverluste nach außen aufgezehrt wird. Gleichzeitig werden durch geeignete Instrumente die Drücke in allen Zylinderseiten, sowie die Kolbenstellung in jedem Momente in Abhängigkeit von der Zeit aufgeschrieben. Die so erhaltenen Druck- und Hubdiagramme bilden die Grundlage der Auswertung.

Die folgende Fig. 17 zeigt die Drucke, umgezeichnet in bezug auf den Kolbenweg statt auf die Zeit, wodurch ein sogenanntes Pendeldiagramm entsteht. Wie bei den Bombenversuchen genügt die Kenntnis der Drucke und Volumina (Fig. 18) in jedem Moment zur Bestimmung der inneren Gasenergie. Doch ist zur Messung der Wärmeübertragung hier noch die Kenntnis der vom Gas geleisteten Arbeit notwendig, da ein Teil der inneren Energie sich periodisch in mechanische Arbeit umwandelt. Die Abnahme der Summe aus innerer Energie und geleisteter Arbeit

stellt hier den Wärmeverlust dar; letzterer ist aus dem Verlaufe der Drücke und Volumina leicht zu bestimmen.

Wie bei den Bombenversuchen geschieht die Darstellung des Abhängigkeitsgesetzes der Wärmeübertragung durch Bestimmung des Proportionalitätsfaktors „C“. Die Auswertung der dargestellten Versuche zeigt, daß der Verlauf der C-Werte mit der Zeit dem der Bombenversuche ähnlich ist, doch sieht man hier durch die

Schema
des Freikolbenapparates.

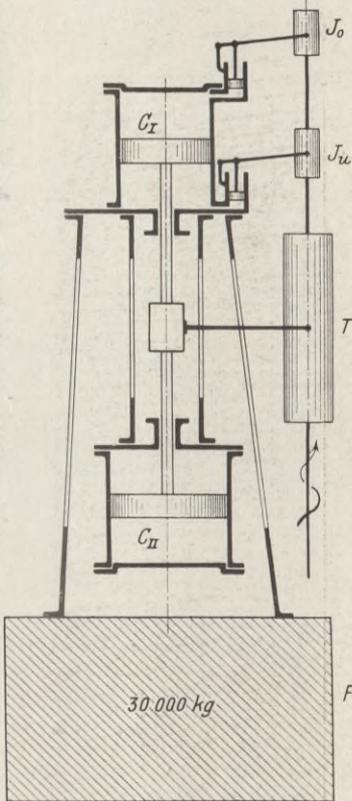


Fig. 16.

Pendeldiagramm.

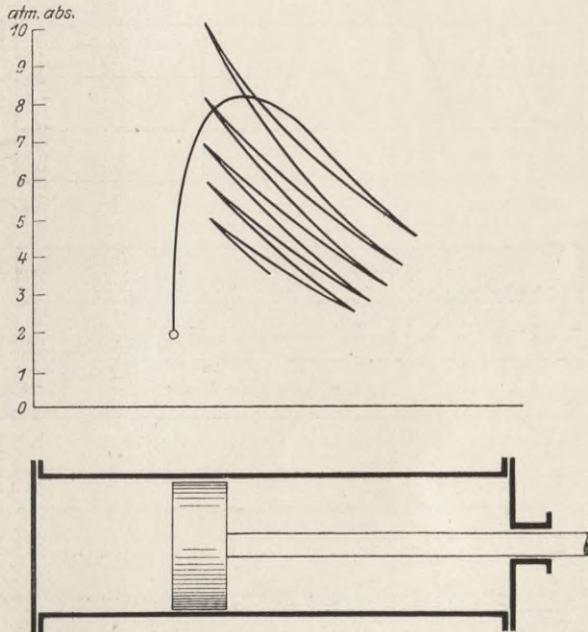


Fig. 17.

Druckschwankungen zu erklärende Größenschwankungen des „C“. Dem absoluten Betrage nach sind die C-Werte bei Pendelversuchen bedeutend größer als bei Bombenversuchen. Fig. 19 zeigt den Apparat auf dem Versuchsstand. Eine Untersuchungsmethode eigener Art bildete die Messung der in dem Hochdruckzylinder einer Verbundgasmaschine (Fig. 20) an die Wandung übertragenen Wärmemenge, in welcher der wie bei einer gewöhnlichen Zweitaktmaschine vor sich gehende Verbrennungsprozeß sich unter bedeutend höheren Drücken vollzog, während

Temperatur und die übrigen Umstände genau die gleichen blieben. Diese Versuche sollten in erster Linie einen Prüfstein für diejenige Hypothese bilden, welche die intensive Wärmeübertragung der erhöhten Temperatur allein zuschreibt. Sie bestätigten diese Hypothese nicht, zeigten vielmehr, daß trotz gleichbleibender Temperatur der Wärmeübergang ein Vielfaches des in der gewöhnlichen Gasmaschine auftretenden beträgt. Unter den obwaltenden Umständen konnte die

Pendeldiagramme.

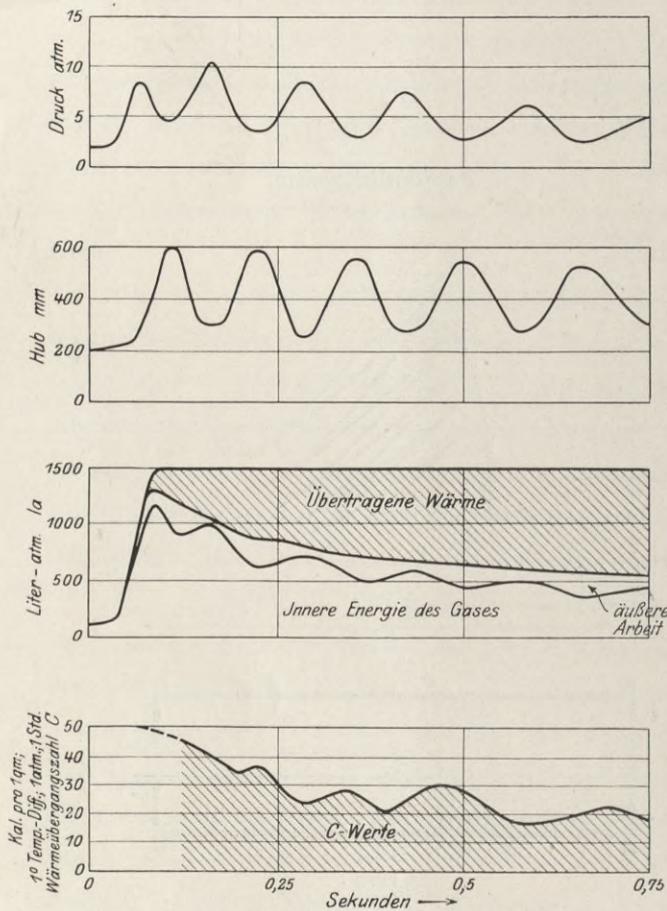


Fig. 18.



Fig. 19.

Ursache dieses erhöhten Wärmeüberganges in erster Linie nur in dem erhöhten Druck zu suchen sein. In dieser Maschine wurden Drucke bis zu 250 Atm. im Hochdruckzylinder erreicht; es wurde mit Gas- und Ölbetrieb gearbeitet. Fig. 21 gibt ein rankinisirtes Diagramm dieser Maschine wieder; dasselbe zeigt u. a. den geringen Spannungsabfall zwischen Hochdruck und Niederdruck und damit die Tatsache, daß das Problem einer Verbundgasmaschine nicht an den Wärme-

Verbundmaschine System Junkers für gasförmige und flüssige Brennstoffe. (Zur Untersuchung des Einflusses der Gasspannung auf die Wärmeübertragung.)

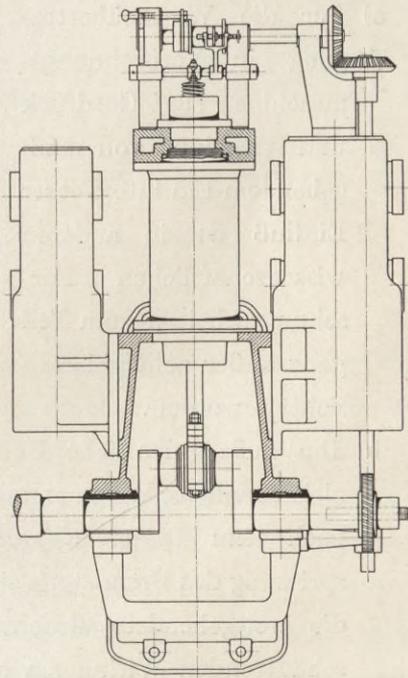
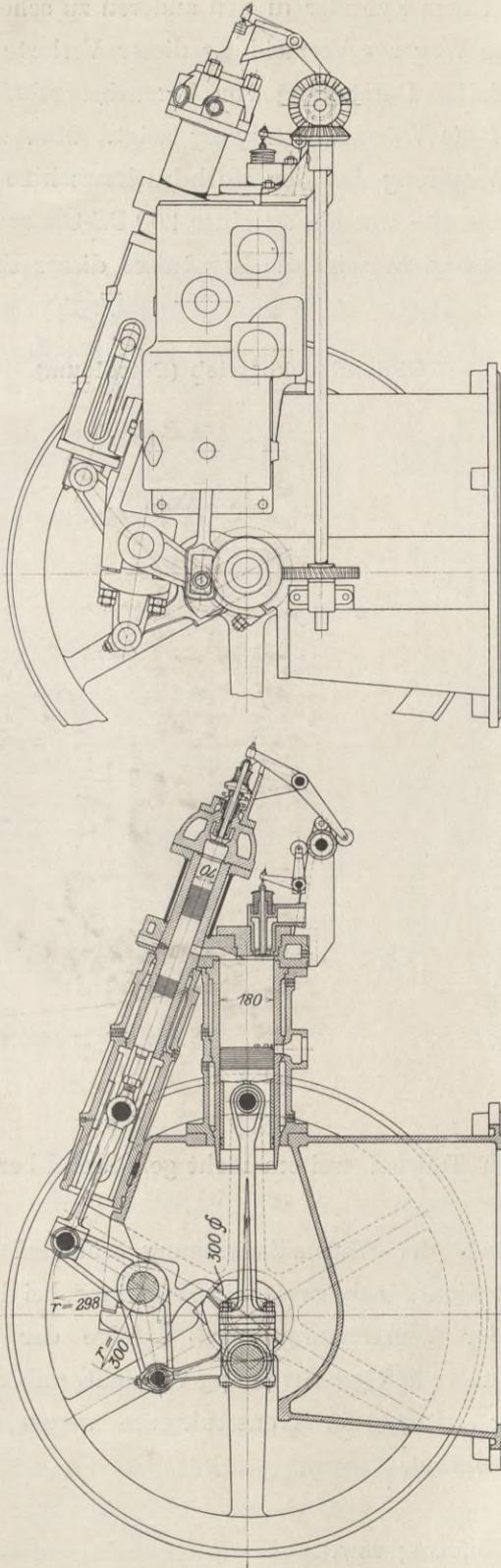


Fig. 20.

verlusten bei Übertritt der Gase von einem Zylinder in den anderen zu scheitern braucht, wenn man nur den richtigen Weg zur Vermeidung dieser Verluste einschlägt. Fig. 22 enthält die graphische Darstellung von Versuchsergebnissen, welche den Einfluß des Druckes auf die Wärmeübertragung zeigt. Man sieht, daß die Wärmeübertragung an die Wandung bei der Hochdruckmaschine mit erhöhtem Drucke ansteigt. Gleiche Versuche wurden an einer 200 PS-Ölmaschine mit Leistungserhöhung angestellt. Die Fig. 23 zeigt die Ergebnisse dieser Untersuchung.

Eine weitere von den vorerwähnten ganz abweichende Versuchsmethode bestand in der Messung der Wärmemenge, welche von elektrisch geheizten Drähten an Gase unter verschiedenem Druck und Strömungszuständen übertragen wird.

Aus allen diesen Versuchen konnten folgende Schlüsse gezogen werden:

- a) Für die Wärmeübertragung in Verbrennungsmaschinen sind Gasdruck und Wirbelung von maßgebendem Einfluß. Dieser Einfluß ist in anderen wissenschaftlichen Forschungsarbeiten zum Teil

ganz außer acht gelassen, zum Teil bei weitem nicht gebührend berücksichtigt worden.

- b) Die außerordentliche Heftigkeit der Wärmeübertragung während und gleich nach der Verbrennung verdient, insbesondere in Maschinen, bei denen nach dem Dieserverfahren der Verbrennungsprozeß infolge der Einspritzung des Brennstoffs sich unter heftiger Strömung vollzieht, unbedingt die weitgehendste Beachtung seitens der Konstrukteure wegen ihrer schädigenden Wirkungen hinsichtlich

1. der Wärmewirtschaft,
2. der Betriebssicherheit (Rißbildung usw.).

Gleichdruckbetrieb (Petroleum).

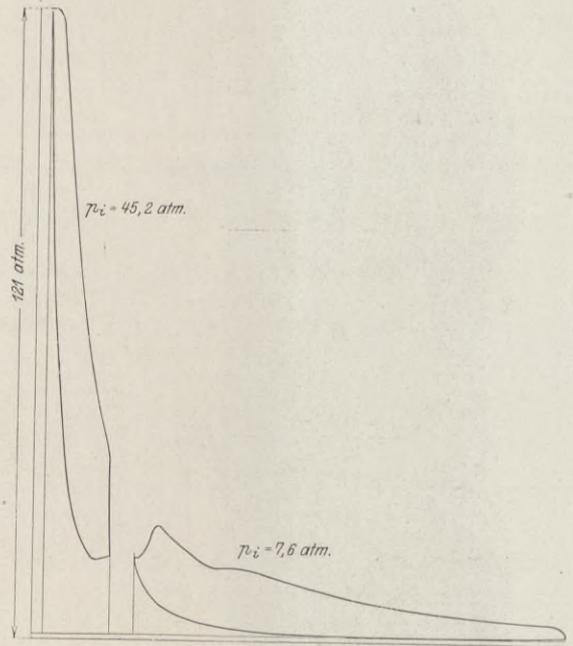
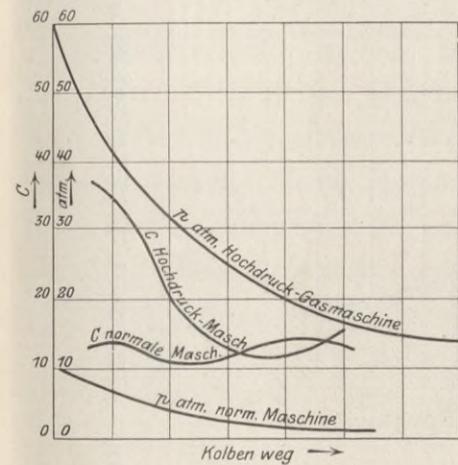


Fig. 21.

Hinsichtlich der Einwirkung der Wärmewirtschaft auf die Konstruktion sei darauf hingewiesen, daß bekanntlich für den Verlust an Arbeit, welcher durch die Wärmeabgabe an die Wandung entsteht, weniger die Gesamtgröße der abgegebenen Wärme maßgebend ist, als vielmehr die Art, wie sich die Wärmeabgabe über den Kolbenweg verteilt. Von demjenigen Teil der Wandungswärme, welcher während der Verbrennungsperiode und zu Beginn der Expansion verloren geht, verliert man die gesamte Expansionsarbeit, während derjenige Teil der an die Wandung übergehenden Wärme, welcher am Ende der Expansion verloren geht, seine überhaupt erreichbare Expansionsarbeit bereits hergegeben hat, also auf den

Druck in atm. und Wärmeübertrag.-Faktor C während der Expansion bei einer normalen Maschine und einer Hochdruck-Gasmaschine (Fig. 20).



$$C = \frac{W}{\sum O \cdot p \cdot t_d \cdot \tau}$$

Fig. 22.

Versuch an einer Ölmaschine System Junkers (Fig. 28) betrifft Abhängigkeit des Wärmedurchgangs durch die Zylinderwandung vom Druck des Treibmittels.

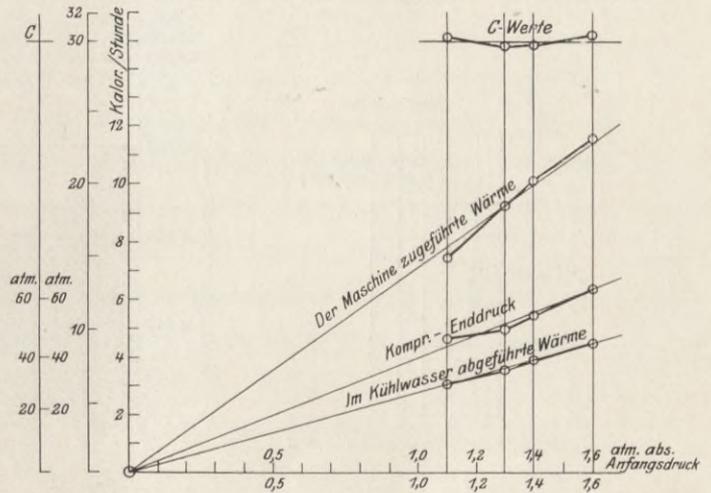


Fig. 23.

Brennstoffverbrauch ohne schädlichen Einfluß ist. Für die Ausnutzung der Wärme ist es ganz gleichgültig, ob dieser letzte Teil der Wandungswärme an die Wandung oder in den Auspuff geht.

Da nun der größte Teil der während der Arbeitsleistung auftretenden Wärmeverluste sich auf dem ersten Teil des Kolbenweges vollzieht, weil dort die den Wärmeübergang an die Wandung bestimmenden Faktoren, das sind die Temperatur, der Druck und die Wirbelung, ihren Höchstwert erreichen, so wird man bestrebt sein müssen, diesen Umständen ganz besonders Rechnung zu tragen.

Es entspricht nämlich dem erwähnten zeitlich sehr ungleichmäßigen Verlaufe der Intensität der Wärmeübertragung eine sehr ungleichmäßige Verteilung

der übertragenen Wärme auf die verschiedenen Teile der Zylinderwandung. Es leuchtet sofort ein, daß die Oberfläche des Verbrennungsraumes, die ja die ganze Zeit hindurch mit den Gasen in Berührung steht, eine verhältnismäßig größere Wärmemenge aufnehmen muß als die entfernteren Teile des Zylinders, welche dann gerade durch den Kolben abgedeckt sind, wenn die Wärmeübertragung am intensivsten ist.

Diese Verhältnisse werden durch Fig. 24 veranschaulicht. Die Abszissen stellen die wärmeabführende Oberfläche der Zylinderwandungen dar. So bedeutet der Abschnitt A B die Oberfläche des Totraumes, von B bis C ist die Zylinderoberfläche dargestellt, wie sie allmählich durch den Kolben frei gelegt wird. Die

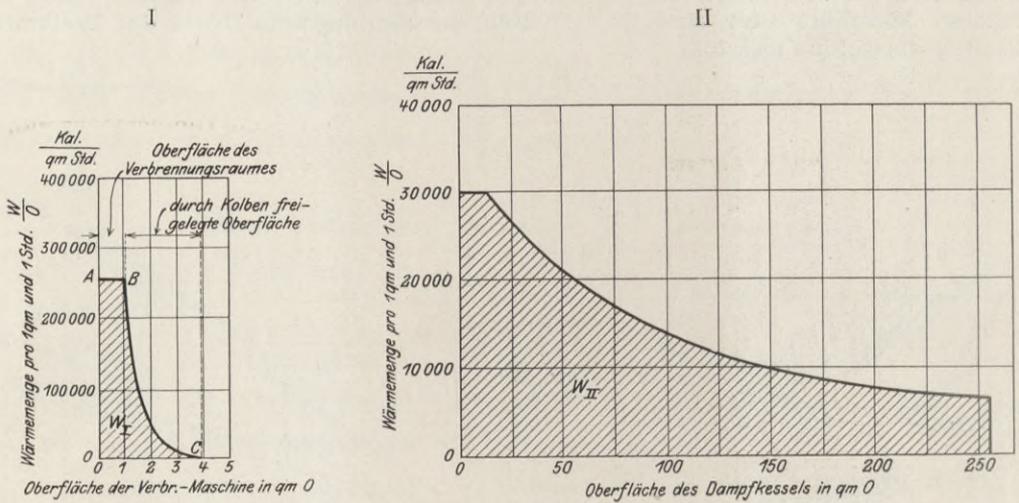


Fig. 24.

Ordinate zeigt die stündliche pro Quadratmeter des entsprechenden Teiles der Oberfläche übertragene Wärmemenge. Die schraffierte Fläche des Diagramms stellt also die gesamte stündlich an die Zylinderwand abgeführte Wärmemenge dar. Zum Vergleiche ist dieselbe Kurve für einen Dampfkessel von gleicher Leistung in abweichenden linearen Maßstäben, jedoch in demselben Flächenmaßstab daneben gezeichnet.

Weit wichtiger noch ist, wie schon hervorgehoben, die Bedeutung des Wärmeüberganges auf die Konstruktion hinsichtlich der Betriebssicherheit. Wenn man die erstaunlich hohen Zahlen berücksichtigt, welche obige Versuche ergeben, so kann man sich über die vielen in Rissen, Brüchen und Formänderungen sich äußernden Überanstrengungen des Materials nicht wundern, im Gegenteil, die rechnermäßige Verfolgung der Spannungsvorgänge ergibt solche

Erscheinungen als eine Notwendigkeit. Hier ist meines Erachtens der springende Punkt für die Lösung der Aufgabe zur Verwirklichung einer betriebssicheren Großölmaschine zu suchen.

Während bei der Dampfmaschine bei richtiger Formgebung der Wandungen des Dampfzylinders und der mit ihm verbundenen Maschinenteile die Beanspruchung des Materials im wesentlichen durch die äußeren Kräfte hervorgerufen wird, ist es direkt unmöglich, durch innere Kräfte hervorgerufene Spannungen da zu vermeiden, wo es sich um einen dauernden Wärmefluß und das dadurch bedingte Temperaturgefälle handelt, wie das in den Wandungen der Verbrennungsmaschine der Fall ist.

Man hat schon mehrfach dieses Temperaturgefälle und die dadurch hervorgerufenen Spannungen zu berechnen versucht und ging dabei von der im Kühlwasser abgeführten Wärme aus, die etwa zu 100 000 Cal/qm bei größeren Maschinen sich ergibt. Dies verlangt bereits bei Gußeisen ein Temperaturgefälle von 20° für je 1 cm Wandstärke. Dabei ist jedoch der große Unterschied in der an den einzelnen Wandungsstellen pro Flächeneinheit übertragenen Wärme zu berücksichtigen, die nach meinen Bomben- und Pendelversuchen im Verbrennungsraum etwa 2½ mal mehr beträgt, wie im Mittel errechnet.

Eine direkte Messung an einer Verbrennungsmaschine ergab, scheinbar im Widerspruch damit, eine etwas gleichmäßigere Verteilung des Wärmeabflusses auf die Zylinderoberfläche. Dies erklärt sich jedoch dadurch, daß der Kolben die vom Kolbenboden aufgenommene Wärme auch an die äußeren Zylinderteile überleitet, vor allem aber eine Wärmeverteilung von den heißeren Wandungsstellen nach den kühleren, weiter vom Verbrennungsraum abliegenden, herbeiführt.

Diese letzteren gegen Temperaturspannungen günstigen Verhältnisse treten jedoch am Kolbenboden und an den Zylinderdeckeln nicht auf; dort also ist ein wesentlich stärkerer Wärmefluß zu erwarten. Am Deckel ist dies um so bedenklicher, als hier wegen der Ventile und Stopfbüchsen eine zweckentsprechende Formgebung sehr schwierig ist. Selbstverständlich können durch Unreinigkeiten auf den Wandungen auch erhebliche Änderungen in der Wärmeübertragung veranlaßt werden.

Unter dem Einfluß des Temperaturunterschiedes suchen sich die heißen Wandteile mehr zu dehnen wie die kälteren, werden aber meist an der freien Ausdehnung behindert, beispielsweise weil die Wandung zylindrische Gestalt hat oder weil sie bei ebener oder gewölbter Form durch kältere Flanschen oder andere Konstruktionsteile nahezu in ihrer früheren Form erhalten wird. Dabei erfährt

die Wandung durch Zug- und Druckspannungen eine Formänderung, die die Wärmedehnungen wieder ausgleichen.

So wird z. B. für einen Wärmedurchgang von 260 000 Cal/Std. und q_m durch eine 4 cm starke Wand aus Gußeisen das Temperaturgefälle 208° (gegen 80° bei 100 000 Cal/ q_m und Std.) und bei einem Wärmeausdehnungskoeffizient $\alpha = 0,011$ mm/m und 1° , und einem Elastizitätsmodul $E = 800\,000$ die maximale Zugspannung an der Oberfläche $\delta = 900$ kg/ q_{cm} (gegen 350 kg/ q_{cm}).

Man kann sich ein Bild von diesen am stärksten auf der Wandoberfläche auftretenden Spannungen durch den Strömungslinien der Hydrodynamik nachgebildete Spannungslinien machen (Fig. 25), deren Dichte uns ein Maß für die an irgendeiner Stelle in einer Richtung aufzunehmende Spannungskraft gibt.

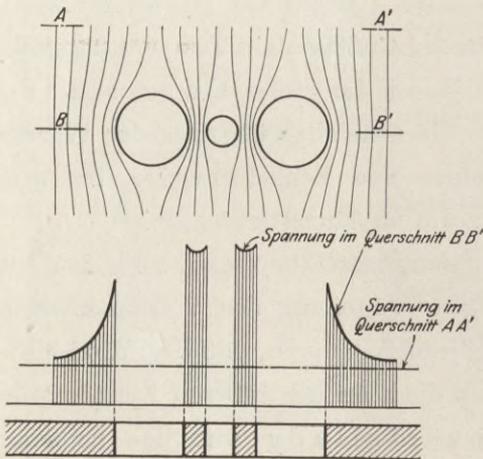


Fig. 25.

Befindet sich in der Wand ein Loch, so erleiden die in der Nähe des Lochrandes befindlichen Materialfasern eine stärkere Dehnung, die äußerste bei Gußeisen etwa dreimal mehr (in unserem Beispiel also 2700 kg/ q_{cm} bzw. 1100 kg/ q_{cm}) als der normalen Spannung an einer ungeschwächten Wandstelle entspricht. Je größer das Loch, um so weiter erstreckt sich sein Einfluß auf die Materialbeanspruchung. Wenn am Lochrande die Elastizitätsgrenze des Materials überschritten wird, so wird sich, wenn es nicht vorher zum Bruche kommt, die Spannungskraft auf weiter abliegende Fasern übertragen, und die Randfaser wird dabei entlastet.

Viel dichter werden die Spannungslinien zusammenlaufen, wenn mehrere Löcher nebeneinander zu stehen kommen, auch ist in diesem Falle eine Entlastung der Randfasern nur in beschränktem Maße möglich.

Das besprochene Spannungsbild berücksichtigt nur die Temperaturdehnungen in einer Richtung. Die Temperaturspannungen laufen jedoch in allen Richtungen, was nicht außer acht gelassen werden darf.

Die bei der Verbrennungsmaschine unvermeidlichen, mit zunehmender Größe der Maschine gewaltig wachsenden Wärmespannungen durch geeignete Maßnahmen auf die zulässige Größe zu beschränken, darin besteht die Aufgabe und die Kunst des Konstrukteurs.

Zu diesen Maßnahmen gehören vornehmlich die richtig durchgeführte Kühlung und möglichste Vermeidung von solchen Übergängen, Querschnittsveränderungen und dergleichen Einflüssen, durch welche im engen Raume in nahe beieinanderliegenden Stellen große Temperaturdifferenzen hervorgerufen werden.

Diese Überlegungen führen zu einem sehr wichtigen Grundsatz für die Konstruktion, nämlich dem, den Verbrennungsraum, welcher den stärksten Wärmeimpulsen ausgesetzt ist, mit einfachen Wandungen zu versehen, und alle Organe, welche Öffnungen in den Wandungen verlangen, möglichst aus dem Verbrennungsraum fort und an solche Stellen zu verlegen, wo die Wärmewirkungen weniger stark zur Geltung kommen. Es wird bei späterer Besprechung der ausgeführten Maschinen Gelegenheit geboten, zu zeigen, wie diesen Grundsätzen in der Konstruktion entsprochen worden ist.

Ich komme nunmehr zur Besprechung eines weiteren Einflusses, welcher für die Konstruktion des Großmotors von grundlegender Bedeutung ist, nämlich dem der Reinheit und Kälte der Ladung.

Die reine, kalte Ladung bildet ein wertvolles und geeignetes Mittel, um folgende Vorteile zu erzielen:

1. Großes Luftgewicht und dadurch die Möglichkeit zur vollkommenen Verbrennung einer großen Brennstoffmenge;
2. hohen mittleren Druck und kleine Zylinderdimensionen;
3. möglichst großes Verhältnis vom mittleren zum maximalen Druck, welches in dem Verbrennungsmotor im Gegensatz zur Dampfmaschine sehr ungünstig und maßgebend ist für die relative Stärke des Getriebes, für das Gewicht und die Kosten der Maschine;
4. möglichste Verminderung der Eigenreibung der Maschine, deren relative Größe ebenfalls von dem Verhältnis des mittleren zum maximalen Druck abhängt;
5. möglichst niedrige Temperatur über den ganzen Kreisprozeß bei hoher Leistung mit allen sich daraus ergebenden Vorteilen, wie z. B. geringer Wärmeverlust an die Wandung, Verminderung des Kühlwasserverbrauches, Schonung und Verminderung des Schmieröls usw.

Fig. 25 a zeigt an dem Diagramm einer Zweitakt-Gasmaschine, wie sich die Verhältnisse bei Anwendung einer kühlen Ladung gestalten:

Es sind zwei Diagramme übereinander gezeichnet, von denen das eine *mit* und das andere *ohne* gekühlte Ladung aufgenommen ist. Die Zahlen zu Anfang und am Ende der Kompression sowie bei der Verpuffung zeigen die absoluten Temperaturen *mit* und *ohne* Kühlung der Ladung an. Es zeigt sich, daß die

Temperatur bei gekühlter Ladung trotz eines um 7 at höheren Drucks um 100° niedriger liegt als bei ungekühlter Ladung. Diese geringere Temperatur macht sich natürlich während der ganzen Expansionsperiode geltend. Die gestrichelte Fläche zeigt den Arbeitsgewinn bei Anwendung einer gekühlten Ladung. In Fig. 25a rechts sind übereinandergezeichnete Diagramme dargestellt, welche an einer v. Oechelhäuser-Gasmaschine in Hörde aufgenommen sind, und zwar mit und ohne Kühlung der Ladung. Die gestrichelte Fläche zeigt auch hier wieder den Arbeitsgewinn, der in vorliegendem Falle nach genauen Messungen etwa 17% betragen hat.

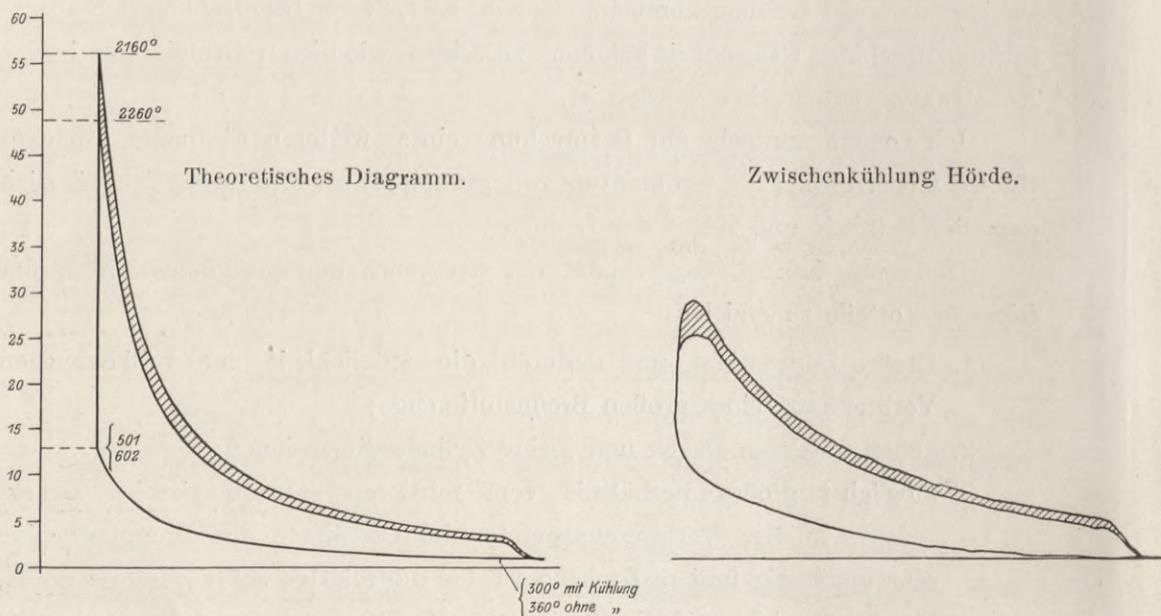


Fig. 25 a.

Aus dieser Betrachtung ergibt sich, daß die Erzielung einer reinen und kalten Ladung als ein weiterer wichtiger Grundsatz für die Konstruktion der Verbrennungsmaschine aufgestellt werden muß; die Richtigkeit desselben wurde durch die Versuchsergebnisse an dem erwähnten bzw. noch zu erwähnenden Maschinensystem bestätigt, bei welchem solche konstruktive Maßnahmen getroffen wurden, daß eine reine, kalte Ladung bei gleichzeitigem geringem Arbeitsaufwand erzielt wurde.

Diese konstruktiven Maßnahmen bestanden in der Ausbildung und Schaffung von Steuerungsorganen für die Spülung, welche bei großer Einfachheit und Betriebssicherheit sowie bei Erfüllung des oben aufgestellten, die Wärmeübertragung berücksichtigenden Grundsatzes, den besonders beim Zweitakt zu stellenden wichtigen

Forderungen, große Auspuff- und Spülquerschnitte möglichst schnell frei zu legen und wieder zu schließen, in vollkommener Weise entsprach.

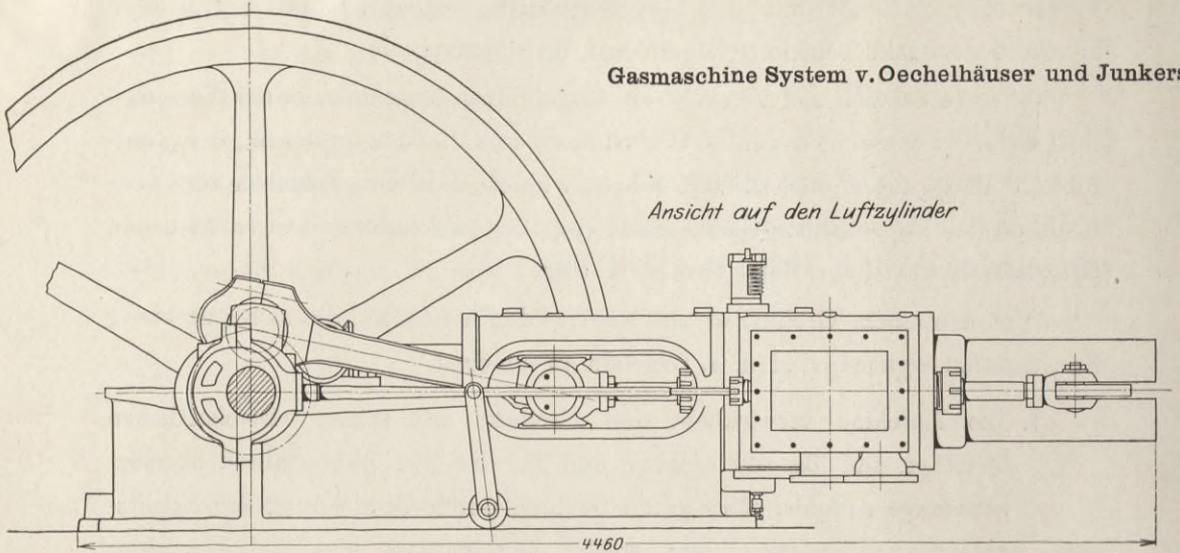
Längere Studien und Versuche an ausgeführten Maschinen in der Versuchstation für Gasmaschinen von v. Oechelhäuser und Junkers in Dessau, deren eingehende Darlegungen hier zu weit führen würden, führten schließlich zur Konstruktion der Doppelkolben-Gasmaschine (Fig. 26), welche den oben entwickelten Grundsätzen in hohem Maße Rechnung trug.

Von den einem Großmotor zuzusprechenden Vorteilen, die sich mit dieser Konstruktion ergaben, sind u. a. folgende zu nennen:

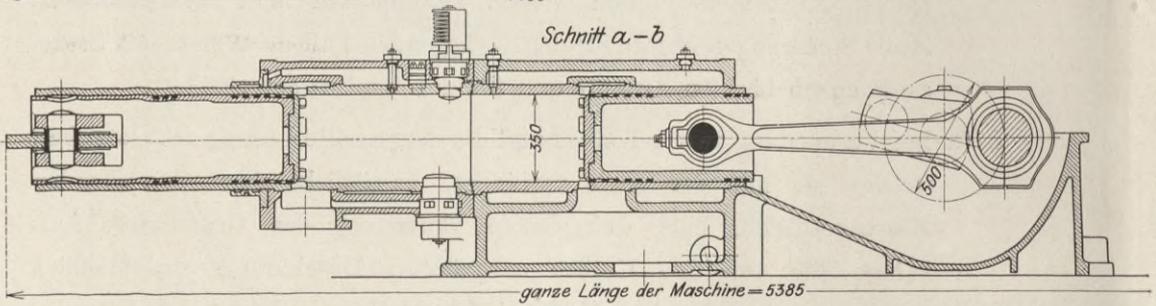
1. Die Maschine verwirklicht den Zweitakt mit seinen wirtschaftlichen Vorteilen und löst die wichtige und für das Zweitaktverfahren überdies schwierige Aufgabe einer guten Spülung durch Verwendung der Arbeitskolben, welche mit ihrem großen Durchmesser und Hub geradezu ideale Steuerungselemente für den vorliegenden Fall darstellen, als Steuerorgane für den Auspuff und für den Einlass der Spülluft.
2. Die Verwendung zweier Kolben und die dargestellte Lösung des Getriebes, welches sie mit der Welle verbindet, ermöglicht einen weitgehenden Massenausgleich, eine weitgehende Entlastung der Grundlager, Aufnahme der von den Kolben ausgeübten Druckkräfte ausschließlich durch das aus geeignetem (geschmiedetem) Material bestehende Getriebe, statt durch den Rahmen, welcher infolge eines ungeeigneten Materials (Guß) und wegen seiner Bestimmung, die Maschine mit dem Fundament zu verbinden, zur Übertragung der Kolbenkräfte wenig geeignet ist. Wie die Konstruktion erkennen läßt, ist auch den Wärmedehnungen im Getriebe in vollkommenster Weise Rechnung getragen, so daß die wesentlichen Maschinenteile nur solche Spannungen erleiden, die durch nutzbare äußere Kräfte hervorgerufen werden und frei sind von unkontrollierbaren und deshalb die Betriebssicherheit gefährdenden Wärme- und Gußspannungen.
3. Mit der Verteilung des Gesamthubes auf zwei Kolben erzielt man ein großes Hubverhältnis bei gleichzeitig hoher Tourenzahl und schafft damit günstige Bedingungen bezüglich der allgemeinwirtschaftlichen und — infolge des günstigen Verbrennungsraumes — der wärmewirtschaftlichen Verhältnisse.
4. Der Fortfall des Zylinderdeckels und der Spülventile vermindert in hohem Maße die Schwierigkeiten, die sich der Konstruktion in der Beherrschung

Gasmaschine System v. Oechelhäuser und Junkers.

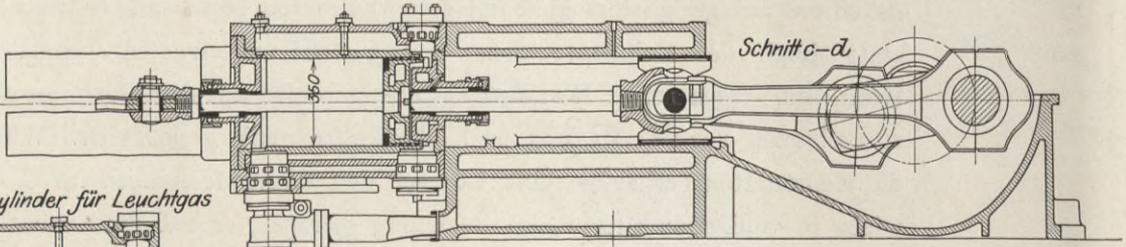
Ansicht auf den Luftzylinder



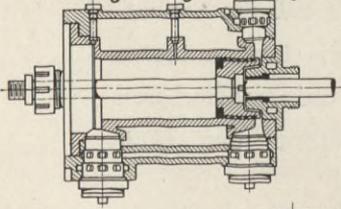
Schnitt a-b



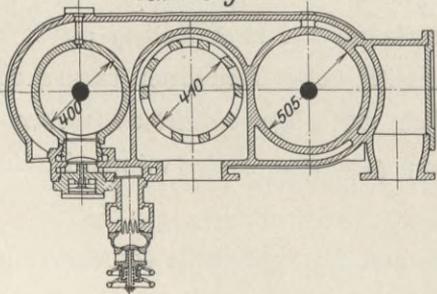
Schnitt c-d



Einsatzzylinder für Leuchtgas



Schnitt e-f



Schnitt g-h

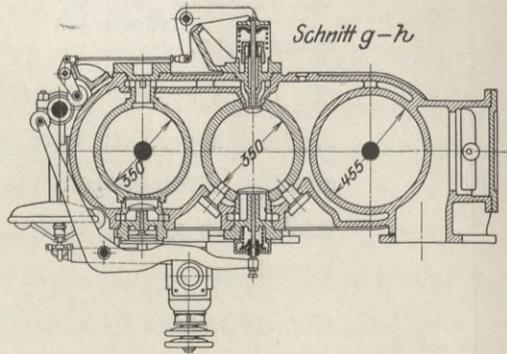


Fig. 26.

der aus den großen Temperaturdifferenzen entstehenden hohen Materialspannungen entgegenstellen.

Die günstigen Ergebnisse, welche an dieser ersten Versuchsmaschine System v. Öchelhäuser und Junkers in wärmetechnischer und maschinentechnischer Hinsicht erreicht wurden, bewiesen vollauf die Richtigkeit der der Konstruktion zugrunde gelegten Richtlinien, indem es gelang, mittlere Drucke im Arbeitszylinder von mehr als 11 Atm. bei einer heute noch unübertroffenen Brennstoffausnutzung zu erzielen.

Die vorstehenden für die Konstruktion des Großgasmotors betonten Hauptgesichtspunkte, nämlich gebührende Berücksichtigung der mit der intensiven Wärmeübertragung verbundenen konstruktiven Forderungen und die Erzielung einer kalten und reinen Ladung, machen sich in erhöhtem Maße geltend, wenn es sich darum handelt, einen Großölmotor für den Schiffsantrieb zu schaffen. Die schon in der Hochdruckgasmachine auftretenden gewaltigen Wärmewirkungen steigern sich noch erheblich bei Durchführung des Dieselprozesses infolge der höheren Temperaturen und Drucke, besonders aber auch wegen der durch die heftige Einspritzung des mit Luft vermischten Brennstoffes erzeugten Strömungen und Wirbelungen während der Verbrennung. Das im Dieselprozeß verwirklichte große Expansionsverhältnis erhöht noch die in maschinentechnischer und wirtschaftlicher Hinsicht zu stellenden Forderungen.

Eine neue Forderung erwächst aus der für den Schiffsbetrieb unerläßlichen Ermöglichung langsamen Ganges. Die Prüfung der diese Forderung erfüllenden Bedingungen führt zu denselben Ansprüchen an die Gestaltung des Zylinders, die sich auch aus den thermischen Betrachtungen ergeben haben, nämlich dem Zylinder einen kleinen Durchmesser und einen großen Kolbenhub zu geben, damit die Wärmeabgabe während der Kompression, besonders im letzten Teil derselben, möglichst verringert wird zur sicheren Erreichung der erforderlichen Zündtemperatur auch bei geringer Umdrehungszahl. ■

Eine weitere an die Großölmachine zu stellende wichtige Forderung für den Betrieb auf Schiffen, ganz besonders für Kriegsschiffe, betrifft die Ermöglichung einer zeitweiligen Erhöhung der Leistung über die normale Belastung hinaus. Die theoretischen und experimentellen Untersuchungen (auf dem Gebiete der Leistungserhöhung) führten zu dem Ergebnis, daß sich diese Forderung am vollkommensten dadurch erreichen läßt, daß man bei Leistungserhöhung das Druckniveau des Arbeitsprozesses im ganzen erhöht, in gleicher Weise, wie dies bereits bei der erwähnten Verbundmaschine im Hochdruckzylinder durchgeführt ist.

Der erhöhte Gasdruck, unter dem sich bei Leistungserhöhung die Verbrennung und Expansion vollzieht, und die hierdurch trotz gleichbleibender Temperatur sich ergebende Erhöhung der Wärmeübertragung legen den bereits eingangs für die Verbrennungsmaschine entwickelten Richtlinien erhöhte Bedeutung bei und geben vermehrten Anlaß zur Berücksichtigung derselben bei der Konstruktion einer Großölschiffsmaschine. Die Prüfung, daß die Doppelkolbenkonstruktion allen diesen Forderungen am vollkommensten entspricht, ließ mir bei dem Suchen nach der geeignetsten Konstruktionsform keinen Zweifel, daß die Doppelkolbenmaschine, womöglich in Tandemkonstruktion, die gesuchte Lösung bot.

Es handelte sich nun darum, an einer Versuchsmaschine die Brauchbarkeit der Konstruktion zu prüfen. Wenn auch in wärmetechnischer und maschinentechnischer Hinsicht die bisherigen mit Gasmaschinen gewonnenen Ergebnisse die besten Erwartungen rechtfertigten, so lag doch bezüglich der Durchführung des Dieselverfahrens in derartig gestalteten Maschinen noch keinerlei Erfahrungsmaterial vor. Es galt die viel verbreitete Ansicht zu widerlegen, daß bei der von der Dieselmachine völlig abweichenden Art der Einspritzung, wie sie durch die Anwendung der Gegenkolben bedingt ist, ein brauchbarer Verbrennungsprozeß, d. h. eine vollkommene Verbrennung bei hohem mittleren Druck sich nicht verwirklichen ließe. Außerdem galt es, bei dieser Maschine den Nachweis der Brauchbarkeit der Tandemkonstruktion experimentell zu erbringen, welche die gerade für Großmaschinen wichtige wirtschaftliche Aufgabe zu erfüllen hat, durch Verdoppelung der Anzahl der Arbeitshube das Getriebe möglichst weitgehend auszunutzen und somit Gewicht und Herstellungskosten der Maschine zu verringern.

Die zu diesem Zweck erbaute Versuchsmaschine (Fig. 27) wurde zunächst nur mit einem Zylinder ausgerüstet und im Jahre 1908 in Betrieb genommen. Nachdem die ersten langwierigen Versuche und eingehenden Untersuchungen bezüglich der Brennstoffeinspritzung und der vollkommenen Verbrennung unter anfänglichen Mißerfolgen und unter Überwindung großer Schwierigkeiten durchgeführt und schließlich mit einem recht befriedigenden Resultate abgeschlossen waren, wurde im Jahre 1910 die Maschine zur Tandemanordnung ausgebaut (Fig. 28), und die Versuche wurden fortgesetzt.

Fig. 29 zeigt die Konstruktion dieser Maschine in Tandembauart. In zwei hintereinander liegenden Zylindern arbeiten je zwei Kolben. Die beiden äußeren Kolben wirken direkt und vermittels des Umführungsgestänges auf die mittlere Kurbelkröpfung, und die beiden inneren Kolben vermittels der Traverse und des

Erste Versuchsölmachine System Junkers (einzyllindrig) im Jahre 1908.

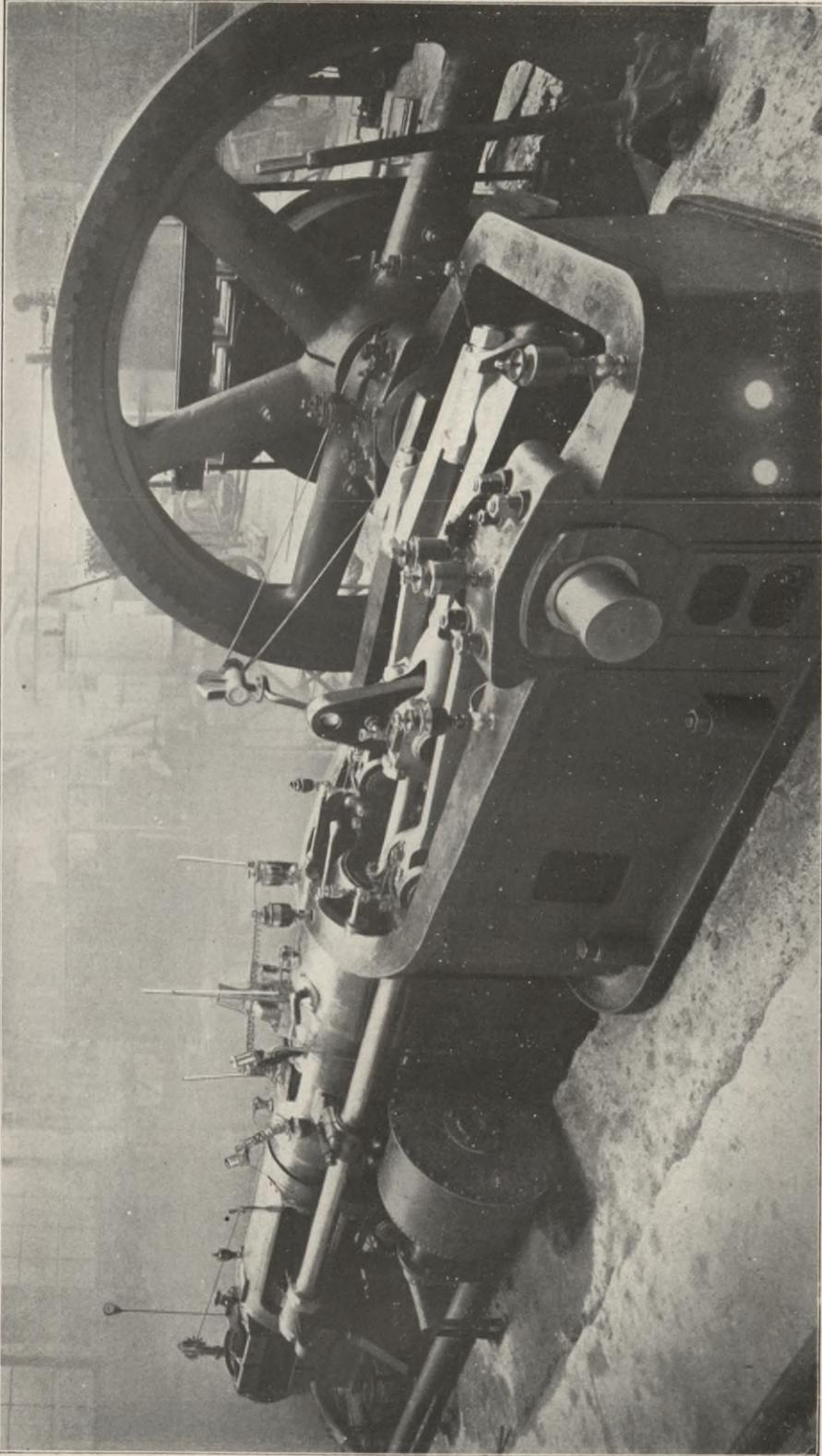


Fig. 27.

Erste Versuchsölmachine System Junkers ausgebaut zur Tandemmaschine, vom Jahre 1910.

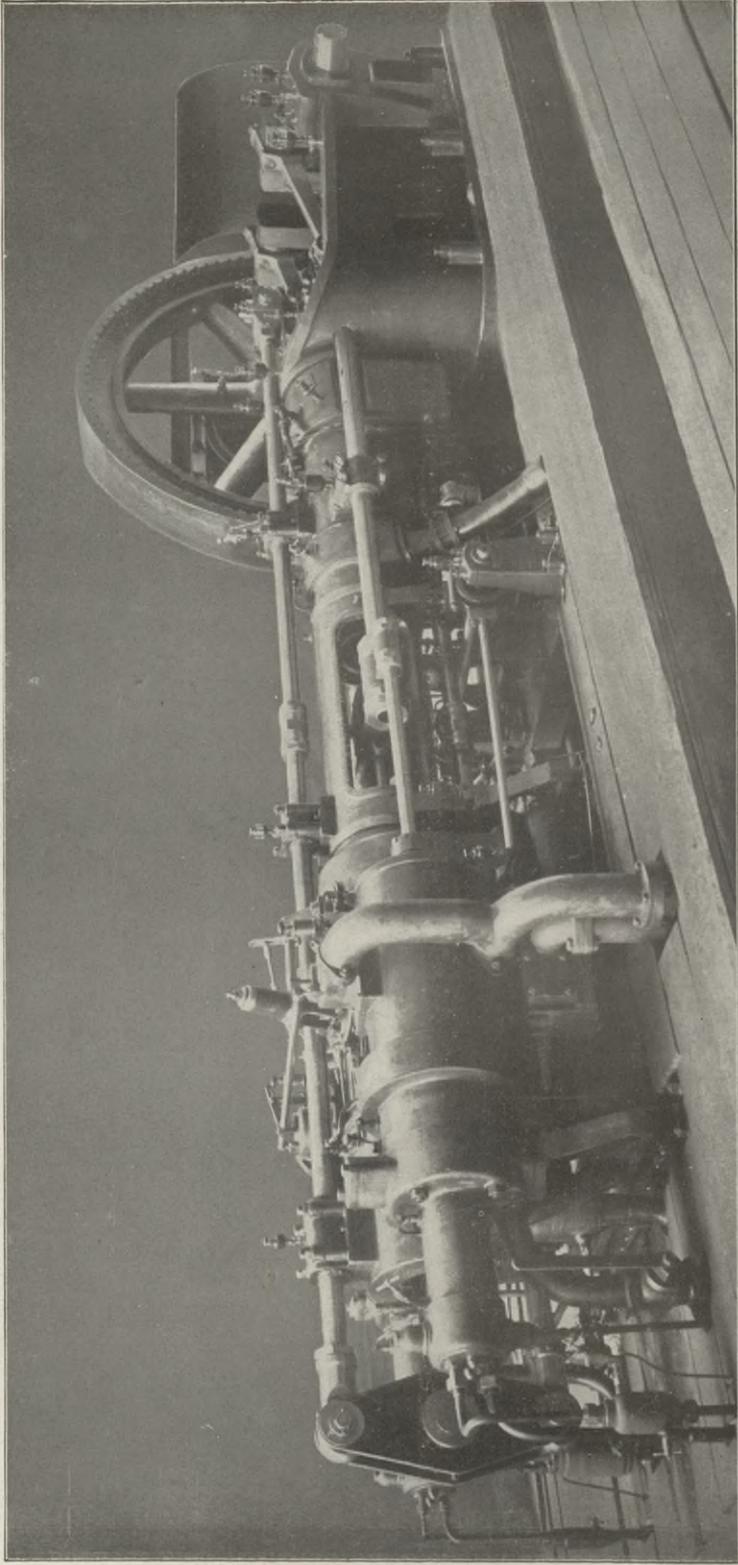


Fig. 28.

200 PS.-Versuchsmaschine Junkers in Tandemanordnung, vom Jahre 1910.

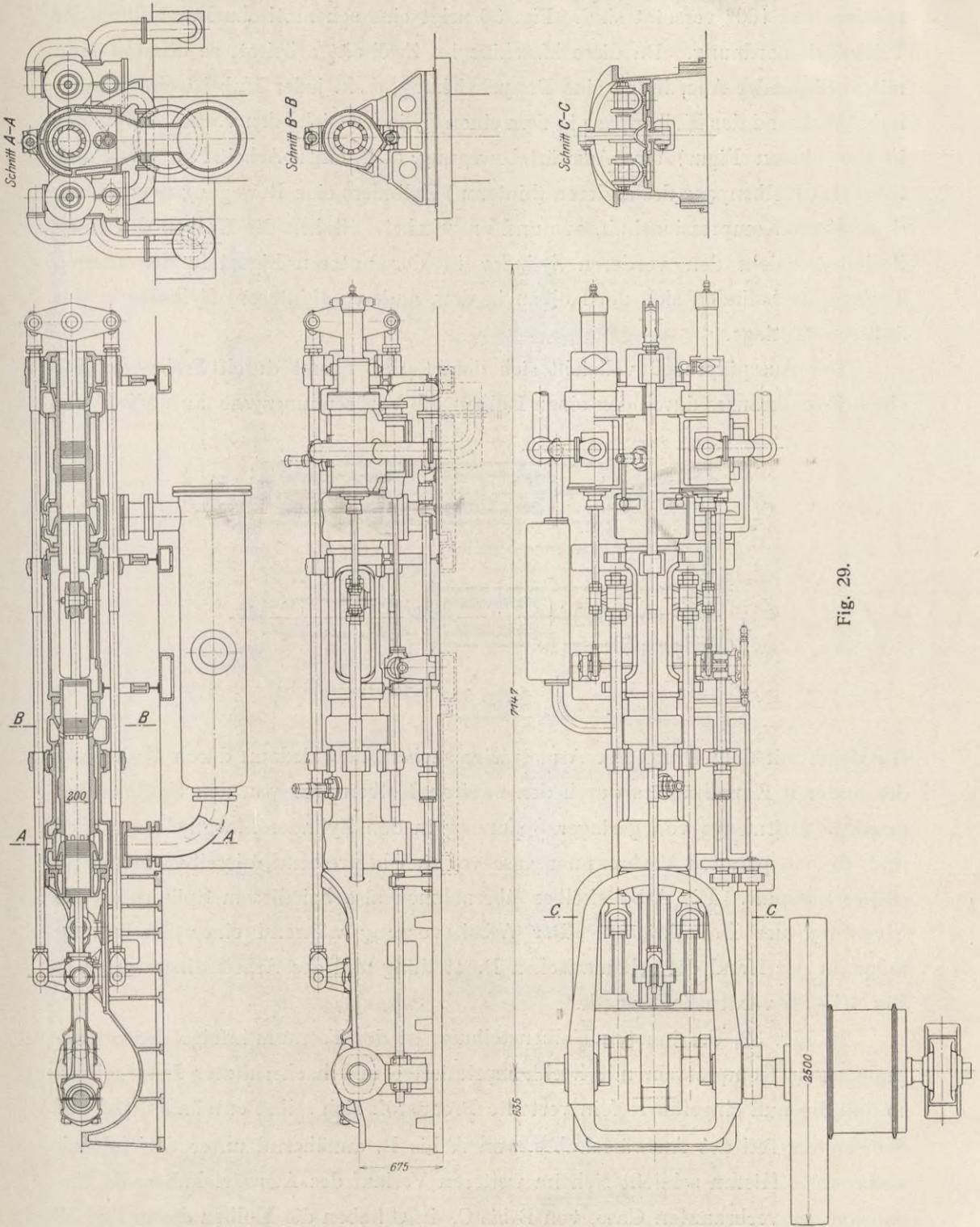


Fig. 29.

Umführungsgestänges auf die beiden äußeren Kurbelkröpfungen, welche gegen die mittlere um 180° versetzt sind. Fig. 30 zeigt eine schematische Darstellung der Triebwerkanordnung. Da diese Maschine im Zweitakt arbeitet, so erreicht man mit vorliegender Anordnung eine Doppelwirkung, d. h. jeder Hub ist ein Arbeitshub. Während das Kolbenpaar in dem einen Zylinder (siehe den vorderen Zylinder in der oberen Figur) eine Auswärtsbewegung, d. h. einen Arbeitshub verrichtet, führt das Kolbenpaar des anderen (hinteren) Zylinders eine Bewegung nach innen, d. h. einen Kompressionshub, aus und umgekehrt. Stehen die Kolben des einen Zylinders (siehe den vorderen Zylinder in der unteren Figur) in der inneren Totlage, so befinden sich die Kolben in dem anderen (hinteren) Zylinder in der äußeren Totlage.

Der Ausspülprozeß vollzieht sich derart, daß zuerst durch Freilegung des einen Kanalkranzes durch den einen Kolben die Verbrennungsgase auspuffen und

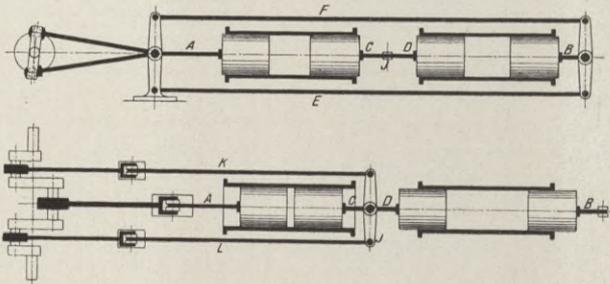


Fig. 30.

Ausgleich mit dem Druck der Atmosphäre suchen, daß alsdann durch Freilegung des anderen Kanalkranzes durch den zweiten Kolben eine von den Spülpumpen erzeugte Luftmenge von geringer Spannung in den Zylinder hineingelassen wird und, die entspannten Verbrennungsgase vor sich hertreibend, dieselben möglichst restlos ausspült. Die Arbeitskolben übernehmen also bei diesem Spülprozeß die Steuerung der Kanalkränze. Der Arbeitsvorgang während einer Umdrehung möge an der Hand der schematischen Darstellung und des Arbeitsdiagrammes in Fig. 31—36 verdeutlicht werden.

In Fig. 32, der inneren Kolbenstellung, ist der Totraum infolge der vorausgegangenen Kompression mit hochkomprimierter und hochohritzer Luft gefüllt, so daß der nun eingeführte fein verteilte Brennstoff sich selbst entzündet und auf dem ersten Teil des Auswärtshubes, von A bis B, annähernd unter Gleichdruck verbrennt. Hieran schließt sich im weiteren Verlauf des Auswärtshubes die Expansion der verbrannten Gase, von B bis C. In C haben die Kolben die in Fig. 33 gezeichnete Stellung erreicht, in welcher der vordere Kolben V einen Schlitzkranz

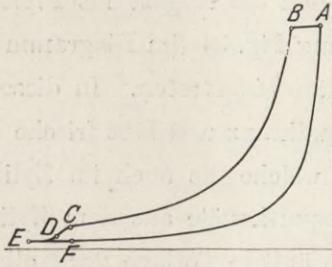


Fig. 31.

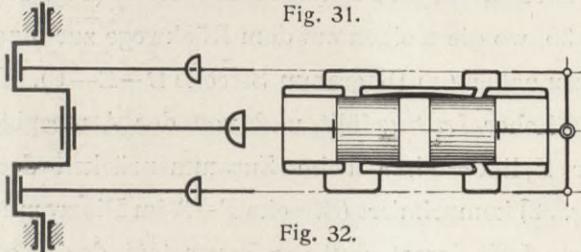


Fig. 32.

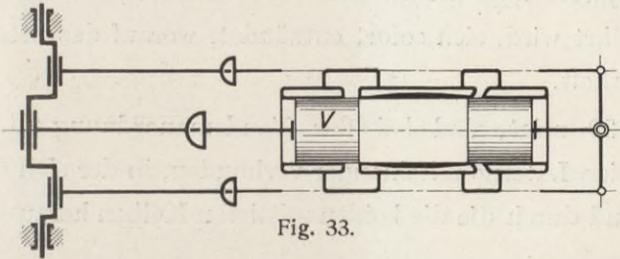


Fig. 33.

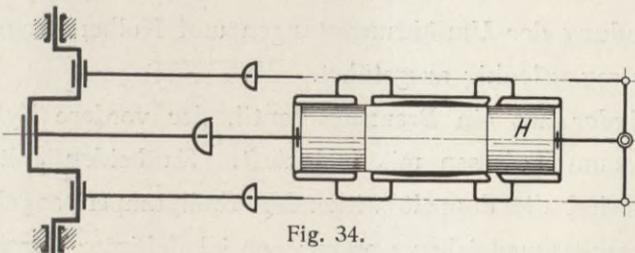


Fig. 34.

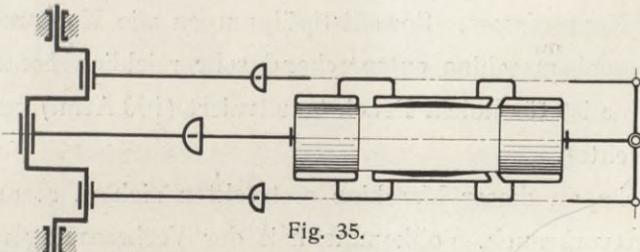


Fig. 35.

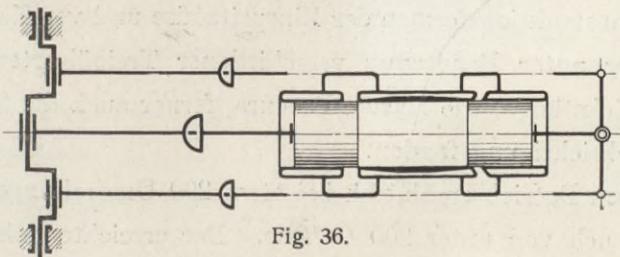


Fig. 36.

freizulegen beginnt, durch den die Abgase ins Freie entweichen (Auspuff). Auf dem Wege bis Kolbenstellung Fig. 34 (im Diagramm C—D) ist ungefährender Druckausgleich mit der Atmosphäre eingetreten. In dieser Stellung öffnet der hintere Kolben H den anderen Kanalkranz und läßt frische Luft von niedriger Spannung in den Zylinder eintreten, welche die noch im Zylinder befindlichen Abgasreste vor sich her durch die Auspuffkanäle aus dem Zylinder austreibt (Ausspülung). Dies geschieht bis über die äußere Totlage der Kolben (Fig. 35) hinaus bis etwa zur Stellung in Fig. 36, wo die Kolben auf dem Rückwege zur inneren Totlage beide Schlitze abgeschlossen haben (im Diagramm Strecke D—E—F). Im Punkt F ist der Zylinderraum mit frischer Luft gefüllt und von der Atmosphäre abgeschlossen. Nunmehr wird der Zylinderinhalt beim Zusammenrücken der Kolben bis zur inneren Totlage (Fig. 32) komprimiert (Strecke F—A im Diagramm). Hierbei erhitzt sich die komprimierte Luft derart, daß der Brennstoff, der in oder ganz kurz vor Punkt A eingeführt wird, sich sofort entzündet, worauf das beschriebene Arbeitspiel sich wiederholt.

Wie Fig. 29 zeigt, sind bei der Tandemanordnung die beiden Arbeitszylinder durch eine Laterne miteinander verbunden, in der sich das mittlere Querhaupt bewegt und durch die die beiden mittleren Kolben herausgenommen werden können.

Die Verbindung der Umführungsstangen und Kolbenstangen mit den Traversen ist durchweg gelenkig ausgeführt.

Jeder Zylinder hat ein Brennstoffventil, der vordere Zylinder außerdem ein Anlaßventil zum Anlassen mit Druckluft. Zu beiden Seiten des hinteren Arbeitszylinders sind die doppelt wirkenden Spülpumpen angebracht, die vom mittleren Querhaupt angetrieben werden; achsial dahinter liegen je zwei Stufen des vierstufigen Kompressors. Sowohl Spülpumpen wie Kompressoren sind dem Zweck einer Versuchsmaschine entsprechend sehr reichlich bemessen.

Die Maschine ist für hohen Druck konstruiert (100 Atm.) und für Leistungserhöhung eingerichtet.

Die Versuche an dieser Maschine erstreckten sich u. a. auf die Güte der Spülung, Spülluftverbrauch, Vollkommenheit der Verbrennung unter Benutzung verschiedener Konstruktionsformen der Einspritzdüse und verschiedener Einspritzmethoden, ferner unter Benutzung verschiedener Treibölsorten, unter welchen auch die Erdölrückstände, wie Mazut, Paccura, ferner auch die Steinkohlenteeröle besondere Berücksichtigung fanden.

Im normalen Betrieb ergab sich bei etwa 200 Umdrehungen ein stündlicher Brennstoffverbrauch von unter 200 Gr/PSe. Der erreichte hohe mittlere Druck

im Diagramm bei normalem Betrieb (ca. 9–10 kg/cm²) und bei Leistungserhöhung (ca. 14–15 kg/cm²), sowie der unsichtbare Auspuff deuteten auf eine gute Spülung und eine vollkommene, rußfreie Verbrennung hin. Fig. 37 stellt ein Durchschnittsdiagramm dar, das bei einem dreistündigen Dauerversuch mit 50 % Leistungserhöhung aufgenommen wurde.

Es wurde ferner dauernd (mehrere Stunden) mit einer stark verminderten minutlichen Umdrehungszahl von etwa 30–35 gefahren.

Eine Erweiterung und Fortsetzung der an der 200 PS-Maschine vorgenommenen Untersuchungen fand mit einer Maschine von 450 mm Zylinderdurchmesser und 2 × 450 mm Hub statt. Fig. 38 zeigt diese Maschine auf dem Versuchsfeld. Die Maschine ist ebenso wie die vorher erwähnte in Tandembauart ausgeführt; sie ist für Umsteuerung und für 50 % Leistungserhöhung durch Steigerung der Ladespannung eingerichtet. Bei der Konstruktion dieser Maschine wurde auf möglichst kurze Bauart gesehen und deshalb das Hubverhältnis 1 : 2 gewählt.

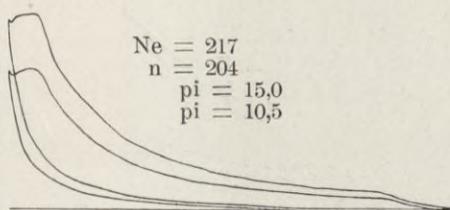


Fig. 37.

Ferner wurden zwecks Verminderung der Gesamtlänge das Laternenstück weggelassen und das Querhaupt sowie die hintere Traverse in Schlitz in den Enden der Arbeitszylinder geführt. Die Verbindung der Kolbenstangen und Umführungsstangen mit den Traversen ist auch hier durchweg gelenkig ausgeführt. Die Spül-

pumpen liegen zu beiden Seiten des hinteren Arbeitszylinders und der vierstufige Kompressor mit je zwei Stufen zu beiden Seiten des vorderen Zylinders. Wie aus Fig. 39 ersichtlich, erfolgt der Antrieb der Spülpumpen und Kompressoren von der mittleren Traverse aus; er ist einfach, zuverlässig und vollzieht sich mit geringer Reibungsarbeit. Antrieb und Anordnung der Pumpen gestatten neben dem Vorteil der Gewichts- und Raumersparnis eine vorteilhafte Anschmiegung an den hinteren und eine günstige Luftzuführung zu dem vorderen Arbeitszylinder.

Die zur Erreichung einer guten Spülung und Ladung erforderlichen Konstruktionsbedingungen wurden sorgfältig berücksichtigt. Die Spülluft wird dem Zylinder von zwei Seiten und unter möglicher Vermeidung von Widerständen zugeführt (Fig. 40); die Auspuffkanäle sind so angeordnet, daß die abziehenden Gase am ganzen Zylinderumfang unter gleichmäßigem und möglichst geringem Widerstande entweichen.

Die Steuerung der Maschine ist eine Nockensteuerung und in Fig. 41 und 42 dargestellt.

1000 PS-Versuchsmaschine System Junkers in Tandemanordnung vom Jahre 1911.

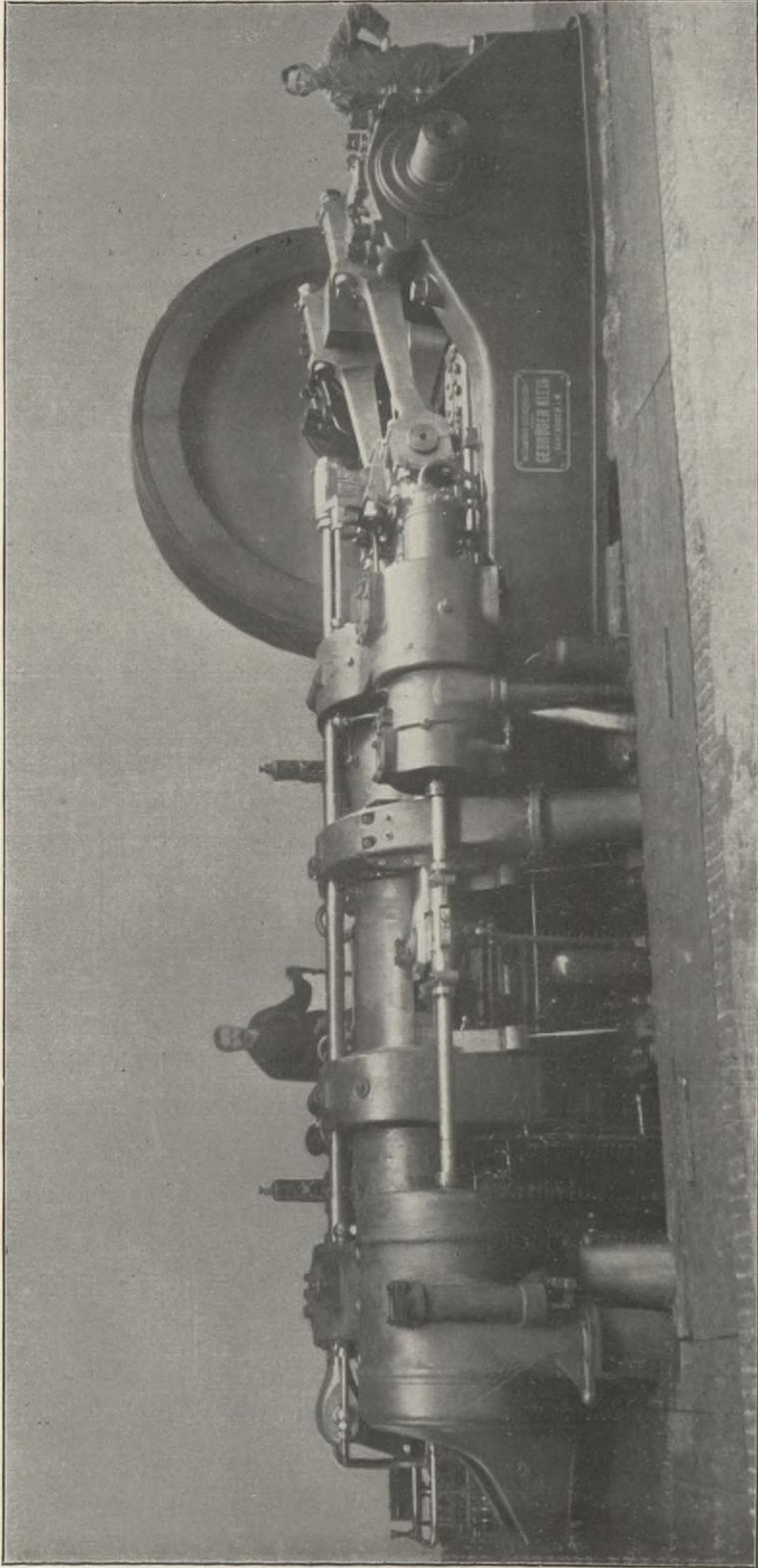
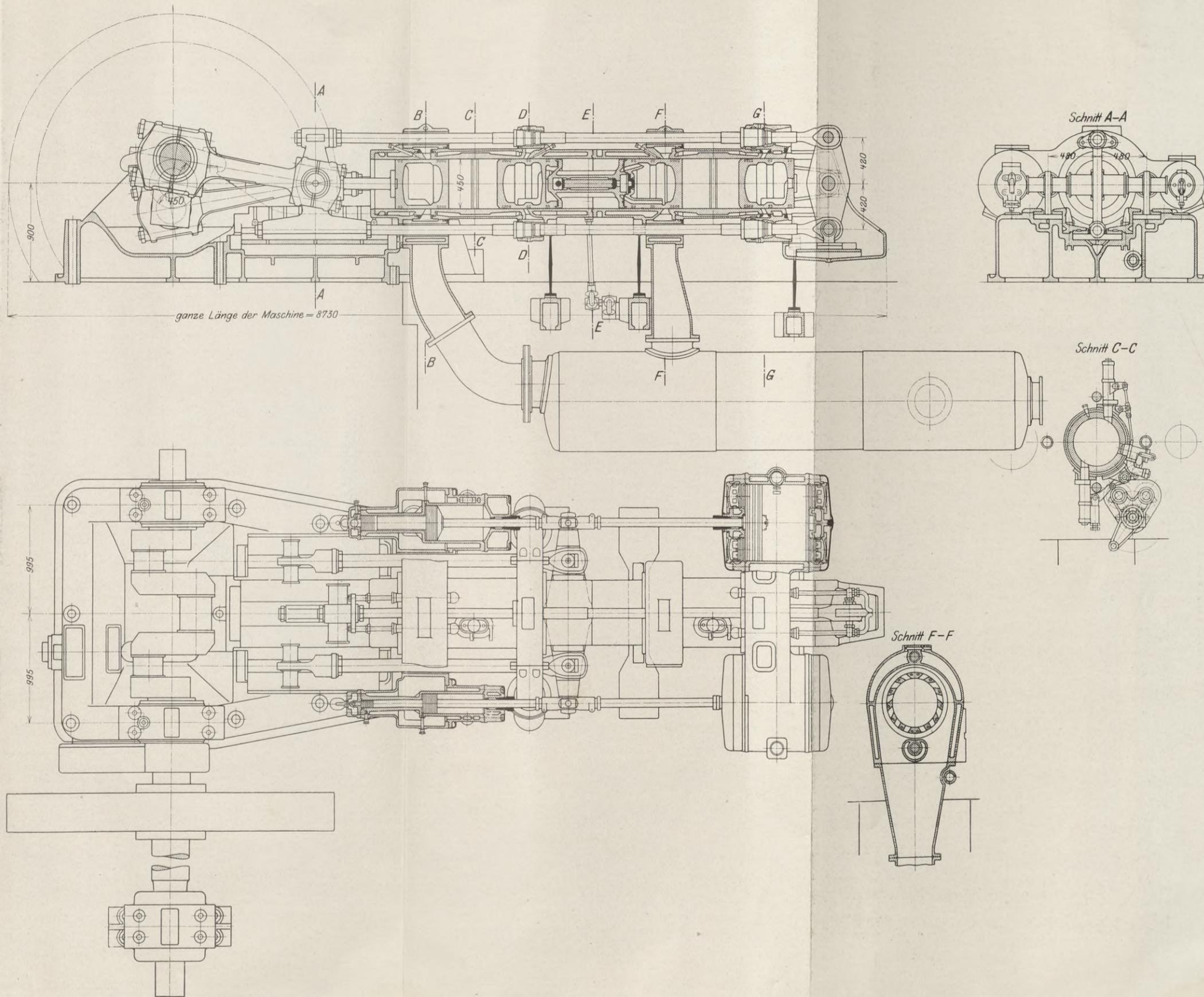


Fig. 38.

1000 PS-Versuchsmaschine System Junkers in Tandemanordnung.



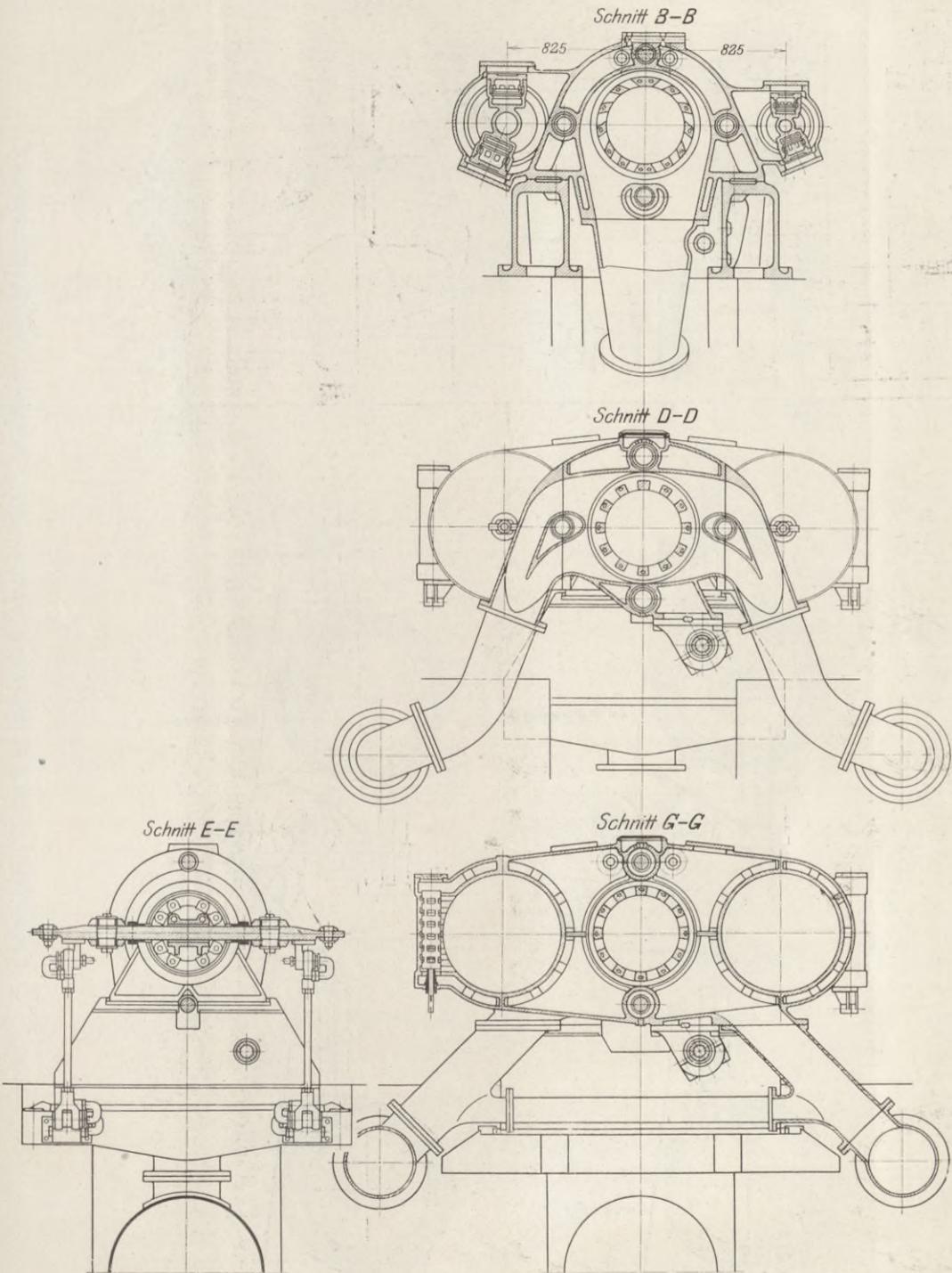


Fig. 40.

Steuerung der 1000 PS -
(Vergl. Fig. 39)

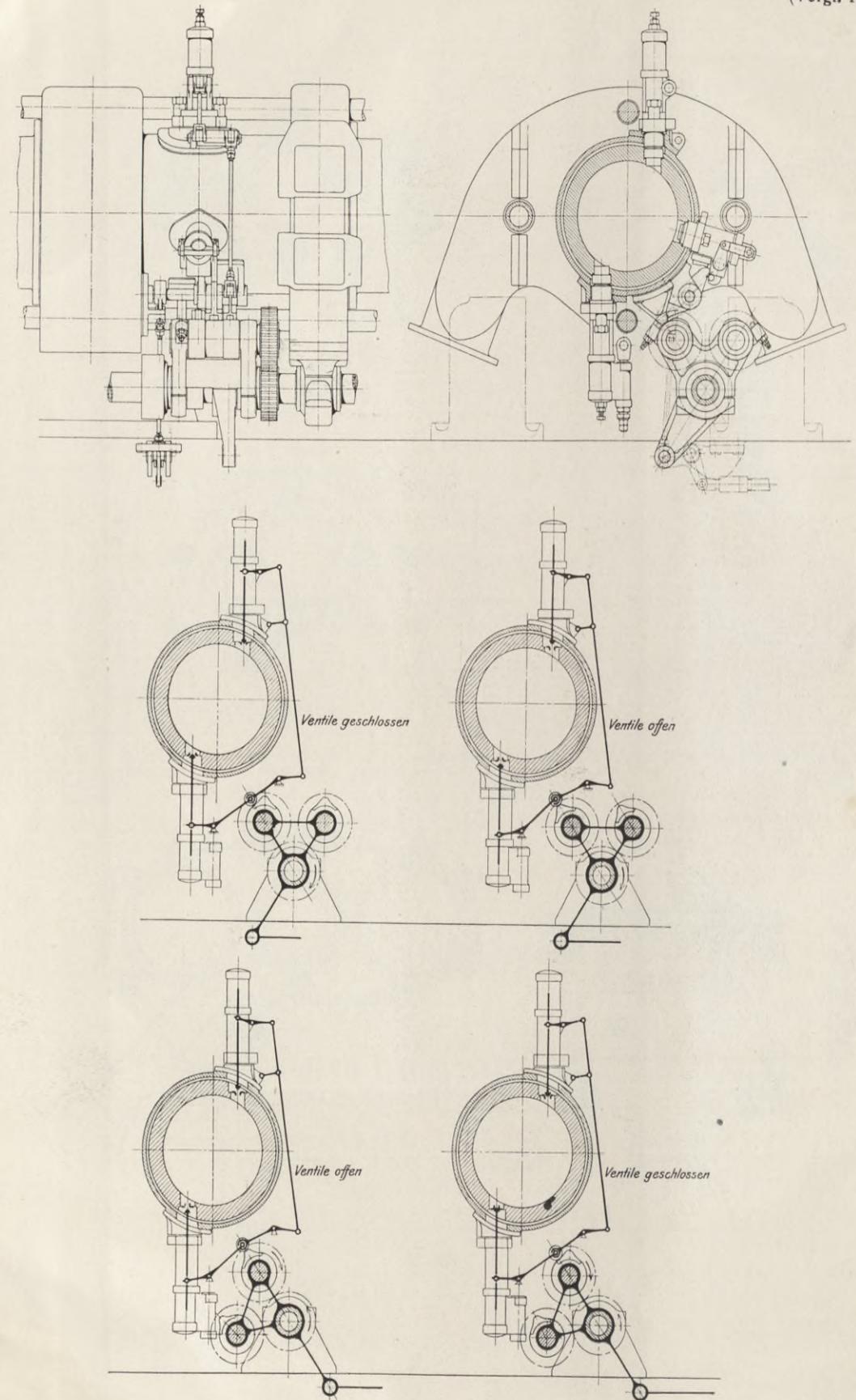


Fig. 41.

Junkers - Versuchsmaschine.
und 40.)

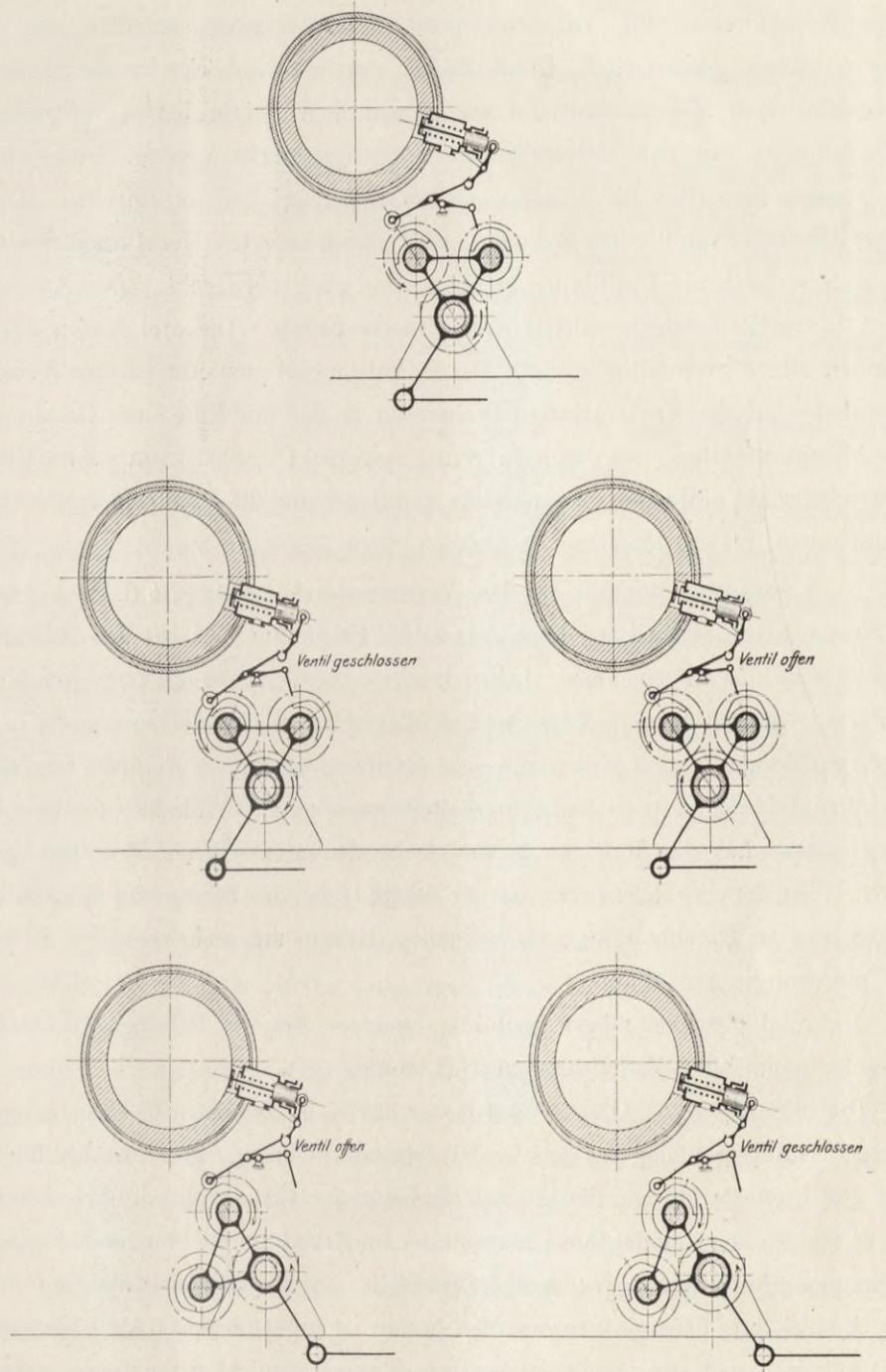


Fig. 42.

Jeder Zylinder hat zwei Brennstoffventile und ein Anlaßventil. Unter der Maschine entlang geht die Steuerwelle, die für jeden Arbeitszylinder zwei kurze Nockenwellen für Vorwärts- bzw. Rückwärtsgang antreibt, die in Schwenkböcken gelagert sind. Durch Drehen der Schwenkböcke um die Steuerwellenachse vom Maschinistenstand aus können die Vorwärts- bzw. Rückwärtsnockenscheiben mit den Hebelrollen in Eingriff gebracht werden. Auf jeder der Nockenwellen sitzt ein Anlaßnocken zwischen zwei Brennstoffnocken. Das untere Brennstoffventil eines Zylinders wird durch direkten Hebel angetrieben, das andere durch ein Umführungsgestänge, das nach oben geht. Der Antrieb des Anlaßventils geschieht mittels eines Zwischenhebels. Die drei Rollen eines Zylinders sitzen gegenseitig achsial. Der Zwischenhebel zum Antrieb des Anlaßventils sitzt auf einem exzentrischen Drehzapfen, so daß mit Hilfe eines Gestänges vom Maschinistenstand aus das Anlaßventil ausgerückt werden kann. Zum Umsteuern ist es nur nötig, die Schwenkböcke umzulegen und die Anlaßventile so lange einzuschalten, bis die Maschine im anderen Sinne angesprungen ist.

Nach beendeter Montage auf dem Versuchsstande im August d. J. wurden die Versuche im wesentlichen nach demselben Programm wie bei der 200 PS-Versuchsmaschine aufgenommen. Leider kommen die Versuche nur recht langsam vorwärts, weil wegen des vorherrschenden Wassermangels in Aachen nur in den frühesten Morgenstunden eine genügende Kühlwassermenge vorhanden ist, um auf kurze Zeit den Betrieb aufrechterhalten zu können. Während der kurzen Betriebsdauer hat die Maschine bereits recht zufriedenstellende Resultate geliefert. Besonders erwähnenswert sind der ruhige Gang, das Fehlen von Erschütterungen und die Durchhaltung eines langsamen Ganges mit nicht mehr als 30 bis 40 Umdrehungen pro Minute.

Im Nachfolgenden mögen noch die besonders für die Schiffsmaschine in Betracht kommenden Verhältnisse geprüft werden.

Die bei Gas- bzw. Ölmaschinen bisher nur in bescheidenen Grenzen ausgeführte Leistungserhöhung ist auf Grund folgender Überlegungen durchgeführt:

Die Brennstoffmenge, die in einer Maschine zur Erzeugung von Arbeit verbrannt werden kann, findet ihre Grenze in der im Arbeitszylinder eingeschlossenen Verbrennungsluftmenge bzw. dem Luftgewicht. Eine größere Steigerung der Maschinenleistung über ein gewisses Maß hinaus ist unter normalen Verhältnissen nicht möglich, weil der zuviel eingespritzte Brennstoff nicht mehr die zu seiner Verbrennung erforderliche Luft vorfindet und deshalb unvollkommen oder gar nicht verbrennt, sie kann demnach nur durch gleichzeitige Vergrößerung des eingeschlossenen Luftgewichtes erreicht werden.

Die Mittel hierfür sind:

1. Einführung möglichst kalter Ladung,
2. Einführung der Ladung unter Überdruck.

In beiden Fällen müssen die Ladepumpen groß genug sein, um die größere Lademenge zu liefern.

1. Die Leistungserhöhung durch Einführen kalter Ladung hat besonders für Zweitaktmaschinen Bedeutung, da bei ihnen die Kompression der Spülluft und Ladung immer von einer Temperatursteigerung begleitet ist. Durch Kühlung der Ladung vergrößert sich das spezifische Gewicht im umgekehrten Verhältnis der absoluten Temperaturen; die zur Verfügung stehende Lademenge bzw. Luftmenge und die Leistung wird in demselben Verhältnis größer.

Zu beachten ist bei gut gekühlter Ladung, daß hierbei der ganze Kreisprozeß im Arbeitszylinder bei niedrigeren Temperaturen verläuft.

Praktisch erprobt ist das Verfahren u. a. an einer Oechelhäuser-Gasmaschine in Hörde, bei der ein Lamellenkühler in die Überströmleitung zwischen Ladepumpe und Arbeitszylinder eingebaut wurde. Es ergab sich praktisch bei einer Temperaturverminderung von $90,5^{\circ}$ auf $30,5^{\circ}$ eine Leistungssteigerung von 17 % (s. Z. d. V. d. Ing. 1908 S. 1927). Siehe auch Fig. 25 a.

Diese Art der Erhöhung der Leistung hat für Schiffsanlagen des geringeren Effektes wegen nicht die große Bedeutung, wie das im Nachfolgenden zu erwähnende Verfahren der Drucksteigerung; trotzdem wird das Rückkühlverfahren zweifellos im Dauerbetrieb mit Erfolg Anwendung finden können, da auf Schiffen Kühlwasser genug zur Verfügung steht.

2. Das Einführen der Luft unter Überdruck läßt sich bei Zweitaktmaschinen dadurch bewerkstelligen, daß die Auspuffgase hinter dem Auspuffbehälter gedrosselt werden (Fig. 43). Es stellt sich dann bei der Auspuff- und Ladeperiode ein höherer Druck als der atmosphärische ein, z. B. bei 50% Leistungserhöhung 1,5 abs., gegen den die Ladepumpen, deren höherer Druck sich selbst einstellt, ihre Ladung in die Zylinder schieben; der Ladevorgang ist sozusagen auf ein höheres Niveau gehoben. Wenn die Kompression im Arbeitszylinder beginnt, ist ein größeres Ladegewicht, z. B. bei obiger Annahme einer Leistungssteigerung von 50% um 50 % mehr vorhanden, wodurch mehr Treiböl verbrannt und die Leistung entsprechend gesteigert werden kann. Es sei darauf aufmerksam gemacht, daß das Kompressionsverhältnis, also auch der thermische Wirkungsgrad, derselbe bleibt; auch die Temperaturen sind, wenn dieselbe Kompressionsanfangstemperatur vorhanden ist, dieselben. Das Arbeitsdiagramm wird sozusagen im Kräftemaßstab vergrößert, wie es das theoretische Diagramm (Fig. 44) zeigt. Die Arbeits-

Schematische Darstellung einer Zweitaktmaschine mit Leistungserhöhung System Junkers.
Drosselung des Auspuffs.

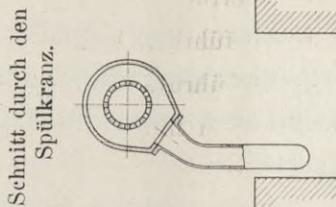
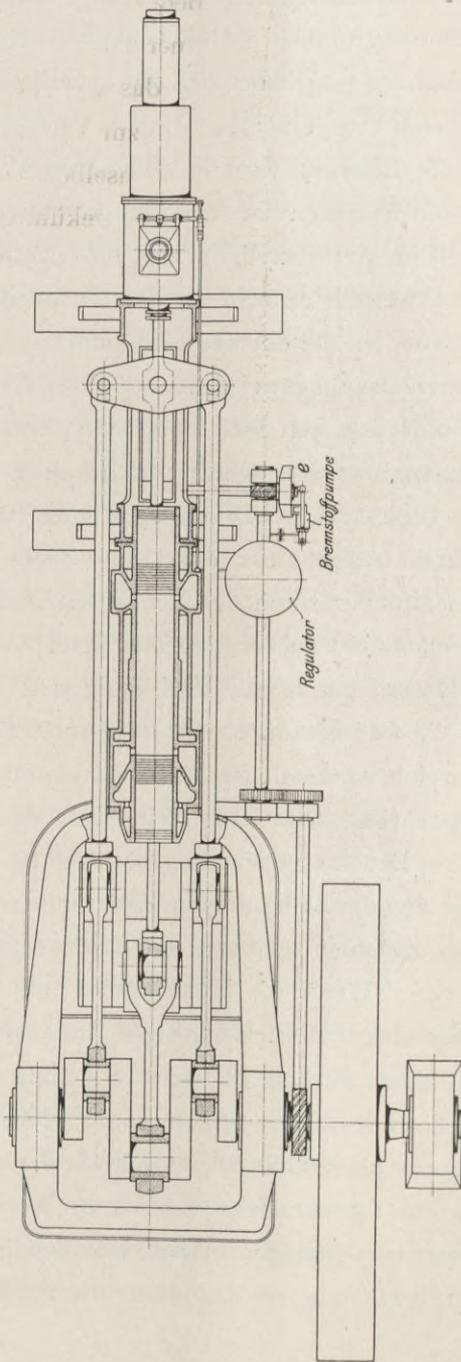
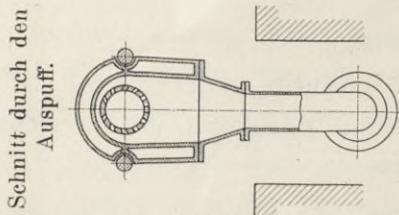
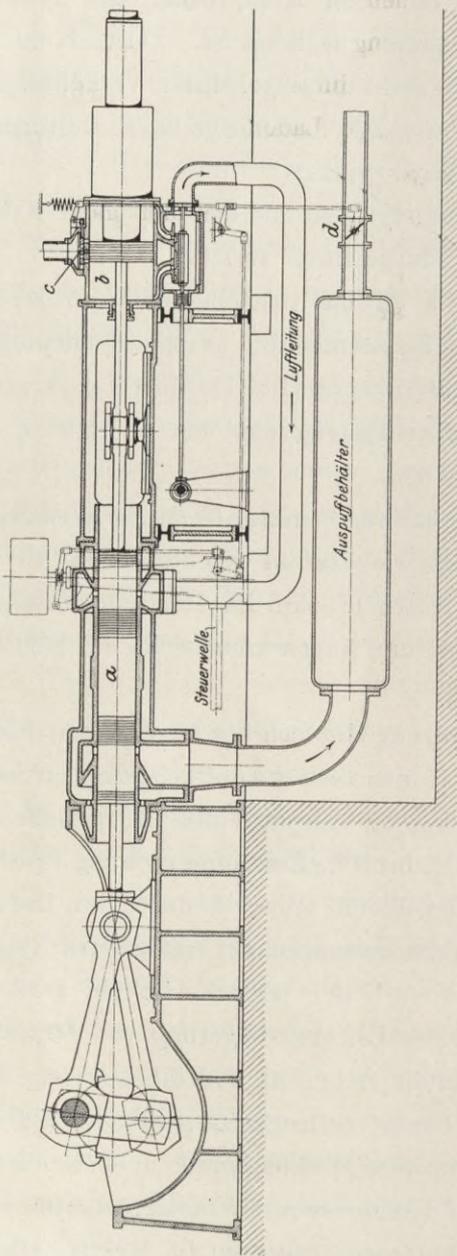


Fig. 43.

drucke wachsen also proportional der Leistungserhöhung. Die Arbeit der Ladepumpen wächst natürlich entsprechend dem gesteigerten Luftbedarf; die Fördermenge derselben wird, wenn die Leistungserhöhung nicht dauernd ist, zweckmäßig regelbar eingerichtet.

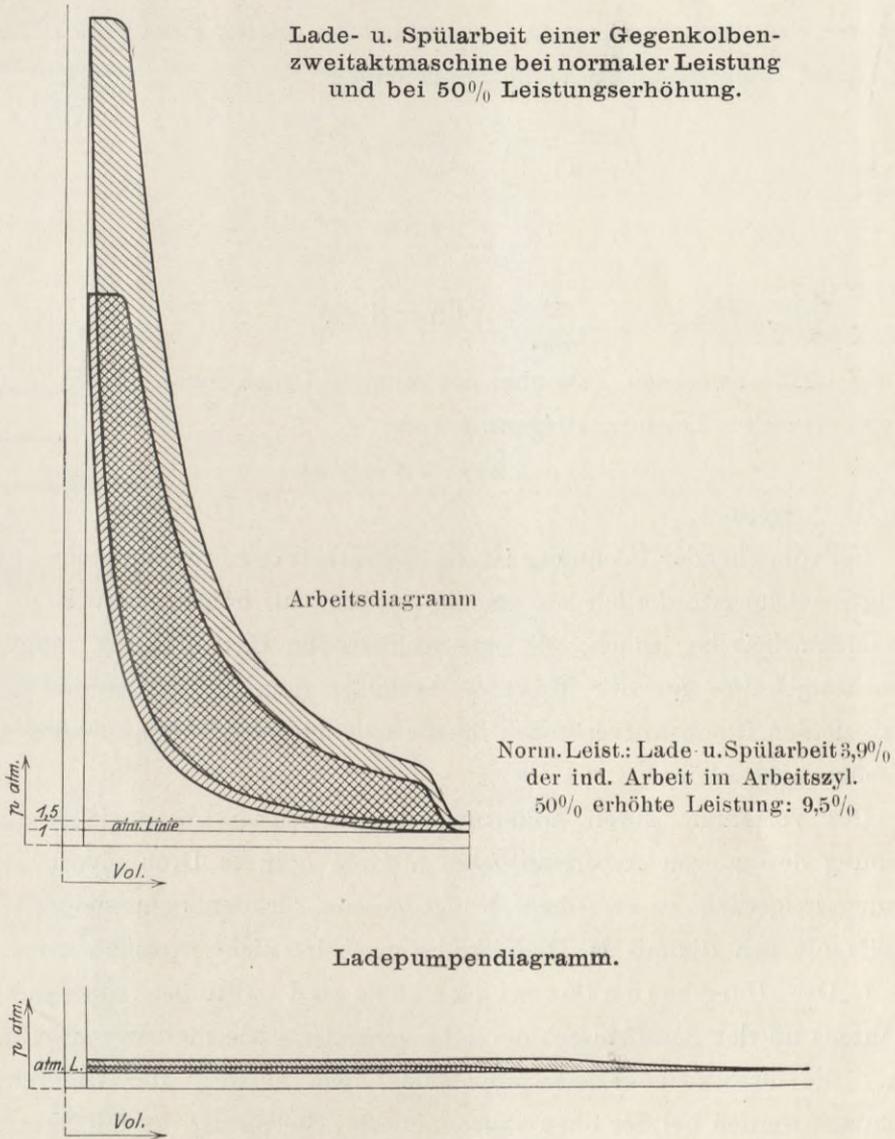


Fig. 44.

Die Steigerung der Leistung läßt sich bei diesem Verfahren sehr weit treiben. Hohe Arbeitsdrucke lassen sich aber in Doppelkolbenmaschinen infolge des günstig gestalteten Verbrennungsraumes und des Fehlens von großen Ventilen in demselben leichter beherrschen, ferner auch weil Zylinder und Rahmen entlastet sind

und die in Frage kommenden Getriebeteile leicht für höhere Kolbendrucke dimensioniert werden können.

Nimmt man beispielsweise eine Erhöhung des mittleren indizierten Druckes um 50 % des normalen an, was praktisch erreichbar und, wie bereits erwähnt, auch durchgeführt ist, so wird die Umdrehungszahl einer Schiffsmaschine bei der Annahme, daß die Leistung etwa proportional der dritten Potenz der Umdrehungszahl wächst, nach folgender Verhältnisgleichung:

$$\frac{L_{\max}}{L_{\text{norm}}} = \frac{1,5}{1} \cdot \frac{n_{\max}}{n_{\text{norm}}} = \frac{n_{\max}^3}{n_{\text{norm}}^3}$$

$$1,5 = \frac{n_{\max}^2}{n_{\text{norm}}^2}$$

$$\frac{n_{\max}}{n_{\text{norm}}} = \sqrt{1,5} = 1,225$$

auf das 1,225 anwachsen. Da aber der mittlere Druck schon um 50 % gesteigert ist, so wäre eine Leistungssteigerung von

$$1,225 \cdot 1,5 = 1,84,$$

d. s. 84 % erreicht.

Bei vorstehender Rechnung ist die Mehrarbeit der Spülpumpen nicht berücksichtigt, welche erforderlich ist, um die Spülluft auf höheren Druck zu bringen; diese Mehrarbeit ist jedoch, wie eine rechnerische Untersuchung zeigt und die Versuchsergebnisse an der Maschine bestätigt haben, verhältnismäßig gering, so daß sie den Brennstoffverbrauch für die Leistungseinheit bei Leistungserhöhung nur sehr wenig erhöht.

Das Verfahren, durch Zuführung eines erhöhten Luftgewichtes und Verschiebung des ganzen Arbeitsprozesses auf ein höheres Druckniveau eine hohe Leistungssteigerung zu erreichen, bringt gerade für den Schiffsbetrieb folgende Vorteile mit sich, die mit der Dampfkolbenmaschine nicht erreicht werden können:

1. Der **Ungleichförmigkeitsgrad** wird bei Anwendung dieses Verfahrens an der Schiffsmaschine nicht verändert, wie die folgende Überlegung zeigt. Die Massendrucke, die proportional dem Quadrat der Umdrehungszahl zunehmen, werden bei der oben angenommenen Steigerung des mittleren Druckes um etwa 50% auf das $1,225^2 = 1,5$ fache anwachsen, und da die Arbeitsdrucke im selben Maße gewachsen sind, so werden auch die resultierenden Kolben- und Tangentialdrucke sowie die Überschußflächen, die für den Ungleichförmigkeitsgrad maßgebend sind, um 50% größer werden. Da nun, wie schon oben gezeigt, das Quadrat der Umdrehungszahl ebenfalls um 50% ansteigt, so ergibt sich derselbe günstige Ungleichförmigkeitsgrad der Maschine wie bei normalem Gang.

Vergleich der aus den Kolbenkräften sich ergebenden Momente und Lagerdrücke bei der Einfach- und bei der Doppelkolbenmaschine.

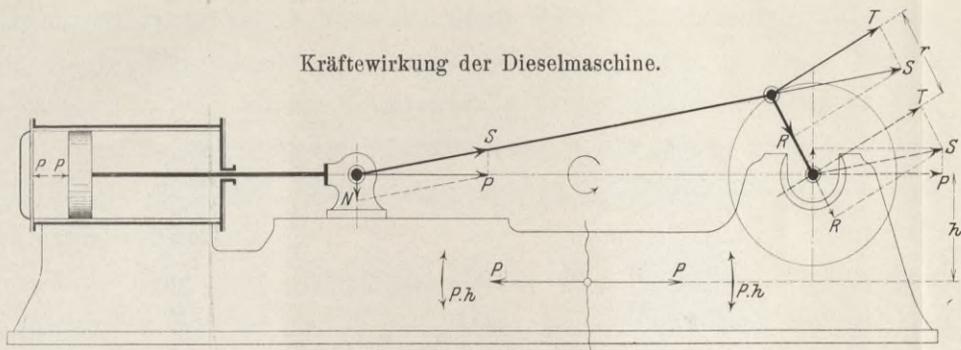


Fig. 45.

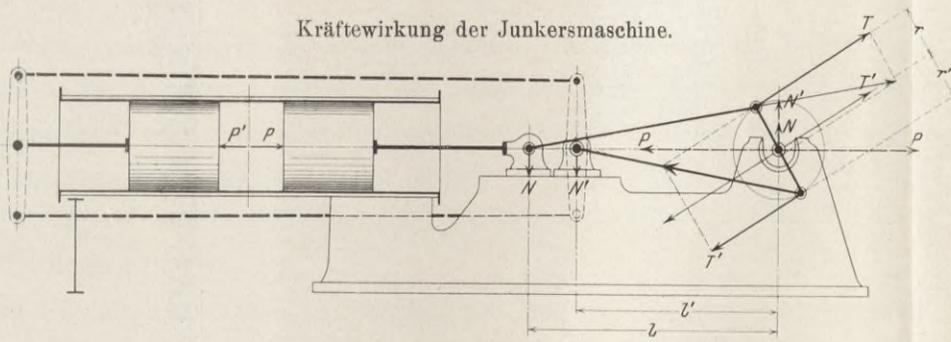


Fig. 46.

Resultierende Kolben- und Lagerdrücke der einfach wirkenden Dieselmachine.

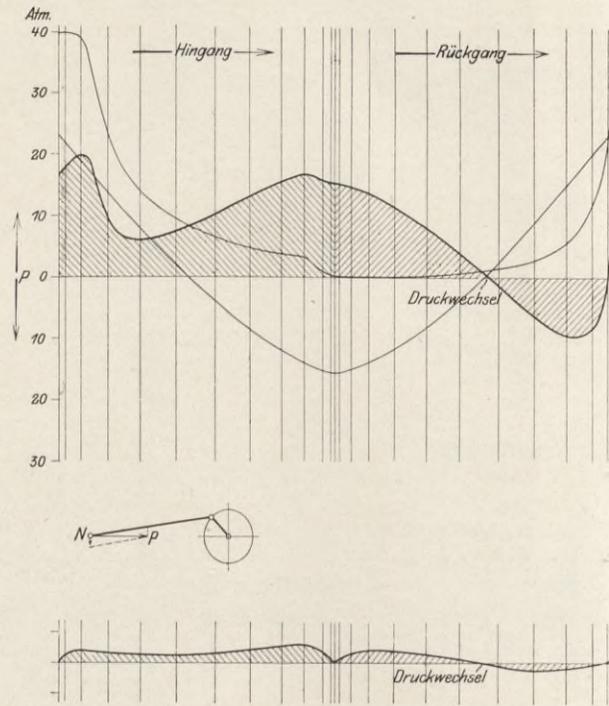


Fig. 49.

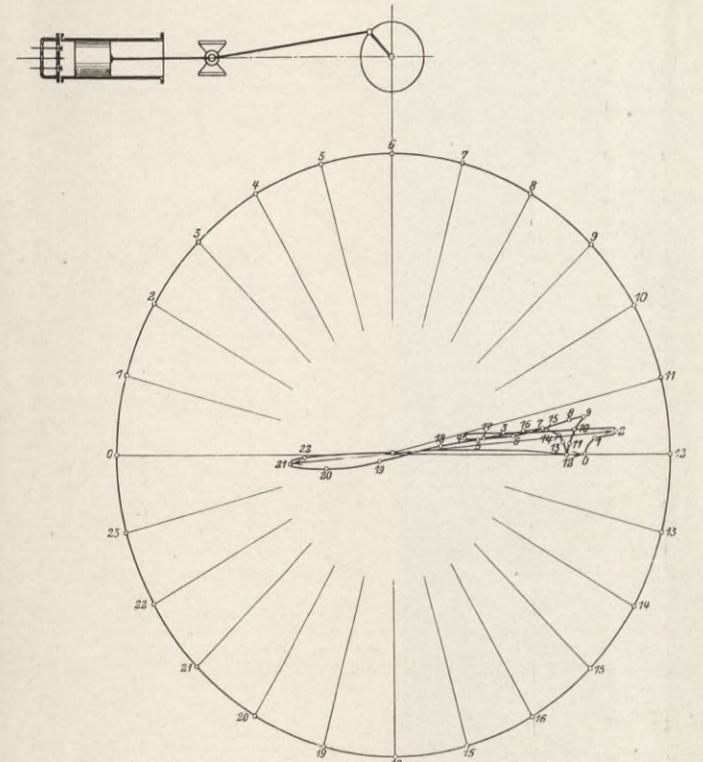


Fig. 47.

Resultierende Kolben- und Lagerdrücke der Junkersmaschine.

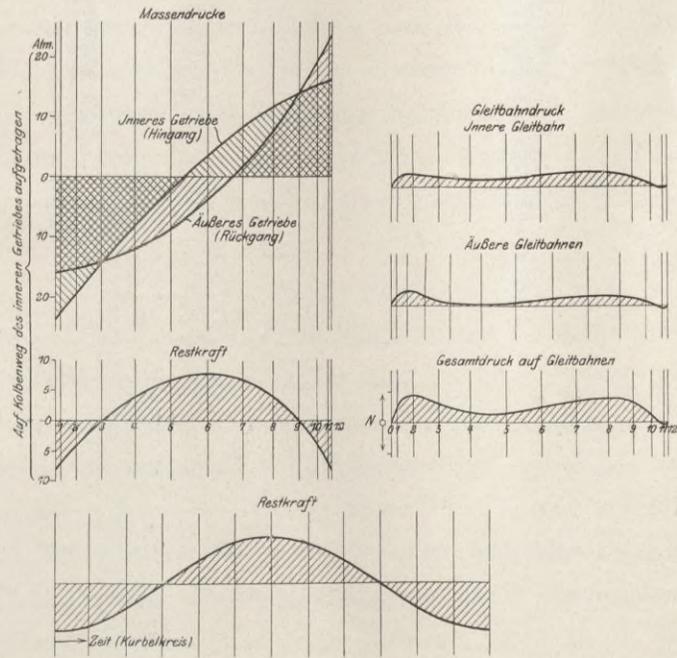


Fig. 51.

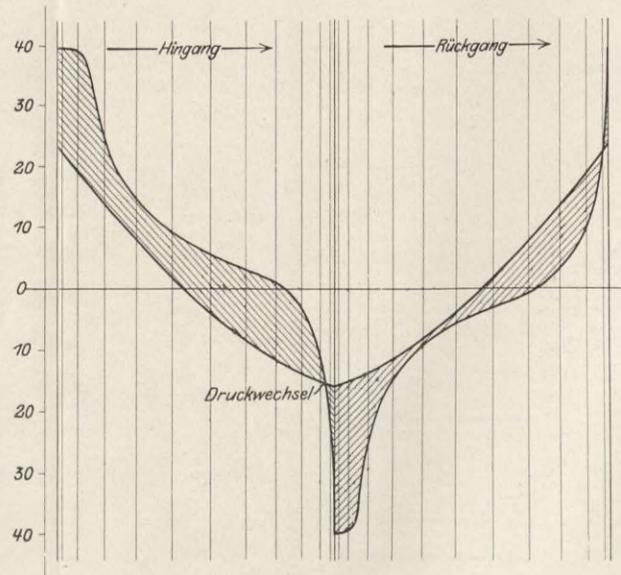


Fig. 50.

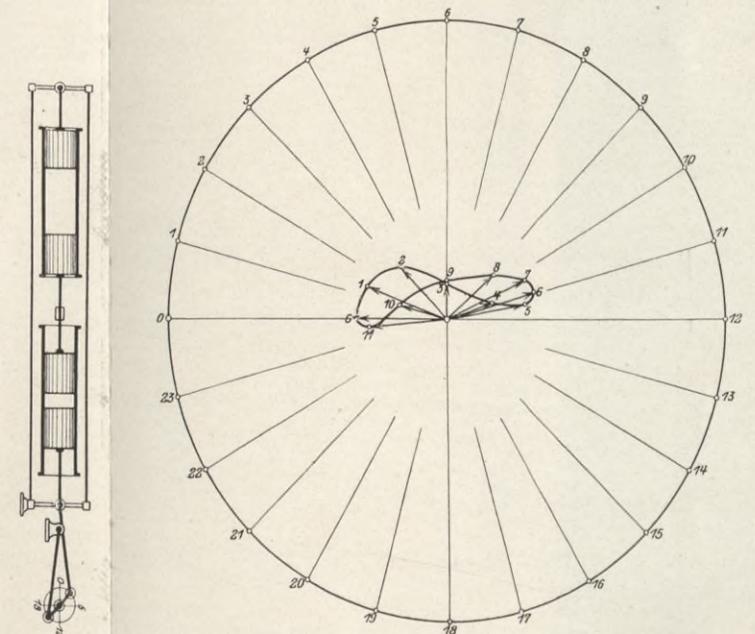


Fig. 48.

2. Da die Kompressionsend- bzw. Verbrennungsdrucke proportional mit der Leistungserhöhung wachsen, kann eine höhere minutliche Umdrehungszahl, soweit ihre Beschränkung durch die Massenbeschleunigungskräfte in Frage kommt, angewendet werden. Bei der Dampfmaschine ist dies bekanntlich nicht der Fall, da die Leistungssteigerung im wesentlichen durch eine größere Füllung erreicht wird, bei der die höchste Anfangsdampfspannung im Zylinder dieselbe bleibt wie bei normaler Belastung.

3. Bei dem Leistungserhöhungsverfahren wird für gleiche Höchstleistung bei gegebenem Hub der Zylinderdurchmesser kleiner und damit das für den Verbrennungs- und Spülprozeß und für die Wärmewirtschaft wichtige Verhältnis von $\frac{\text{Hub}}{\text{Zyl. } \varnothing}$ günstiger.

Zur Beurteilung der für den praktischen Schiffsmaschinenbetrieb wichtigen Verhältnisse, betreffend die aus den wirksamen Kolbenkräften resultierenden Lagerdrücke und die aus den Massenkräften resultierenden Massendrücke, freien Kräfte und Kippmomente bei der einfach- und doppeltwirkenden Ölmaschine, bei der Diesel- und Doppelkolbenmaschine, sind dieselben in den Fig. 45—53 zur Darstellung gebracht.

Um die volle Getriebeausnutzung für Hin- und Rückgang zu erreichen, wählte ich die Tandemanordnung. Mit dieser Konstruktion wird allerdings nicht die Doppelwirkung im üblichen Sinne erreicht; es wird ein zweiter Zylinder mit weiteren zwei Kolben erforderlich, ferner auch das Umführungsgestänge; aber der Vorteil liegt andererseits darin, daß mit dieser Doppelwirkung keine Komplikationen hinzutreten, welche die Betriebssicherheit herabdrücken, da die zusätzlichen Getriebeteile sicher beherrscht werden können. Ferner ist es bei der Tandemanordnung möglich, gleiche Gewichte für das äußere und innere Getriebe ohne Zusatzgewichte zu erhalten und somit zu einem besseren Ausgleich der Massen zu gelangen.

Man hat nun der Tandemaschine vorgeworfen, daß sie zu lang werde, insbesondere in stehender Anordnung für Schiffszwecke. Wie die Konstruktion der größeren vorgeführten Versuchsmaschine zeigt, wird dieselbe nicht länger, sondern kürzer als die gewöhnliche doppeltwirkende Zweitaktmaschine von demselben Hub, wenn man die entsprechenden konstruktiven Maßnahmen nach der Forderung einer Maschine von geringer Länge wählt; sie beträgt von Mitte Welle aus etwa 7,8 mal Hub, während die Länge der doppeltwirkenden Dieselmachine etwa 8 mal Hub betragen wird. Die Doppelkolbenmaschine in Tandemanordnung macht aber deshalb den Eindruck einer größeren Länge, weil man die Maschinenlänge

Massenkräfte und Kippmomente von 3 einfach wirkenden Dieselmotoren.

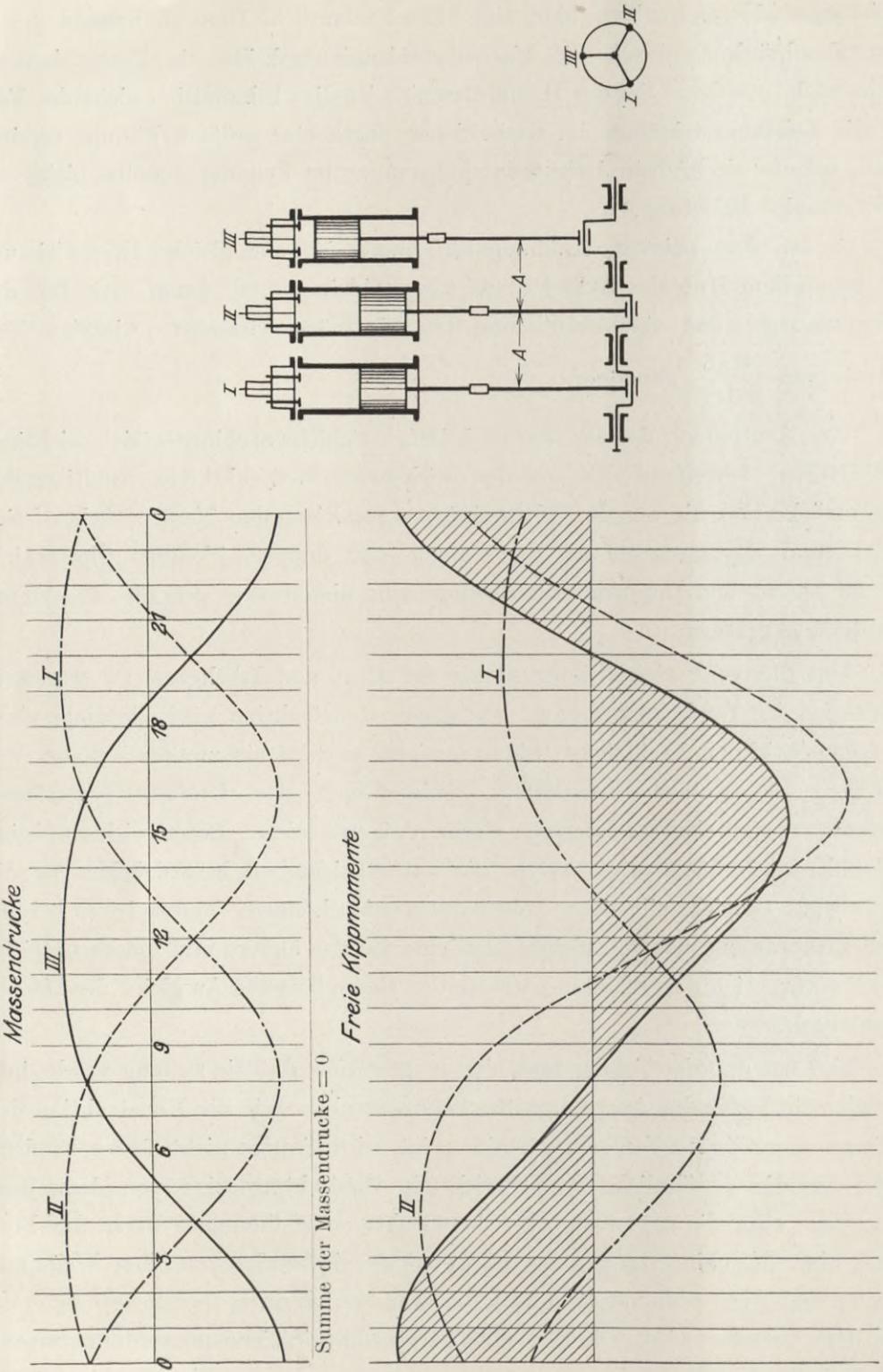


Fig. 52.

Massendräfte und Kippmomente von 3 Junkers-Tandemaschinen.

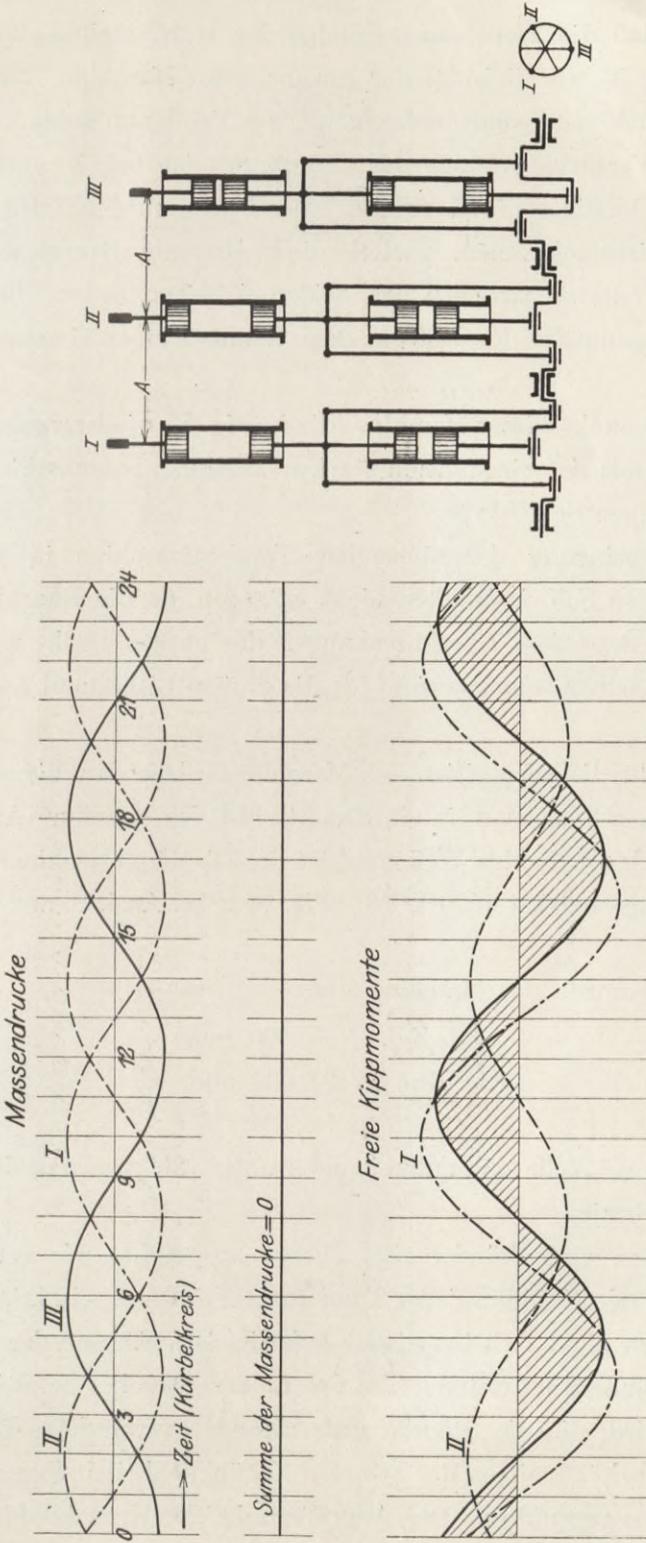


Fig. 53.

unwillkürlich immer nach ihrem Verhältnis zur Pleuelstangenlänge beurteilt und dabei vergißt, daß die Pleuelstange infolge der Hubverteilung auf zwei Kolben nur halb so lang ist wie diejenige der gewöhnlichen Maschine von gleichem Hub. Wenn es nun auch sehr wohl anständig ist, die Tandemaschine kurz zu bauen, wie die größere Versuchsmaschine zeigt, so glaubte ich bei der ersten Ausführung einer größeren Schiffsmaschine in völliger Übereinstimmung mit den entscheidenden Stellen die betriebstechnischen Vorteile einer längeren Bauart durch Zwischenschaltung einer Laterne zwischen den beiden Arbeitszylindern, behufs bequemer Montage und Demontage der Kolben, dem Nachteil einer längeren Bauart nicht opfern zu sollen.

Der Schwerpunkt dieser Maschine, die in Fig. 55 wiedergegeben ist, liegt nur etwa 1 m höher als der einer gleich starken Dampfkolbenmaschine gewöhnlicher Bauart eines solchen Schiffstyps.

Der Unterbringung der stehenden Tandemaschine in Handelsschiffen stellen sich größere Schwierigkeiten nicht entgegen, da die Raumhöhe hier meist vorhanden ist. Besondere Durchbrechungen der oberen Decks werden nicht erforderlich, da dieselben schon sowieso für die großen Licht- und Luftschächte vorhanden sind.

Fig. 54 stellt die Disposition der Maschinenanlage dar, die von der Aktiengesellschaft „Weser“, Bremen, in ein Frachtschiff der Hamburg-Amerikalinie eingebaut wird. Jede der beiden Wellen erhält drei Tandemaschinen. Die Gesamtleistung der Anlage beträgt 1600 WPS. Fig. 55 zeigt Ansicht und Schnitte dieser Maschine.

Die Abmessungen der Maschine sind:

$$\begin{aligned} \text{Zyl. } \varnothing &= 400 \text{ mm,} \\ \text{Hub} &= 2 \times 400 \text{ mm,} \\ n &= 120. \end{aligned}$$

Die Maschinen einer Welle sind untereinander unter 120° versetzt, das Drehmoment ist recht gleichförmig.

Grundplatten und Ständer sind ebenso ausgeführt wie bei Schiffsdampfmaschinen. Auf den Ständern jeder Tandemaschine sitzt ein kräftiges Laternenstück, auf dem der obere Arbeitszylinder befestigt ist, während der untere Zylinder zwischen den Ständern im unteren Teil des Laternenstückes befestigt und in einer Brille geführt wird, die die Ständer untereinander verbindet. Die Gleitbahnen der äußeren Kreuzköpfe sitzen der besseren Zugänglichkeit halber denen des mittleren Kreuzkopfes gegenüber. Der Angriffspunkt der Kreuzkopfdücke liegt verhältnismäßig tief, und da auch sonst das Gestell fast ganz von vertikalen Kräften

**Maschinenanlage mit Maschinen System Junkers für ein Frachtschiff der Hamburg-Amerika-Linie, 2×800 WPS.
Erbaut von der A.-G. Weser, Bremen.**

1. Hauptmotoren.
2. Reservekompressor mit Dieselmotor.
3. Notkompressor mit Dampfmaschine.
4. Dynamo mit Dieselmotor.
5. Hilfskondensator.
6. Kombinierte Luft- und Zirkulationspumpe.
7. Schwimmtank.
8. Dampfspeisepumpe.
9. Ballastpumpe mit elektrischem Antrieb.
10. Dampfpumpe für Kesselspeisetank.
11. Dampfpumpe für Ölverbrauchstank.

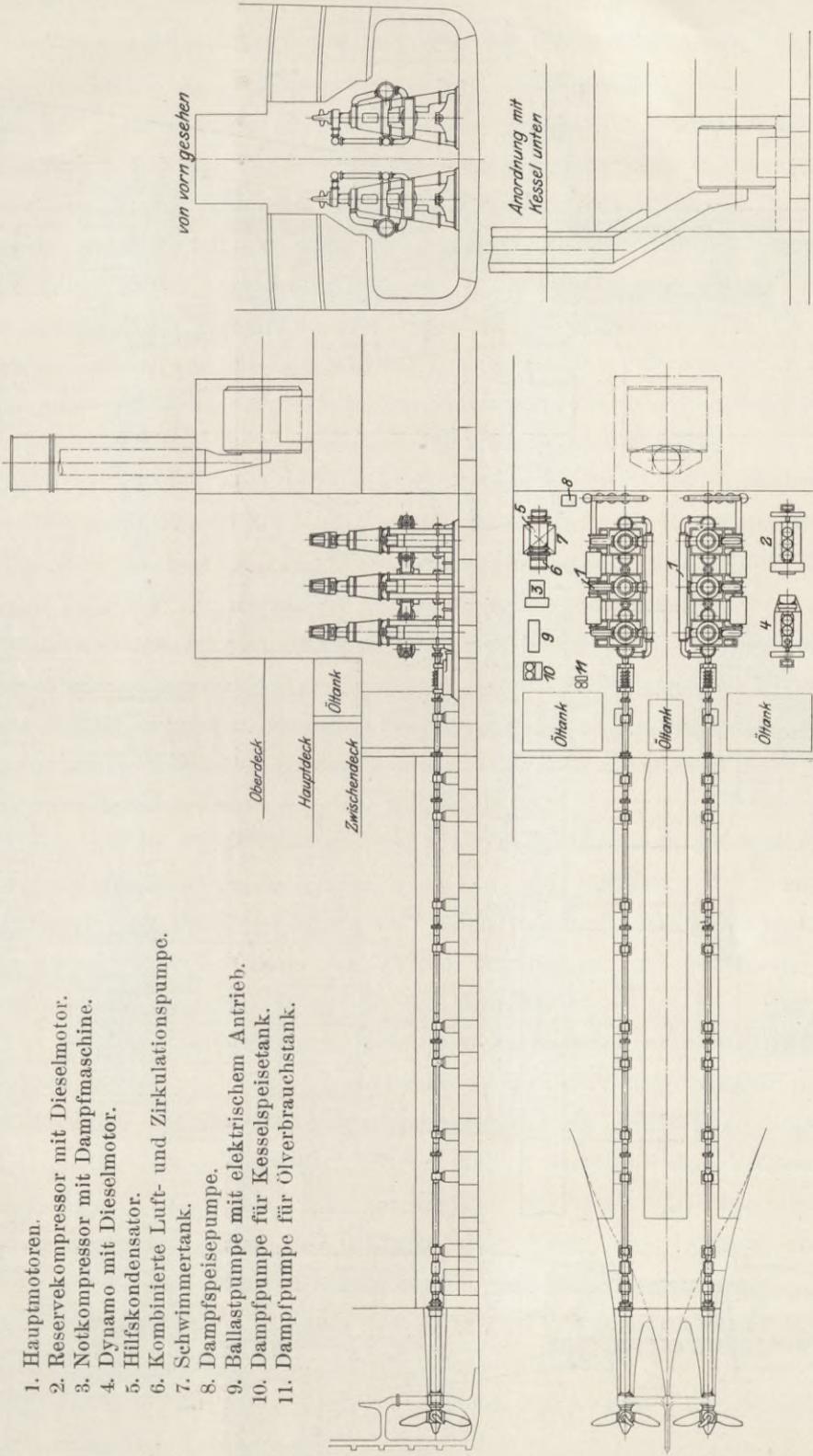


Fig. 54.

Maschinenanlage für ein Frachtschiff der Hamburg-Amerika-Linie, 2×800 WPS.
Zylinder $\phi = 400$ mm, Hub = 2×400 mm, n = 120. (Vergl. Fig. 54.)

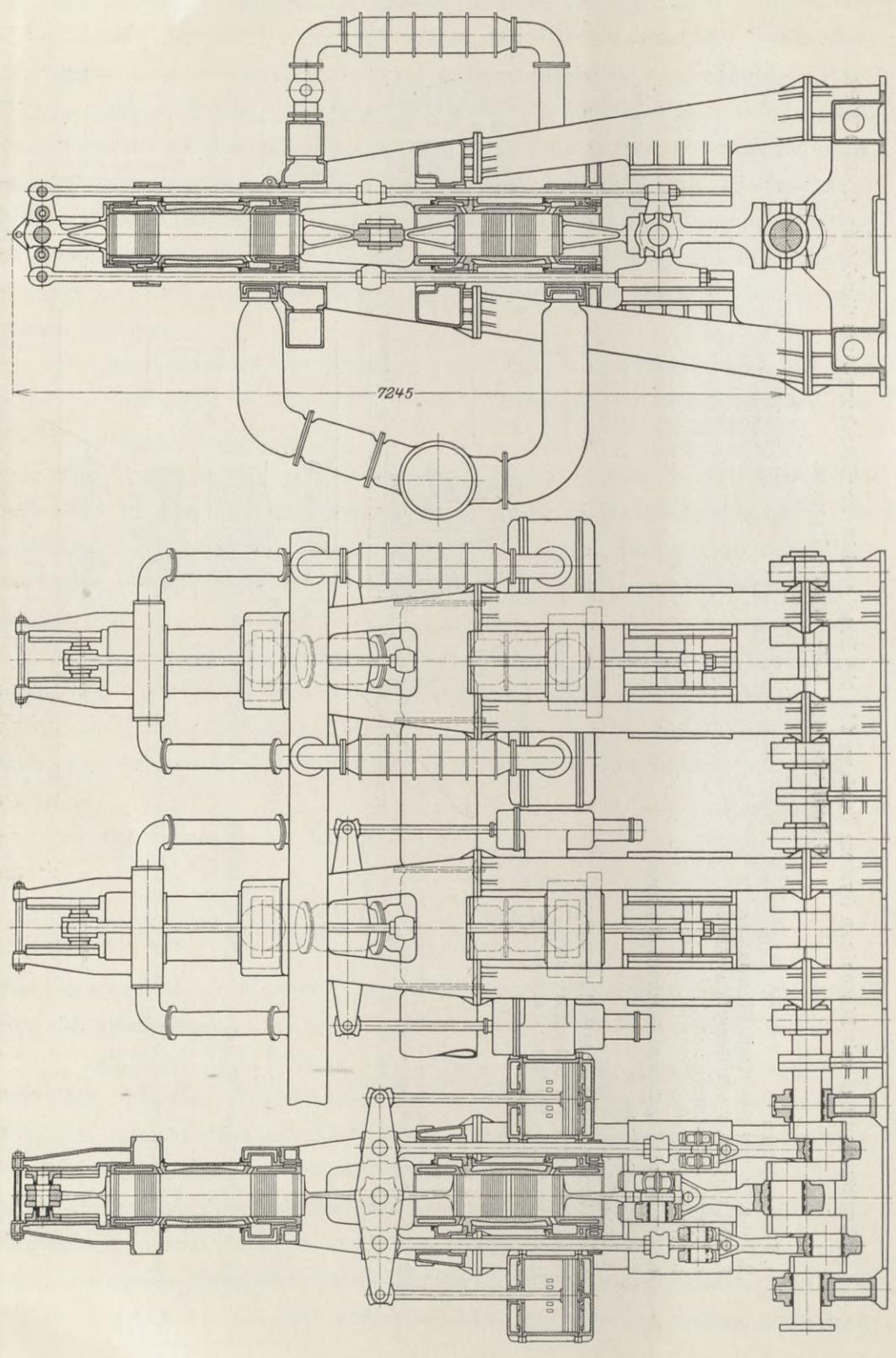


Fig. 55.

entlastet ist, so brauchte die Ständerkonstruktion nur mit Rücksicht auf Stabilität konstruiert zu werden und konnte deshalb verhältnismäßig leicht ausgeführt werden.

An die beiden äußeren Maschinen eines Wellenaggregates sind je zwei Spülpumpen, an die mittlere ein vierstufiger Kompressor zur Erzeugung der Einspritzluft angehängt. Bei den Getriebeteilen und den sonstigen Konstruktionselementen sind möglichst im Schiffsmaschinenbau bewährte Konstruktionen zur Anwendung gekommen; die Verbindungen zwischen Umführungsstangen und Traversen sind gelenkig ausgeführt. Am oberen Teil der Laternenstücke entlang führen die Sammelleitungen für die Spülluft; aus diesen tritt die Spülluft in das Innere der Laternenstücke, die als Luftbehälter dienen, und von da aus in die Arbeitszylinder. Die gekühlten Auspuffleitungen vereinigen sich an den äußeren Wänden des Maschinenschachtes in je einem gemeinsamen Auspuffbehälter.

Die Kurbelwellen sind dreiteilig und auswechselbar; der Ausbaumöglichkeit und Zugänglichkeit der Getriebeteile ist weitgehend Rechnung getragen.

Die Maschinen sind für 25 % Leistungserhöhung eingerichtet, dementsprechend ist die Fördermenge der Spülpumpen regelbar eingerichtet.

Anders wie im Handelsschiffbau liegen die Verhältnisse im Kriegsschiffbau. Die verhältnismäßig geringe, durch die Lage der Wasserlinie und des Panzerdecks bedingte Raumhöhe bringt im Gegensatz zum Handelsschiff praktische Schwierigkeiten für die Konstruktion großer, einigermaßen gut arbeitender stehender Ölmaschinen. Das Hubverhältnis wird sehr klein, und damit werden die Getriebeverhältnisse und die den Arbeitsprozeß bestimmenden Einflüsse, wie Spülung, Verbrennung, Wärmeübergang an die Wandung usw., ungünstiger. Der mechanische Wirkungsgrad, das Kurbeltriebwerk und seine Lagerung, die Verbrennung, der mittlere Druck im Arbeitsdiagramm, werden ungünstiger und mithin die Wärmeverluste und der Treibölverbrauch größer ausfallen.

Um ein Urteil zu gewinnen über die erreichbaren Hauptabmessungen der Doppelkolbenmaschine in stehender Anordnung bei Unterbringung einer möglichst großen Leistung, wurden Entwurfsskizzen von einem Linienschiff angefertigt. (Tafel 1 und 2.) Diese Entwürfe machen keinen Anspruch auf Vollständigkeit und Genauigkeit, doch läßt das Gesamtbild erkennen, daß bei Anordnung von je sechs Einheiten für die Welle bei vier Wellen eine Leistung von etwa 45 000 PS sich erreichen läßt. Hierbei kommt man auf Abmessungen von 890 mm Zylinderdurchmesser und 2×600 mm Hub bei 150 Umdrehungen unter Zugrundelegung eines mittleren Druckes im Arbeitsdiagramm von $11,6 \text{ kg/cm}^2$ bei Leistungserhöhung und eines Verhältnisses von 0,65 zwischen der Wellenleistung und der indizierten Leistung des Arbeitszylinders.

Hierbei wird das Verhältnis $\frac{\text{Hub}}{\text{Zyl. } \varnothing} = 1,35$, das ist gegenüber Handelsschiffsmaschinen, bei welchem dies Verhältnis gleich 2 genommen werden kann, verhältnismäßig niedrig.

Bei einfach- und doppeltwirkenden Dieselmotoren wird das Verhältnis von $\frac{\text{Hub}}{\text{Zyl. } \varnothing}$ noch viel ungünstiger, da dieselben viel höher bauen als die einfach wirkenden Doppelkolbenmaschinen. Um auch hierüber ein Urteil zu gewinnen, sind Vergleichsentwürfe von Anlagen mit letzteren Maschinen gemacht. Die Hauptabmessungen der verglichenen Maschinen sind aus der beigefügten Tabelle zu ersehen. Die Dimensionen der Getriebe und Zapfen sind unter Annahme gleicher Beanspruchung für Festigkeit und Flächendruck berechnet.

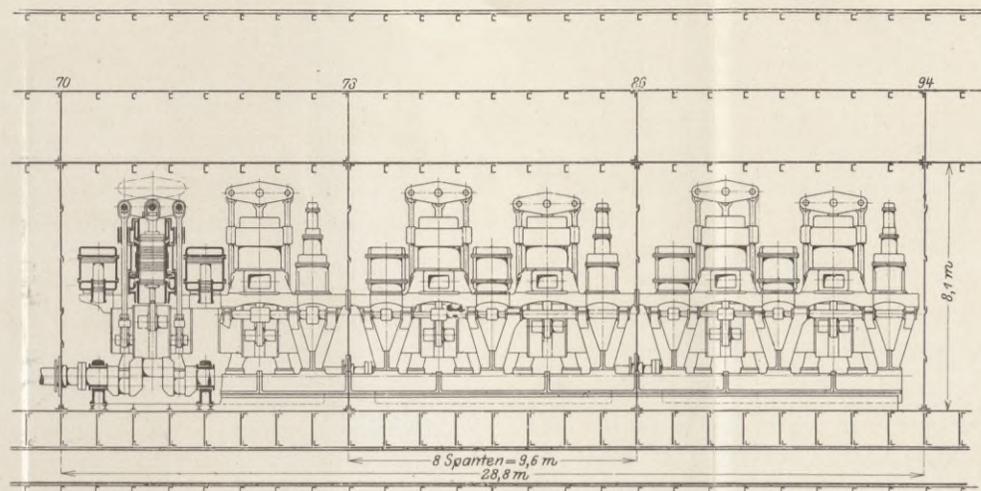
	Doppelkolbenmaschine mit Leistungserhöhung	Diesel-Zweitakt-Maschine	
		doppelt	einfach
		wirkend	
Anordnung pro Welle	6 Maschinen	6 Maschinen	8 Maschinen
Leistung pro Zylinder	1875 WPS	1875 WPS	1410 WPS
Zylinder- \varnothing	890 mm	960 mm	1170 mm
Hub	2 . 600 mm	800 mm	930 mm
$\frac{\text{Hub}}{\varnothing}$	1,35	0,835	0,795
n max.	150	150	130
c max.	3,0 m/sec.	4,0 m/sec.	4,0 m/sec.
p_w max.	7,5 kg/cm ²	4,9 kg/cm ²	4,9 kg/cm ²
p_i max.	11,6 kg/cm ²	7,5 kg/cm ²	7,5 kg/cm ²
Kurbelwellenschaft- \varnothing	550 mm	560 mm	650 mm
Mittl. Kurbelzapfen- \varnothing	600 mm	600 mm	730 mm
„ „ -Länge	780 mm	640 mm	850 mm
Kreuzkopfzapfen- \varnothing	400 mm	380 mm	450 mm
„ „ Länge	800 mm	640 mm	800 mm

Fig. 56 zeigt eine Anlage von Doppelkolbenmaschinen, wie sie für kleine Fahrzeuge in Betracht kommen kann. Die Spülpumpen sind hier ebenfalls wie in dem vorhin gezeigten Entwurf direkt an die Maschine angehängt. Diese Anordnung gewährt eine vorteilhafte Raumausnutzung und schafft gute Arbeitsbedingungen

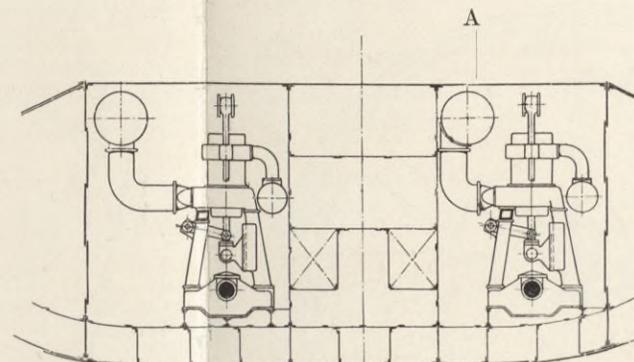
Schnitt A-A von Mitte Schiff aus gesehen.

TAFEL 1.

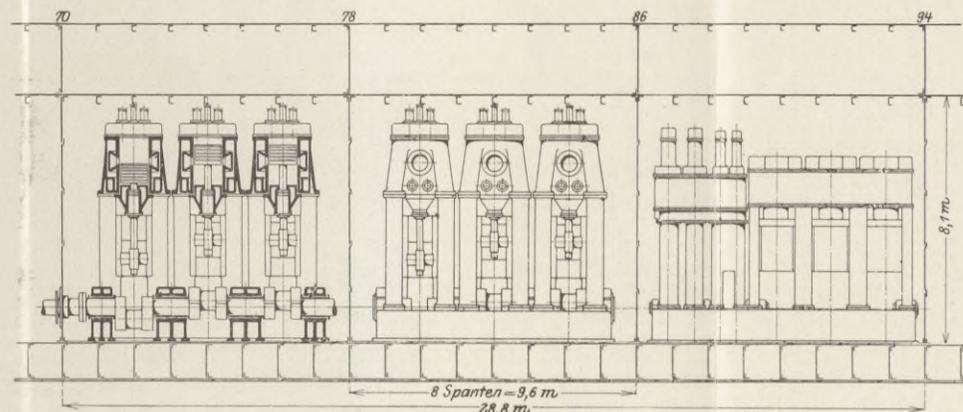
Junkersmaschinen
6 Maschinen je 1875 W. P. S.



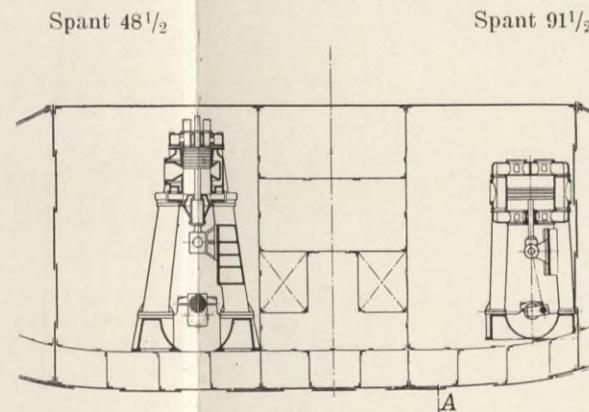
D = 890 mm
H = 2 × 600 mm
n = 150



Doppelt wirkend
6 Maschinen je 1875 W. P. S.

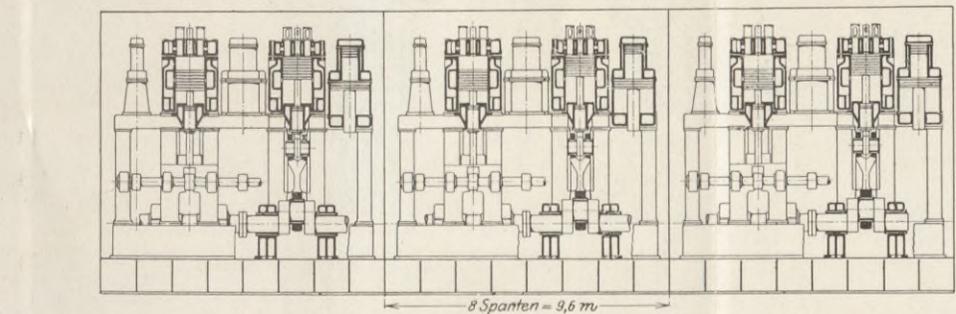


D = 960 mm
H = 800 mm
n = 150

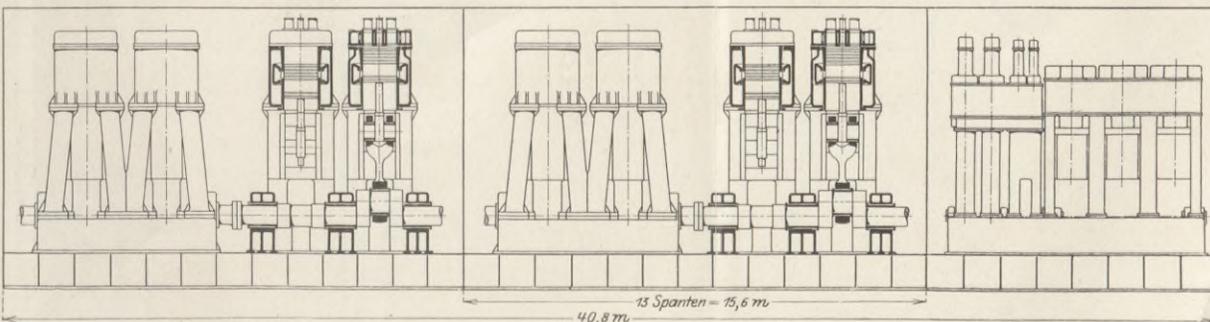


Dieselmotoren

Einfach wirkend
8 Maschinen je 1410 W. P. S.



D = 960 mm
H = 800 mm
n = 150



D = 1170 mm
H = 930 mm
n = 130

Maschinenanlage
für ein 26000 t-Linienschiff.
Vergleich zwischen Diesel- und
Junkersmaschinen.

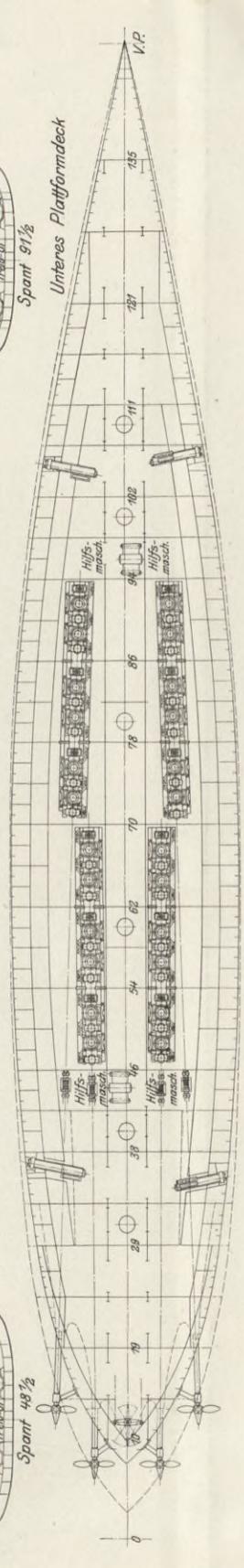
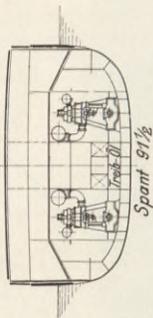
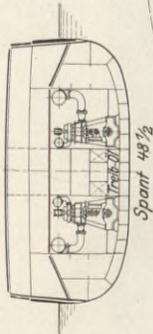
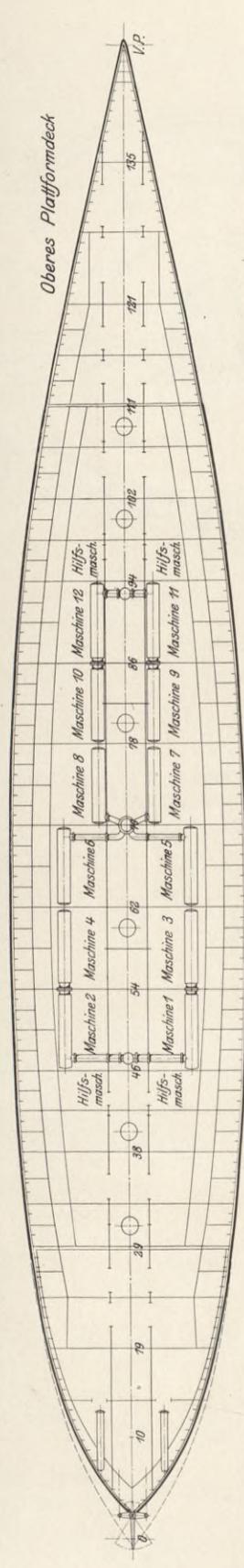
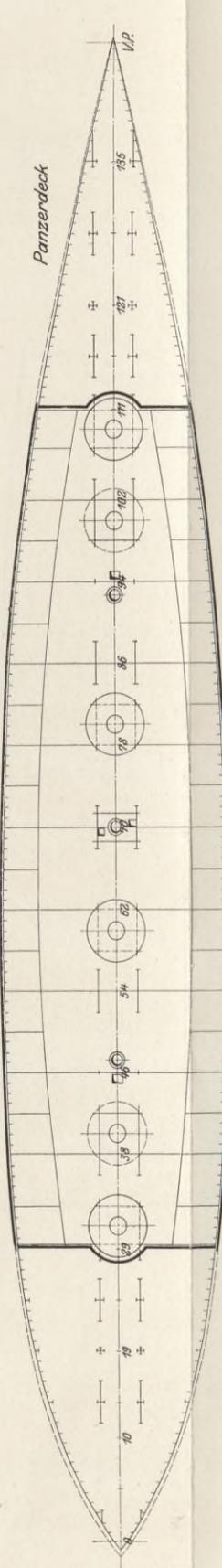
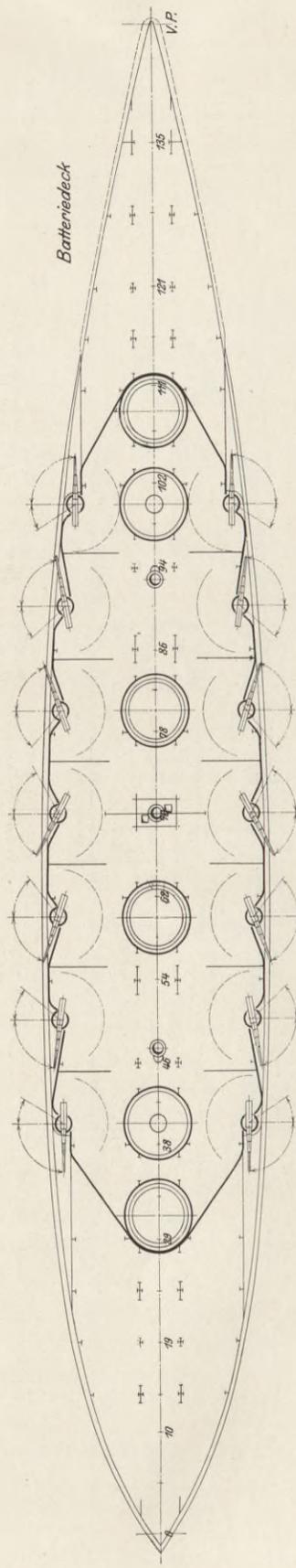
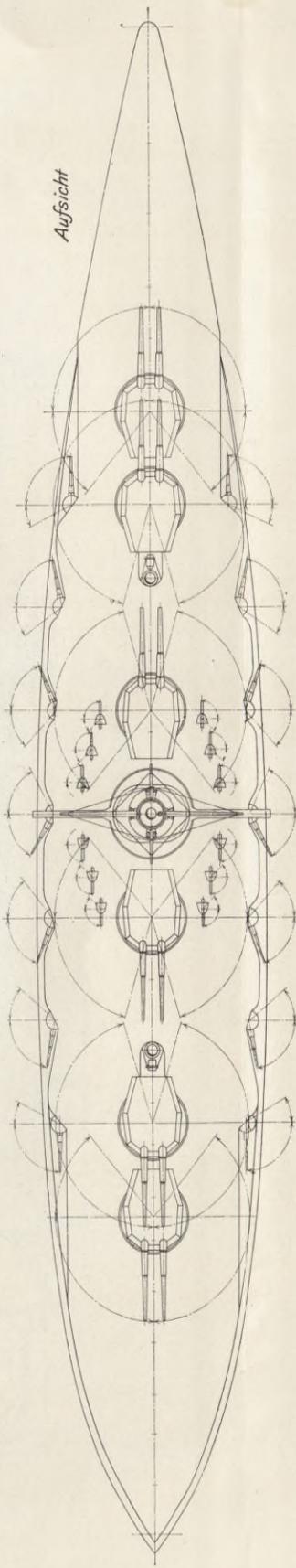
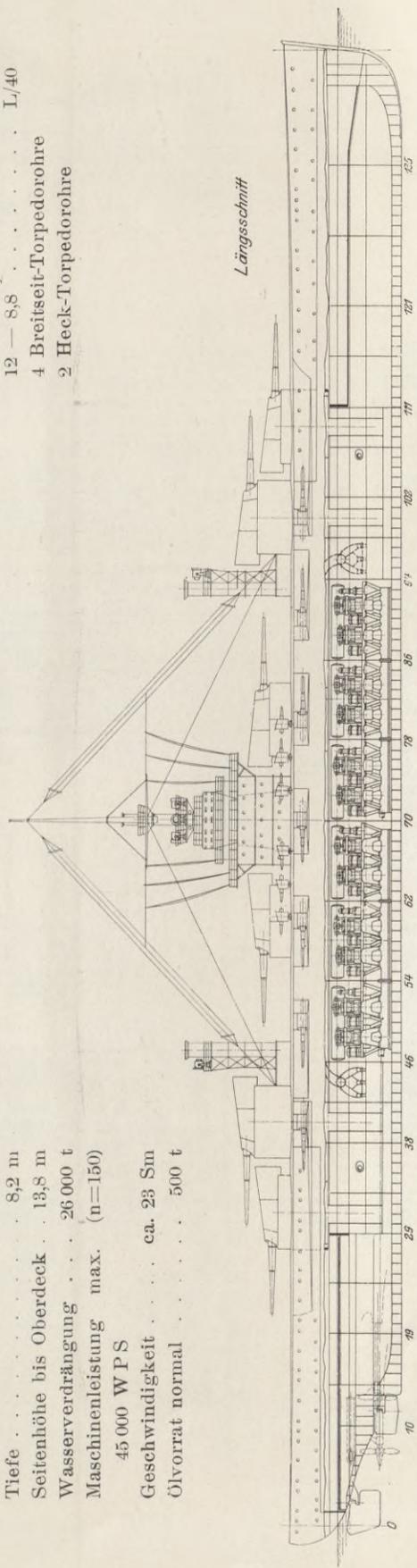
45000 W. P. S. auf 4 Wellen.

Entwurf eines 26 000 t-Linienschiffes mit stehenden Maschinen.

Hauptdaten:
 Länge in C. W. L. 175 m
 Breite 29 m
 Tiefe 8,2 m
 Seitenhöhe bis Oberdeck . . . 13,8 m
 Wasserverdrängung 26 000 t
 Maschinenleistung max. (n=150)
 45 000 WPS
 Geschwindigkeit ca. 23 Sm
 Ölverrat normal 500 t

Maschinen-Abmessungen: Propeller-Abmessungen:
 Zylinder-Durchmesser 890 mm Durchmesser 5,0 m
 Hub 2x600 mm Steigung 5,2 m

Armierung:
 12—30,5 L/45
 14—19 L/45
 12—8,8 L/40
 4 Breitseit-Torpedorohre
 2 Heck-Torpedorohre



Doppelkolbenmaschinen-Anlage für kleinere Fahrzeuge.

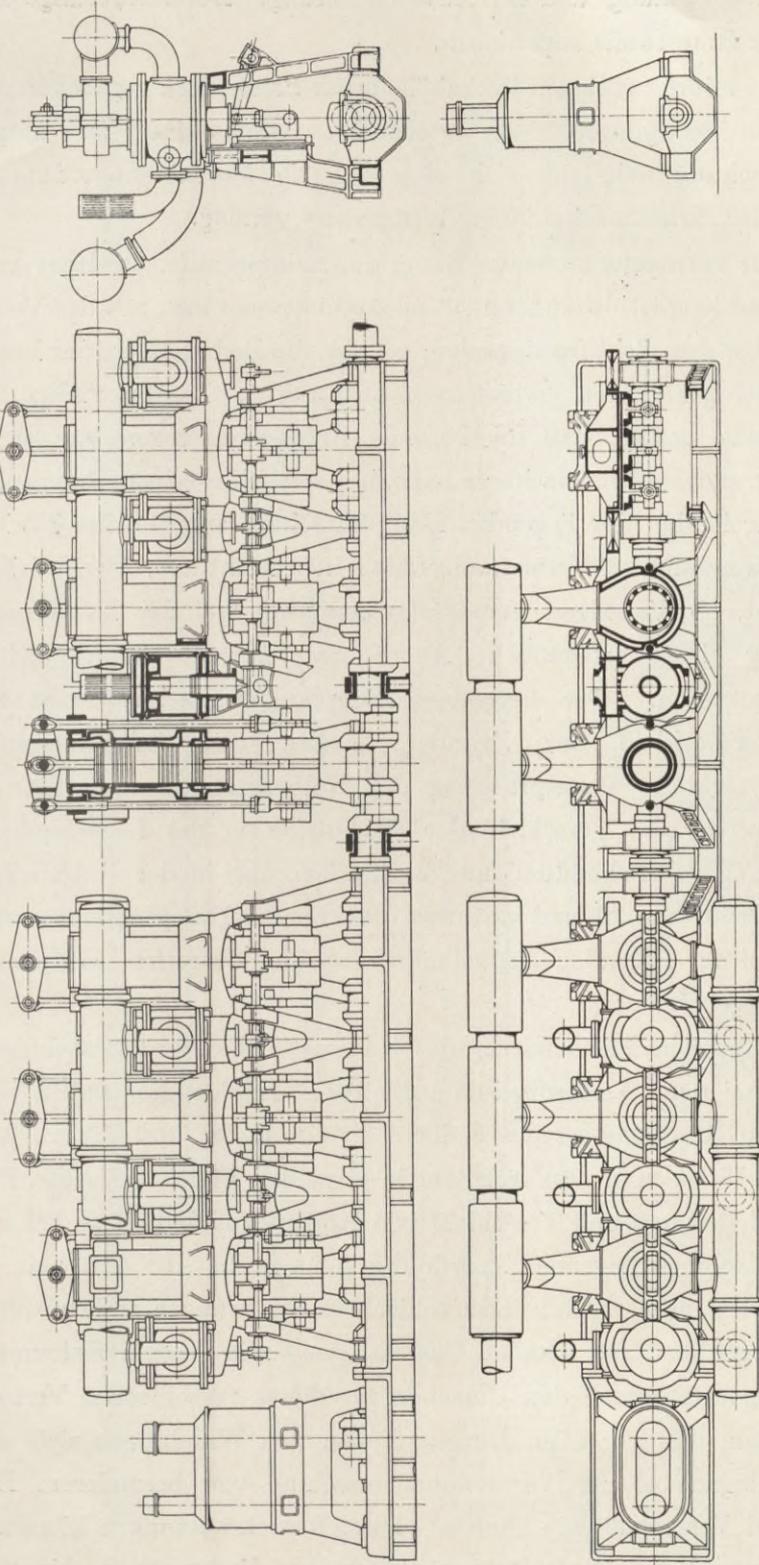


Fig. 56.

bezüglich der Spülung und der Ausbalancierung. Der mehrstufige Kompressor wird von der Hauptwelle angetrieben.

Um die mit der geringen Raumhöhe unter Panzerdeck gegebenen ungünstigen Konstruktionsbedingungen der stehenden Ölmaschine zu umgehen, lag die Untersuchung nahe, ob sich eine liegende Maschinenanordnung den Bedingungen der Kriegsmarine besser anzupassen vermag.

Der zur Verfügung stehende Raum bei Kriegsschiffen, welcher sehr niedrig, aber breit und lang ist, ladet förmlich hierzu ein, wenn man mit der Voraussetzung rechnet, daß es dem Schiffbauingenieur gelingt, die Bedingungen der Festigkeit und Sicherheit den geänderten Verhältnissen anzupassen. Das bei vielen Ingenieuren vorherrschende Gefühl, daß die liegende Anordnung gegenüber der stehenden sehr große grundsätzliche Nachteile habe, hat zweifellos seinen Ursprung und seine Berechtigung in den der liegenden Dampfmaschine anhaftenden Nachteilen und führt in Anwendung auf Verbrennungsmaschinen leicht irre, wenn nicht sorgfältig geprüft wird, ob diejenigen Voraussetzungen, die bei der Dampfmaschine zur Bevorzugung ihrer stehenden Anordnung führen, auch auf die Ölmaschine zutreffen. Der liegenden Dampfkolbenmaschine wird mit Recht einseitiger Verschleiß der Zylinder, Ecken und infolgedessen Knurren der Kolben, erhöhte Beanspruchung der Kolbenstangen, einseitiger Verschleiß in den Stopfbüchsen, Verschleiß der Grundlager in der Lagerfuge, ungünstige Beanspruchung der Schiffsfundamente, Erschwerung in der Unterbringung vorgeworfen. Prüft man, ob und inwieweit diese bei der Dampfmaschine auftretenden Nachteile bei der liegenden Doppelkolbenmaschine zutreffen, so gelangt man zu folgenden Ergebnissen:

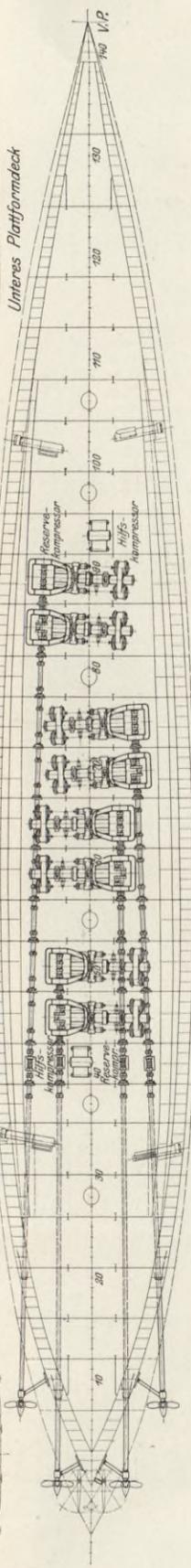
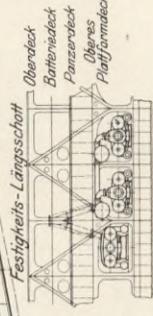
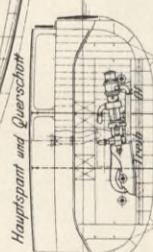
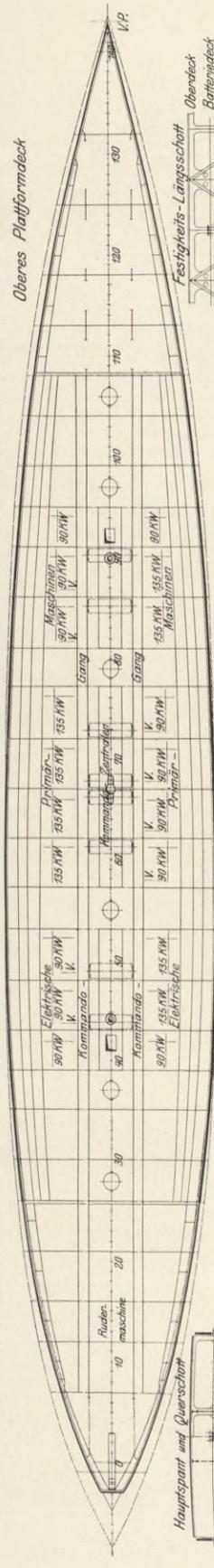
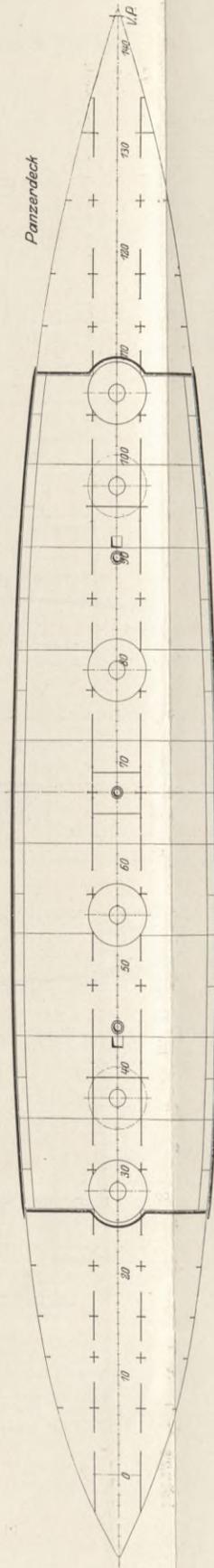
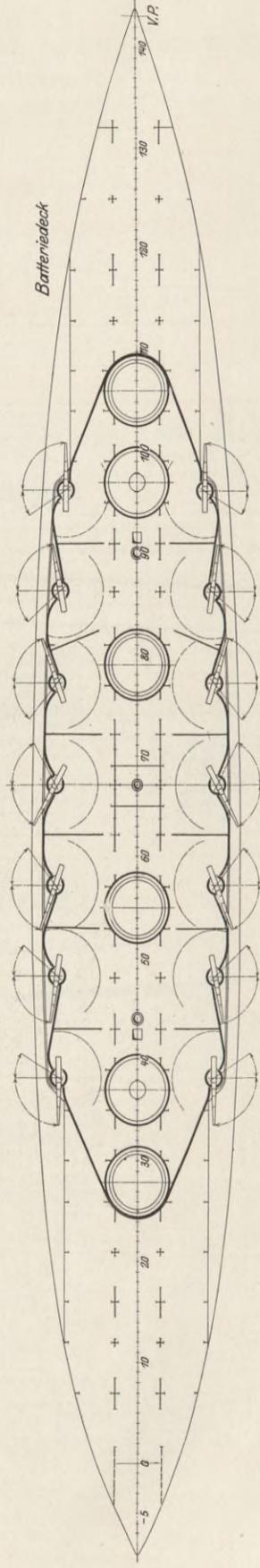
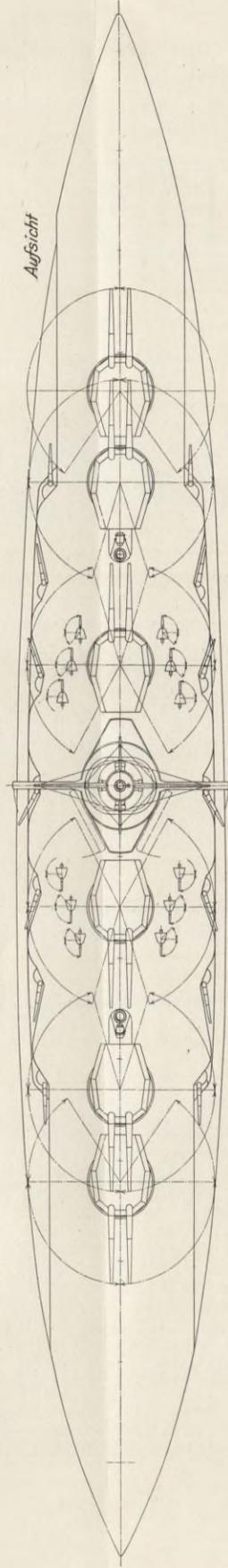
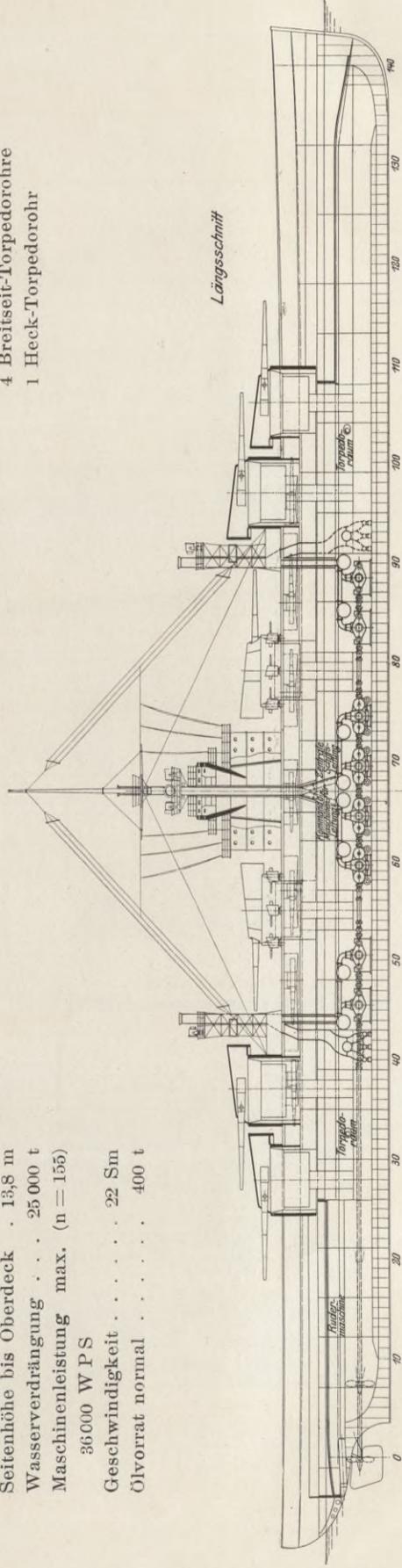
Der spezifische Flächendruck des Kolbens ist bei der Ölmaschine bedeutend kleiner als bei dem Niederdruckdampfkolben. Infolge des großen Verhältnisses von Länge zu Durchmesser des Kolbens ist ein Ecken und Zittern des Kolbens unmöglich. Wenn man nun trotzdem in einzelnen Fällen schlechte Erfahrungen in bezug auf Reibung und Verschleiß von Kolben und Zylindern bei großen Verbrennungsmaschinen liegender Anordnung gemacht hat, so darf man diese noch nicht verallgemeinern, denn solchen schlechten Erfahrungen stehen andere, durchaus gute, gegenüber, die man an Gasmaschinen mit großem Kolbendurchmesser gemacht hat. Geht man den Ursachen für dieses verschiedene Verhalten nach, so findet man, daß vor allen Dingen die an den Wandungen sich absetzenden Verschmutzungen bei der Verbrennungsmaschine von besonderem Einfluß auf Reibung und Verschleiß sein können. Diese Verschmutzungen können entstehen infolge Ausscheidens von Ruß, unvollkommener Verbrennung, Unreinlichkeiten

Entwurf eines 25 000 t - Linienschiffes mit liegenden Maschinen.

Hauptdaten:
 Länge in C.W.L. 180 m
 Breite 27 m
 Tiefe 8,3 m
 Seitenhöhe bis Oberdeck . . . 13,8 m
 Wasserverdrängung 25 000 t
 Maschinenleistung max. (n = 155)
 36 000 WPS
 Geschwindigkeit 22 Sm
 Ölsvorrat normal 400 t

Maschinen-Abmessungen: Propeller-Abmessungen:
 Zylinder-Durchmesser 770 mm Durchmesser 4,3 m
 Hub 2 x 770 mm Steigung 5,9 m

Armierung:
 12-30,5 L/45
 14-19 L/45
 12-8,8 L/40
 4 Breitseite-Torpedorohre
 1 Heck-Torpedorohr

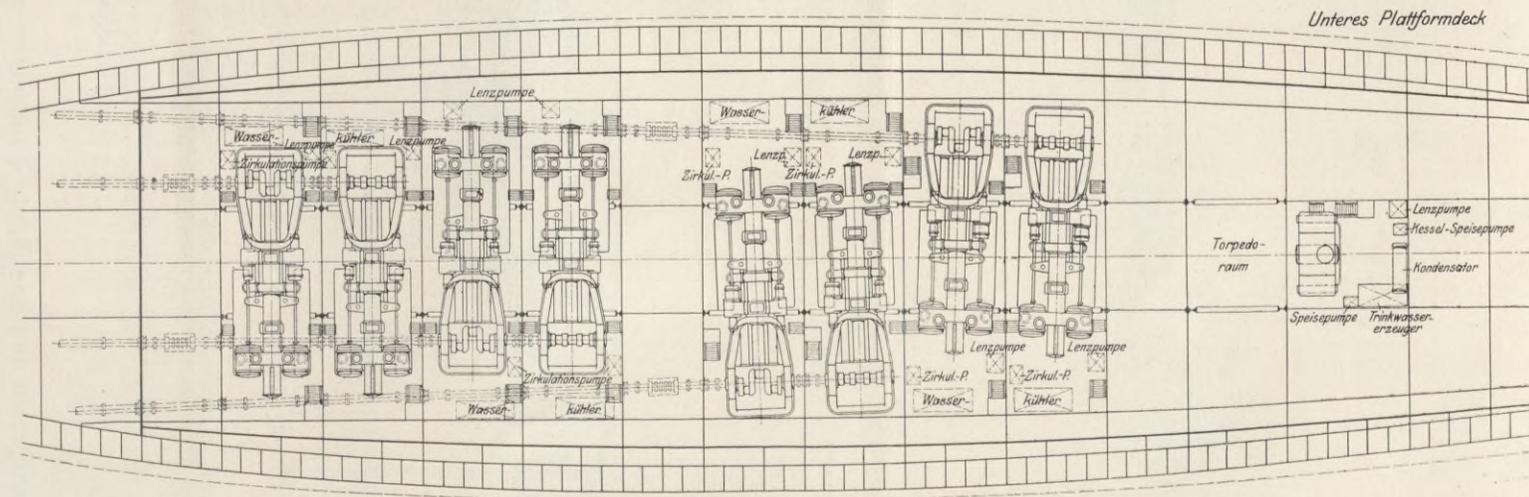
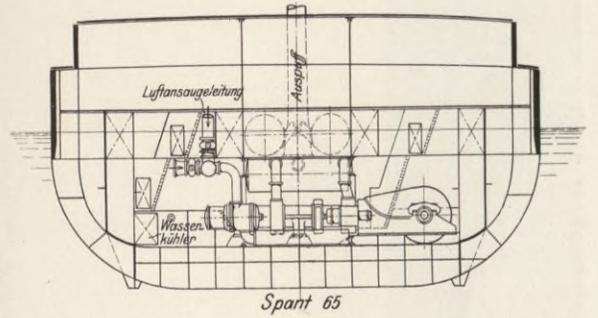
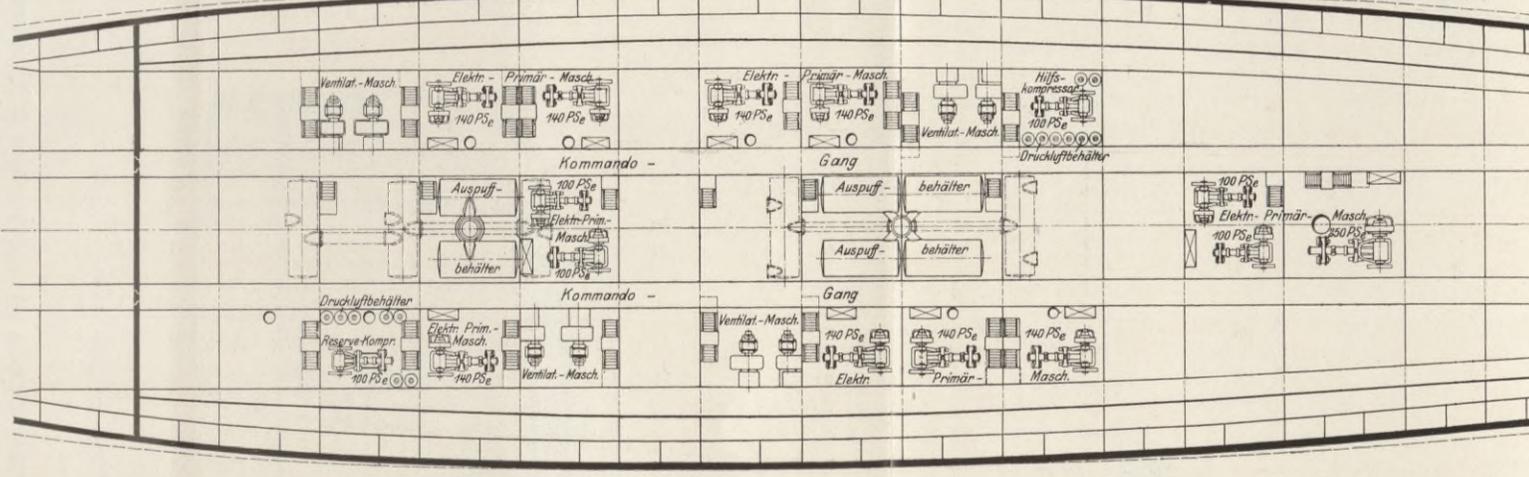
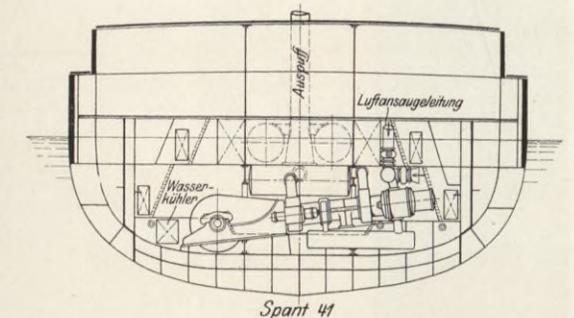
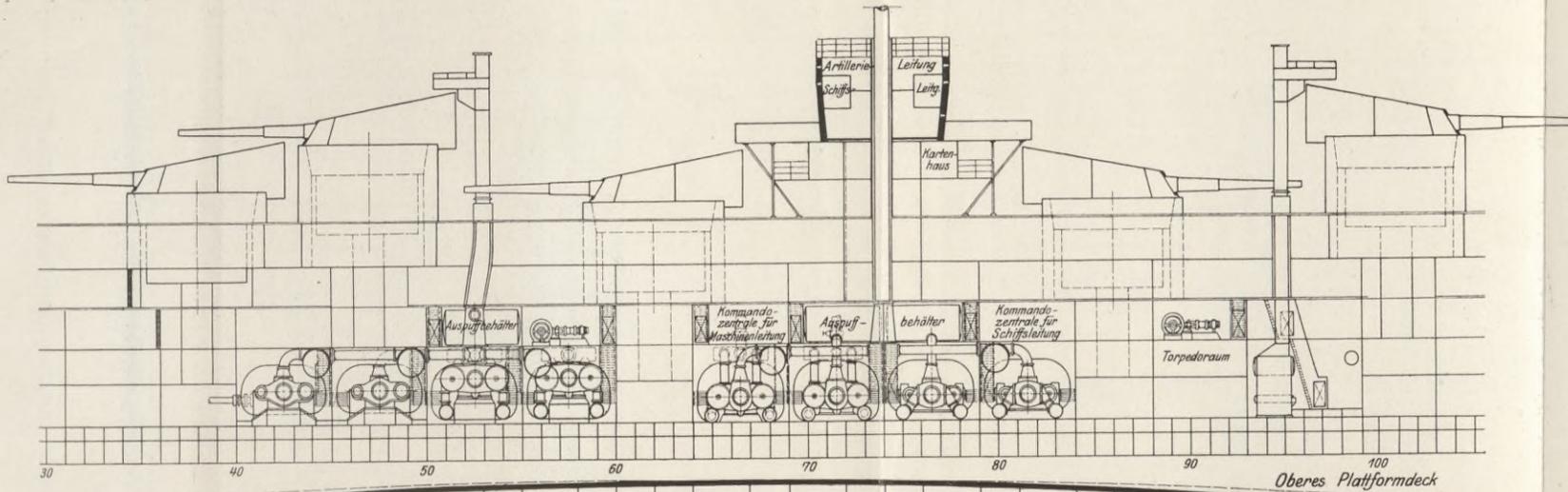


Maschinenanlage für ein 24 500 t-Linienschiff. 36 000 W. P. S. auf 4 Wellen.

Zylinder-Durchmesser = 770 mm.

Hub = 2×770 mm.

TAFEL 4.



Hauptpant und Festigkeits-Längsschott eines 24 500 t-Linienschiffes mit liegenden Junkers-Tandemaschinen.

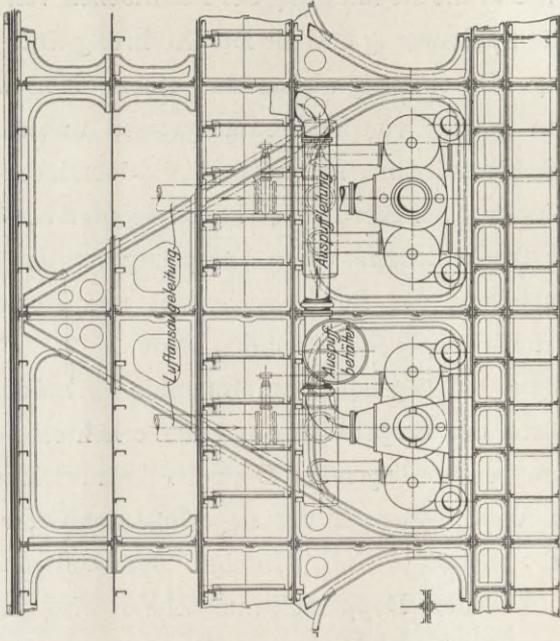


Fig. 58.

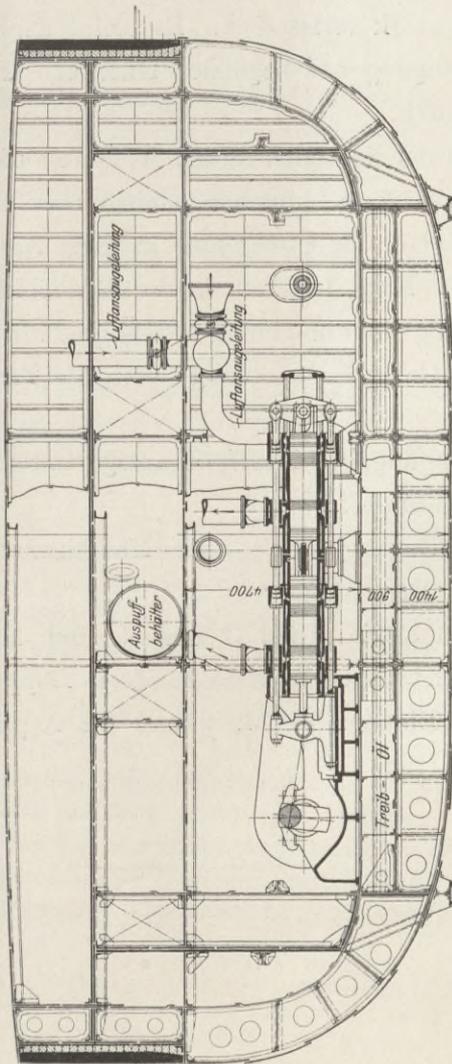


Fig. 57.

des Brennstoffes usw. Für die Reinhaltung der Laufflächen von diesen Unreinlichkeiten ist zweifellos der Spülvorgang und die Durchführung einer guten Schmierung von größter Bedeutung. Die einseitig wirkenden Kolben, die nach jedem erhaltenen Wärmeimpuls in dem kalten, von Verbrennungsgasen unberührten Zylinderteil sich abkühlen und sich hier mit einer kalten Ölschicht überziehen, liefern die besten Vorbedingungen für eine gute Schmierung und haben dadurch bezüglich der Reibung, des Verschleißes und Trockenlaufens einen Vorsprung vor den doppeltwirkenden Kolben, der bei Beurteilung der Betriebssicherheit und Reparaturbedürftigkeit wohl nicht leicht zu hoch eingeschätzt werden kann.

Die anderen gegen die liegende Dampfmaschine erhobenen Einwände des einseitigen Verschleißens der Stopfbüchse und der erhöhten Beanspruchung der Kolbenstange entfallen bei der liegenden Doppelkolbenmaschine, desgleichen der Einwurf des erhöhten Verschleißens in der Lagerfuge der Grundlager, da letztere an sich weitgehend entlastet sind. Infolge der weitgehenden Ausbalancierung der Massen bei der Doppelkolbenmaschine wird die Beanspruchung des Schiffsbodens, zumal bei Wahl langer Pleuelstangen, gegenüber anderen liegenden Maschinen stark vermindert. Es bleibt der Einwurf der Erschwerung einer guten Unterbringung der liegenden Maschine, und dieser muß allerdings ernstlich geprüft werden.

Den Nachteilen der liegenden Maschine, soweit diese bei der Doppelkolbenmaschine überhaupt in Frage kommen, stehen aber eine Anzahl von Vorteilen gegenüber, die gerade für die Ölmaschine in ihrer Anwendung für Kriegsschiffe von Wichtigkeit sind. Diese bestehen in der Möglichkeit:

1. der Anwendung einer langhubigen Maschine mit all ihren Vorteilen,
2. der besseren Getriebeausnutzung durch die Tandemanordnung mit ihren Vorteilen,
3. der Unterbringung der Maschinenanlage unter der Wasserlinie bei tiefliegendem Panzerdeck,
4. einer guten Zugänglichkeit aller Maschinenteile und einer bequemen Montage und Demontage.

In Fig. 57—58 sowie Tafel 3 und 4 sind Entwurfsskizzen zu einem Linienschiff mit Antrieb durch liegende Tandem - Doppelkolbenmaschinen wiedergegeben, welche die Einbaumöglichkeit und die Anpassung an die besonderen Schiffsverhältnisse dartun.

Diskussion.

Herr Oberingenieur Schwarz - Nürnberg:

Königliche Hoheit, meine Herren! Daß die Frage der Großölmaschine an dieser Stelle zum ersten Male auf reeller Basis eingehend behandelt wird und daß Herr Professor Junkers in der Maschine seines Systems eine Möglichkeit zur praktischen Ausführung dargetan hat, ist eine dankenswerte und sehr verdienstvolle Leistung. Besonders anzuerkennen ist die bis ins Kleinste gehende Durchführung der Versuche, die den deutschen Wissenschaftler kennzeichnet und sicher außerordentlich anregend für kommende Arbeiten auf diesem Gebiet werden wird.

Der Großgasmaschinenbau war die Grundlage, auf der auch Herr Professor Junkers seine Ölmaschine aufgebaut hat, denn es ist eine zwingende Notwendigkeit, für den Bau von Großölmaschinen auf die reichen und nicht immer erfreulichen Erfahrungen des Großgasmaschinenbaues zurückzugreifen. Darum möchte auch ich als Angehöriger der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg mir zunächst erlauben, in Ergänzung zu den Ausführungen des Herrn Vortragenden einige Beispiele anzuführen, die vielleicht geeignet sind, das Vertrauen in die Möglichkeit einer Großölmaschine und den Glauben an ihre baldige Verwirklichung zu fördern.

Fig. 59 zeigt unseren größten Großgasmaschinenzylinder einer Tandemmaschine, die normal 3200 PS leistet, also pro Zylinderseite schon 800 Pferde. Hier sind bereits Durchmesser von 1300 mm und Wandstärken von 85 mm ausgeführt. Trotz ihrer Riesenabmessungen haben sich diese Teile in jeder Beziehung im Feuer gut bewährt. Als Gegenstück hierzu bringe ich im folgenden Bild (Fig. 60) einen Querschnitt durch den Zylinder einer 1000 pferdigen Ölmaschine für Unterseebootsantrieb mit 125 PS pro Zylinder, der in seinen Abmessungen mit 320 mm Durchmesser und Wandstärken von 28 mm verschwindend klein ist gegenüber dem vorhin gezeigten Gasmaschinenzylinder, trotzdem er zurzeit noch mit zu den in bezug auf Leistung größten Dieselmotoren für Schiffsantrieb gehört, die bisher gebaut worden sind.

Am Bild einer ganzen Maschine (Fig. 61) kann ich gleich vom typisch Neuen der Verbrennungsmaschinen überhaupt, also auch der kommenden Großölmaschine sprechen. Bemerkenswert sind die im Feuer stehenden großen Teile, wie Zylinder, Deckel, Kolben, Kolbenstangen, Ventile und Stopfbüchsen sowie deren Kühlung. Bemerkenswert für diese Großgasmaschinen ist auch, daß sie im Hüttenbetrieb teilweise bis zu 8600 Jahresstunden voll belastet laufen, während das Jahr rund 8760 Stunden hat, das sind also über 98 % der überhaupt möglichen Jahresbetriebszeit. Die durchschnittlichen Jahresreparaturkosten für solche Maschinen haben sich nach mehrjähriger genauer Kontrolle zu 1—1½ % der Anschaffungskosten ergeben, Zahlen, die uns von 21 verschiedenen Werken mitgeteilt worden sind, sich also nicht nur auf einen einzelnen Fall beziehen.

Um den Herren auch eine Vorstellung von dem Temperaturverlauf in der Ölmaschine zu geben, bringe ich im nächsten Bild (Fig. 62) in Gegenüberstellung die errechnete Temperaturkurve einer Großgasmaschine und einer Ölmaschine, die in Wirklichkeit ja etwas anders liegen, aber zur Vorstellung der in Frage stehenden Temperaturen doch genügen wird. Es ist ganz selbstverständlich, daß die Erreichung derartiger Abmessungen erst nach Überwindung recht großer Schwierigkeiten möglich war. Es gehörten große Ausdauer und viel Mut dazu, diese Schwierigkeiten zu bekämpfen und zu überwinden, die oft genug weniger energischen Männern das Vertrauen auf den endlichen Erfolg geraubt haben. Ungeheure Kapitalien sind ausgegeben worden und viel Zeit war nötig, bis über die Summe von Erfahrungen verfügt werden konnte, die zum Bau solcher Maschinen unerläßlich ist. Wenn es gelungen ist, die heutige durchaus betriebssichere Großgasmaschine zu entwickeln, so kann dieser Erfolg

auch dafür bürgen, daß selbst die so sehr gefürchteten Beanspruchungen der Großölmachine durch riesige Temperaturen und Wärmemengen für die moderne Technik keineswegs mehr unüberwindlich sind, und daß man wohl anzunehmen berechtigt ist, auch die Großölmachine könne in denjenigen Abmessungen, wie sie zum Beispiel für den Kriegsschiffbetrieb in Betracht kommen würden, nur noch als eine Frage der Zeit angesehen werden. Allerdings dürfen wir alle uns nicht verhehlen, daß auch hier große Opfer an Arbeitskraft und Kapital sich nötig erweisen werden, bevor dieses Ziel erreicht sein wird. Offenbar beginnt aber das Vertrauen in die weitere Entwicklungsmöglichkeit der Ölmachine auch bereits außerhalb der geschäftlich an der Entwicklung interessierten Verbrennungsmotoren bauenden Firmen festen Fuß zu fassen: darauf deuten wenigstens die ziemlich zuversichtlich gehaltenen Ausführungen eines Artikels hin, der im letztjährigen Nautikus sich über Gegenwart und Zukunft des Ölmachinesbaues eingehend ausspricht.

Wenn ich mich nun zu den einzelnen Konstruktionen der Junkersmaschine wenden darf, so möchte ich zunächst hervorheben, daß sie zweifellos eine Reihe beachtenswerter Vorteile, insbesondere durch einfache Gestaltung des Verbrennungsraumes, gebracht hat, die, wenn auch mit gewissen Einschränkungen, von allen erfahrenen Verbrennungsmaschinenkonstrukteuren anerkannt werden müssen. Es fallen die Deckel weg, der Zylinder ist einfach, Konstruktionen, die sich bei Ölmachines anderen Systems schon viel komplizierter gestalten, und die auch im Großgasmaschinenbau erst nach langem Suchen durch richtige Formgebung die genügende Betriebssicherheit erlangt haben. Die Pleuellagerung der Junkersmaschine ist verhältnismäßig günstig beansprucht, die Pleuellagerungen fallen fort, und sie erfordert nicht so viele Ventile wie die Maschinen anderer Systeme. Der Konstrukteur hat auch auf eine der verschiedenen Möglichkeiten hingewiesen, die eine Überlastbarkeit zulassen. Überlasten ist ja immer möglich, wenn ein größeres Luftgewicht in die Arbeitszylinder gebracht werden kann, wie andere Firmen es durch Nachfüllen bei Spülventilanordnung — ich komme hierauf noch zurück — oder durch Nachfüllen vermittels der Anfahrventile ausführen oder ausführen können.

Diesen nicht zu verkennenden Vorteilen, auf die ich noch zu sprechen komme, stehen aber auch entschiedene Nachteile gegenüber.

Die Höhenabmessungen der Tandemdoppelkolbenmaschine, bei der die Vorzüge der Konstruktion erst wirklich zur Geltung kommen, werden doch schon recht erheblich, und ob sich der Schiffsmaschinenbau, vor allem der Kriegsschiffsmaschinenbau, auf liegende Maschinen wieder einläßt, scheint mir noch nicht sicher. Die liegende Junkersmaschine wird ganz besondere Vorsicht erfordern, damit die Pleuellagerungen, die sich ja selbst führen, nicht fressen. Wenigstens erinnere ich mich, daß die Pleuellagerungen der Oechelhäusermaschine, die ja dieselbe Pleuellageranordnung aufweist, sehr dazu neigten. Diese Erscheinung ist beim Schiffsbetriebe in erhöhtem Maße zu erwarten, weil die Beanspruchungen des Schiffskörpers beim Arbeiten im Seegang kein absolut starres Fundament ermöglichen und somit in die Maschine gewisse Federungen hineinkommen, die bei einer langen liegenden Bauart schon sehr zur Geltung kommen und bereits erhebliche Schwierigkeiten verursachen können.

Weiterhin bringt das zweifellos sehr verwickelte Gestänge mit den zahlreichen Pleuellagerungen und Pleuellagern nicht zu unterschätzende Havarienmöglichkeiten. Die folgende Fig. 63 zeigt zuerst das einfache Pleuellagerwerk einer großen Schiffskolbendampfmaschine, das sich bis heute seiner Einfachheit wegen allgemein erhalten hat. Für die Großölmachine anderer Systeme kann es ohne weiteres übernommen werden. Wenn Sie dagegen das Pleuellagerwerk der Junkersmaschine im Bild (Fig. 64) nochmals betrachten, so möchte ich es als zweifelhaft hinstellen, ob es vorteilhafter ist, für die Pleuellagerungen, die bei der Junkersmaschine wegfallen, und die, wie ich gleich noch auseinandersetzen will, so wertvolle Eigenschaften besitzen, daß Sulzer neuerdings sogar Pleuellagerungen mit dahinterliegenden Pleuellagern anordnet,

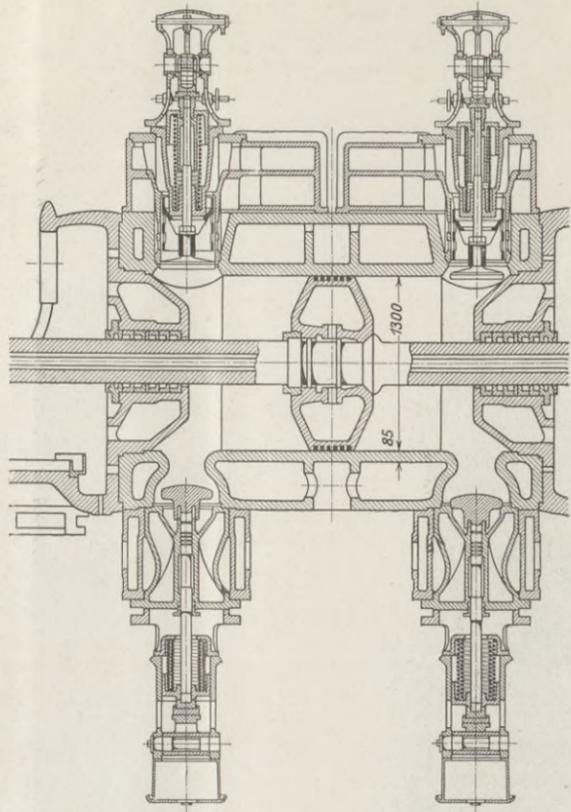


Fig. 59.

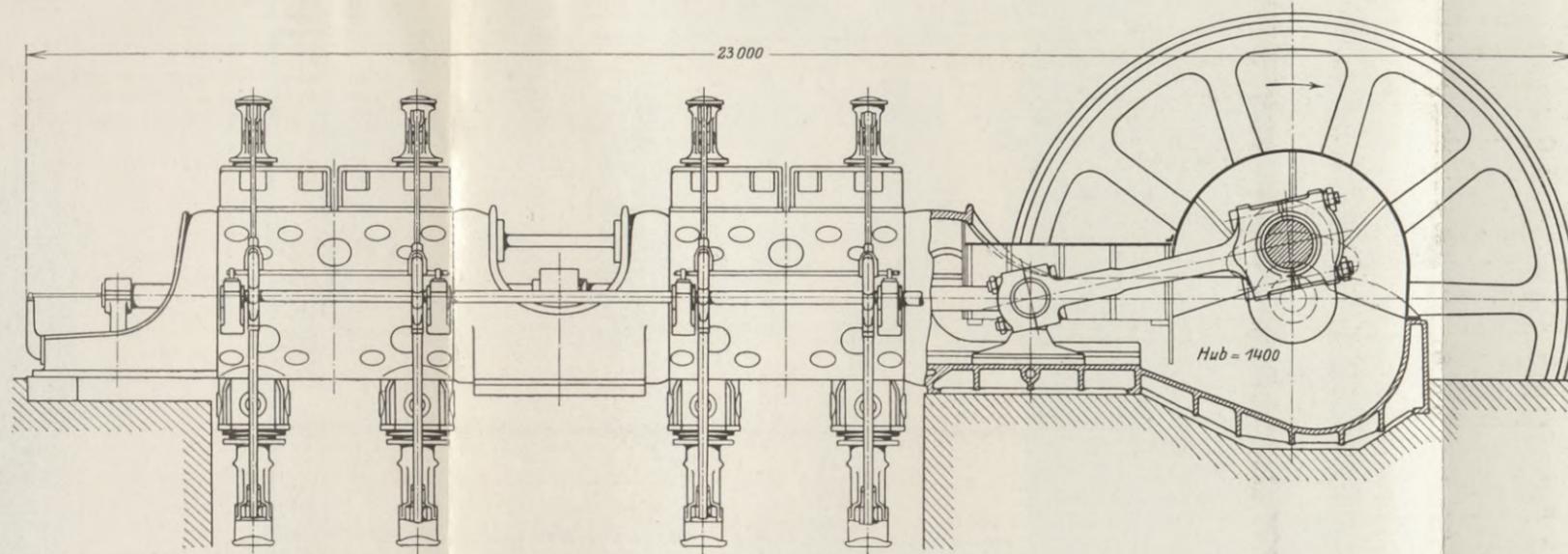


Fig. 61.

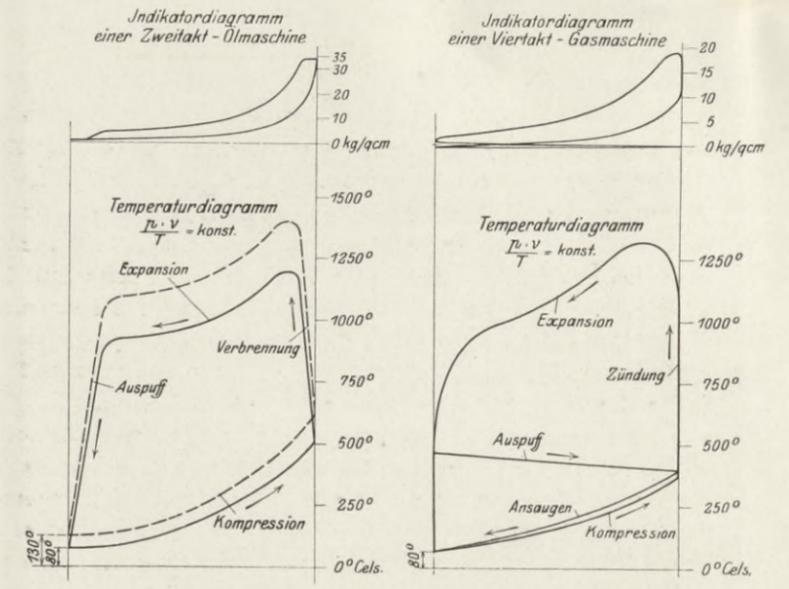


Fig. 62.

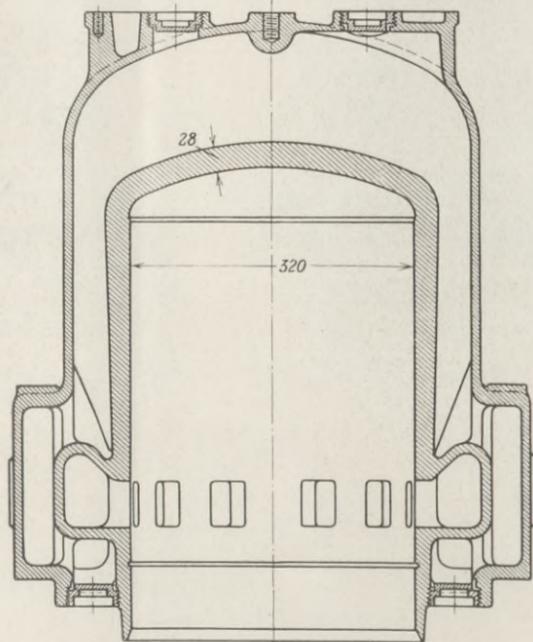


Fig. 60.

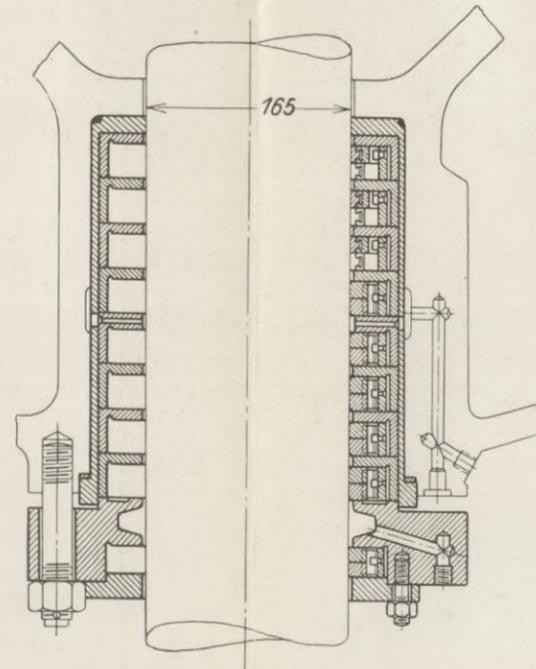


Fig. 66.

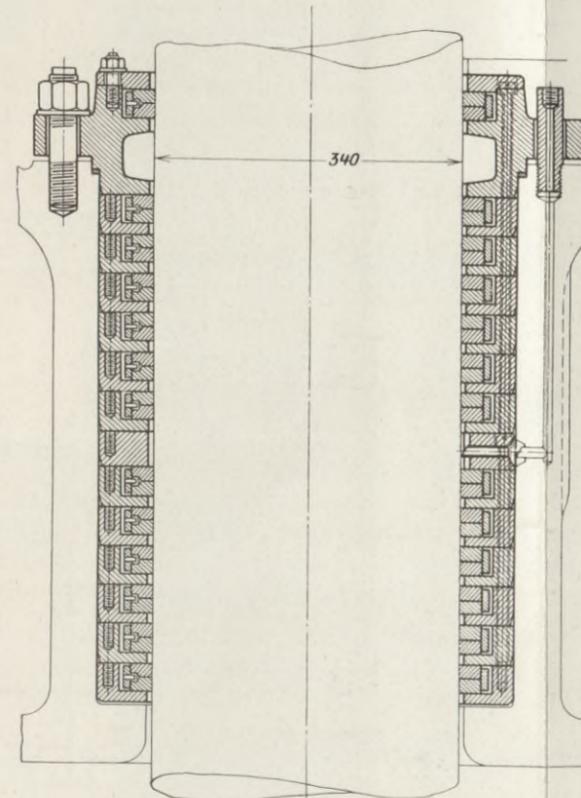


Fig. 67.

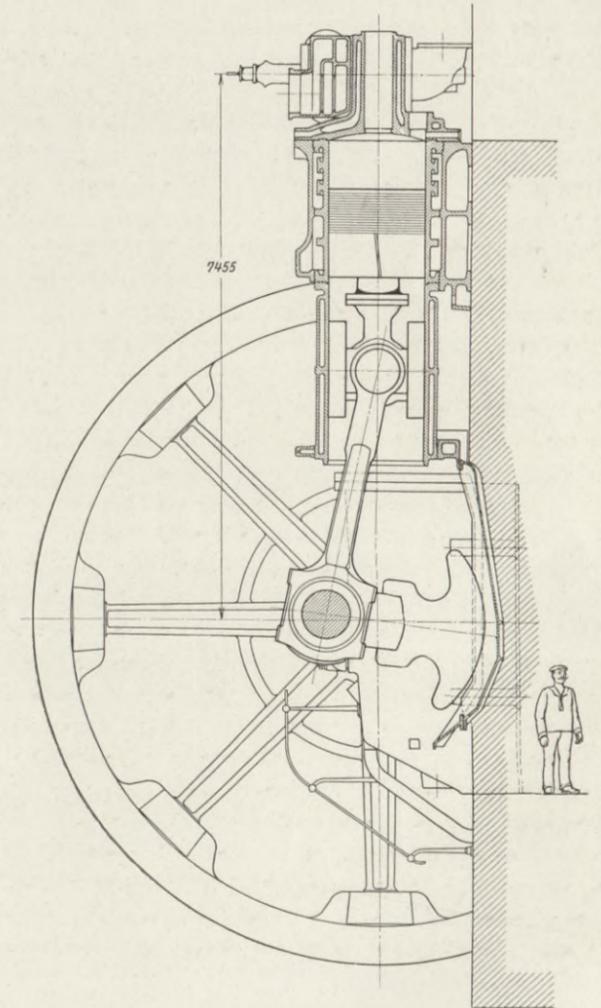


Fig. 68.

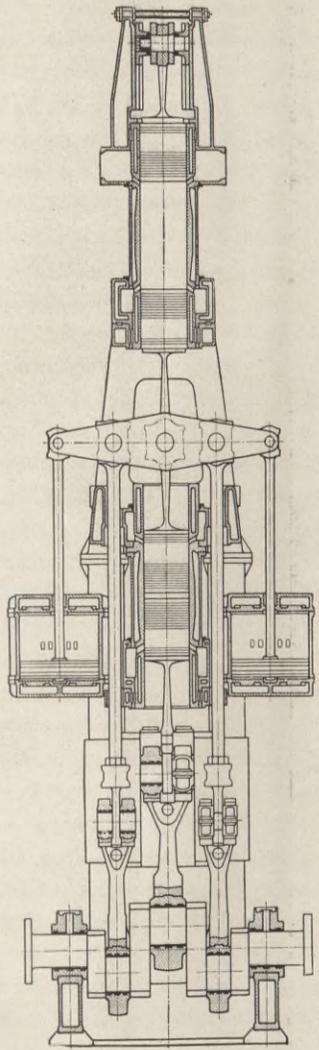


Fig. 64.

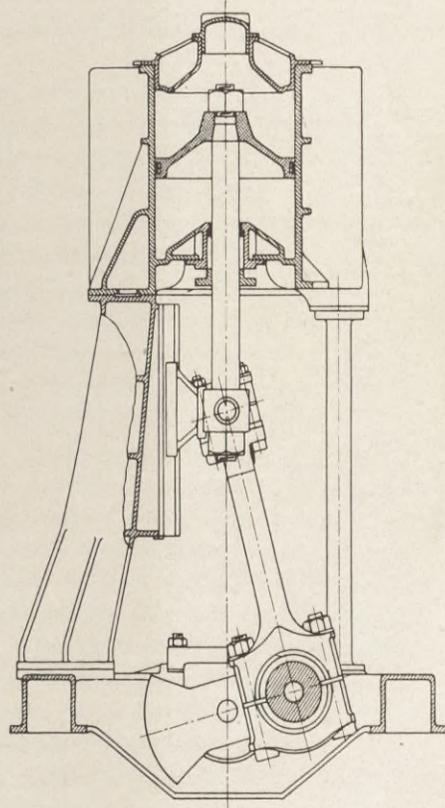


Fig. 63.

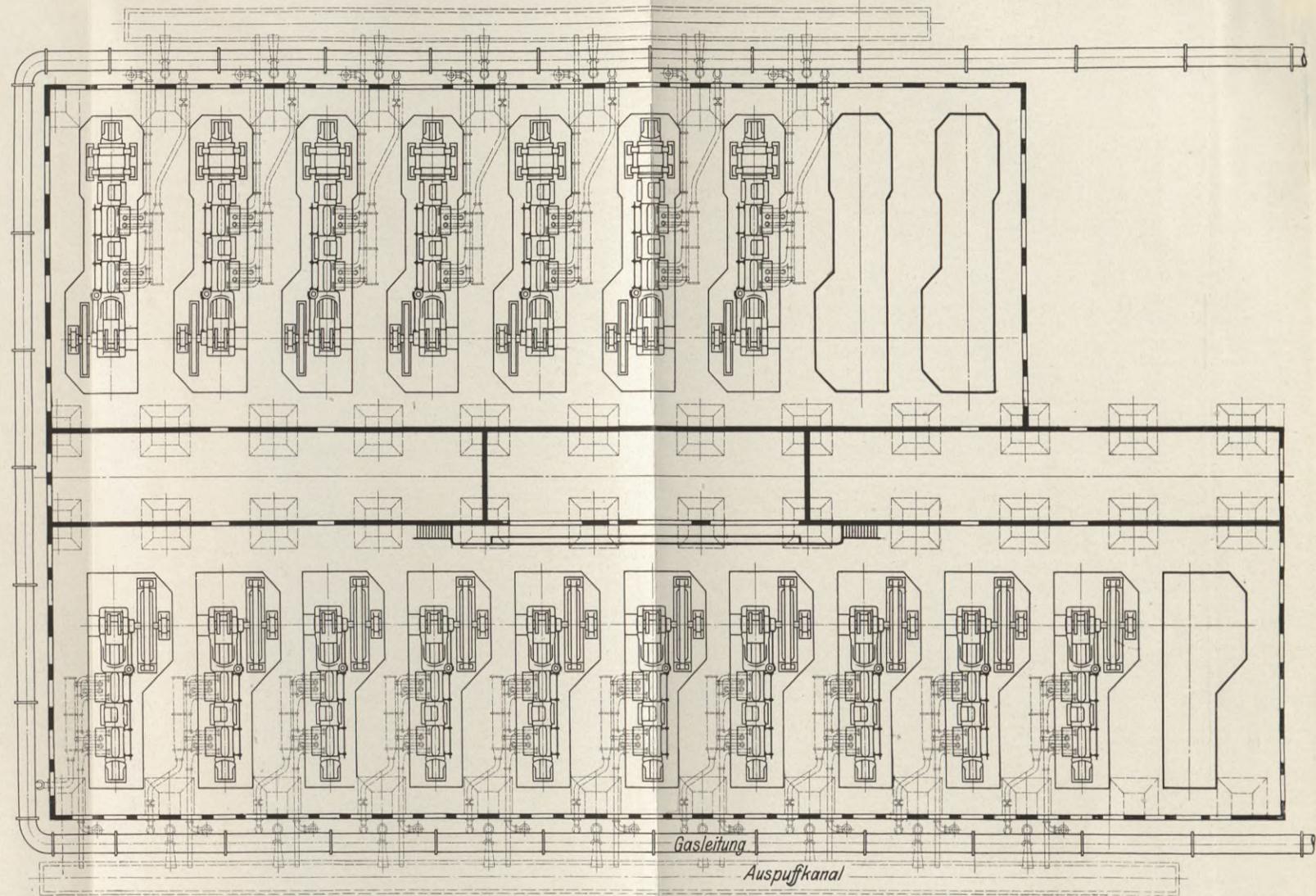
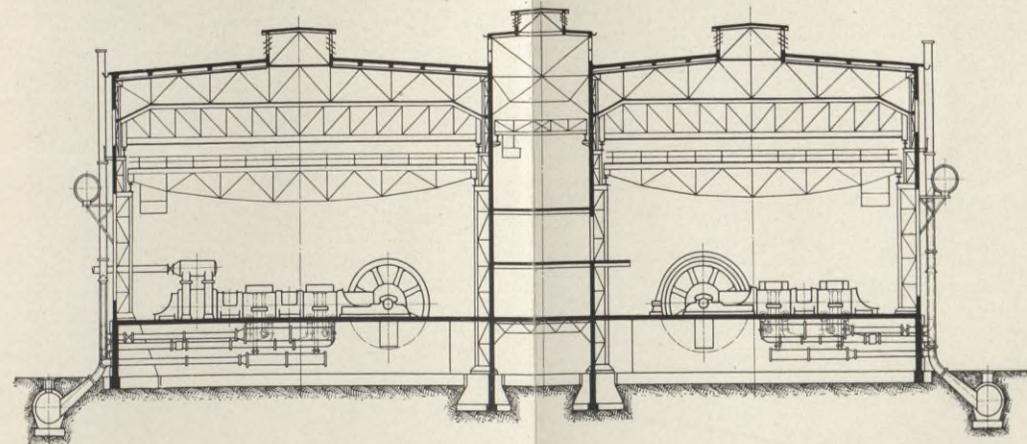


Fig. 65.



Querschnitt durch die Halle der Großgasmaschinenanlage Fig. 65.

eine Verdreifachung der Pleuel- und Kurbellager in Kauf zu nehmen. Alle diese Lager und Triebwerksteile müssen außerdem für die Überlastungsperiode sehr groß dimensioniert werden, sonst bringt diese für die gerade dann besonders notwendige Betriebssicherheit von vornherein Gefahren. Bei dem normalen Kurbelgestänge kann bei Lagerhavarien, wie Heißlaufen zum Beispiel, der Betrieb nötigenfalls unter sachgemäßer Wartung aufrecht erhalten werden. Ich kann mir aber kaum denken, daß das Gestänge der Junkersmaschine oder die Kolbenführung bei ähnlichen Lagerhavarien trotz der Gelenke in den Querhäuptern standhalten wird.

Es ist gewissermaßen, wie ein an maßgebender Stelle stehender Herr mir gegenüber sich einmal in etwas drastischer Weise ausdrückte, ein Kommodenschubkasten, der sofort eckt, sobald einmal die schiebende Kraft nicht genau zentral angreift. Hierzu kommt noch, daß das Triebwerk eine außerordentlich genaue Montage der Lager erfordert. Die Lager müssen sehr scharf eingepaßt sein, weil sonst sofort stoßweiser und klappernder Gang eintritt, wie man dies bei ausgeführten Oechelhäusermaschinen beobachtet hat. Sucht man dies aber zu vermeiden, das heißt werden die Lager ohne Spiel montiert, so ist natürlich die Gefahr des Warmlaufens in erhöhtem Maße gegeben, wenn nicht alle beweglichen Triebwerksteile gelenkig gemacht werden; geschieht dies aber, so wächst die Zahl der Zapfen ins Ungemessene.

Wenn sonach die Nachteile recht schwerwiegende Bedeutung haben, so kömmt noch hinzu, daß auch einem Teil der Vorzüge nicht diejenige Wichtigkeit zugemessen werden kann, die Herr Professor Junkers ihnen beigelegt hat.

Ich wies schon darauf hin, daß die Überlastbarkeit in der Ausführungsform, wie sie von Herrn Professor Junkers beabsichtigt ist, nicht unerhebliche Bedenken hat. Die große Überlastung wird durch eine Steigerung der Pressung im Innern der Arbeitszylinder herbeigeführt; infolgedessen müssen auch — wie ich schon sagte — alle kraftübertragenden Gestänge für diese hohen Pressungen bemessen sein, also größer und schwerer dimensioniert werden. Bei den Ölmaschinen normalen Typs bleibt dagegen auch in der Periode der normalen Überlastung der Arbeitsdruck im Zylinder annähernd der gleiche, so daß also eine Vergrößerung der Gestängeabmessungen nicht erforderlich ist; allerdings gestatten die normalen Ölmaschinen ja auch nicht eine derartig weitgehende Forcierung, wie sie bei dem von Herrn Professor Junkers angegebenen Verfahren möglich ist, wenn man nicht ein besonderes Überlastungsverfahren anwenden will, was aber — und dies kann nicht genug unterstrichen werden — bei jeder Ölmaschine möglich ist.

Auch die Stopfbüchsenlosigkeit darf nicht so sehr als Vorteil erwähnt werden, daß für Außenstehende der Eindruck hervorgerufen wird, die Stopfbüchsen bei anderen Maschinen seien ein für allemal ein Übel. Das konnte man vor 10 Jahren sagen. Stopfbüchsen sind bei richtiger Ausführung kleine Kolbendichtungen, die Kolben sind bei der Junkersmaschine große Stopfbüchsendichtungen, die nach außen leicht undicht werden können und blasen. Auch hier ziehe ich wieder ein Beispiel aus dem Großgasmaschinenbau heran. Es ist wohl den meisten Herren bekannt, daß unsere Großgasmaschinen als doppeltwirkende Tandemaschinen ausgeführt werden, derart, daß jeder Zylinder zwei Stopfbüchsen besitzt. Das nächste Bild (Fig. 65) zeigt Ihnen eine Zentrale, die wir zurzeit für die Adolf-Emil-Hütte in Esch a. d. Alzette für den Gelsenkirchener Bergwerksverein ausführen; in der Halle sind 16 große Maschinen dieses Typs, also mit 64 Stopfbüchsen, vorhanden. Wären diese so undicht und unzuverlässig, wie Herr Professor Junkers anzunehmen scheint, so würden sich bei einer derartigen Häufung großer Stopfbüchsen — wir führen diese bis zu 340 mm Stangendurchmesser aus — allerlei Anstände ergeben. Weder bei den in dieser Zentrale schon laufenden Maschinen noch bei den anderen, die wir bereits geliefert haben, sind in dieser Hinsicht irgendwelche berechtigten Klagen geführt worden.

Wenn man bedenkt, daß die Gasmaschinen unreines Gas haben, so ist es ungleich schwieriger, solche Stopfbüchsen herzustellen, wie bei Ölmaschinen, die reine Luftladung bekommen. Selbst bei Gasmaschinen, die mit so stark staubhaltigem, schlecht gereinigtem Gas arbeiten, daß die Stopfbüchsen alle vier Wochen gereinigt werden müssen, gibt es nicht einmal Klagen. Für Ölmaschinen bestehen nach unseren Erfahrungen erst recht keinerlei Bedenken. Wir haben sie bei unserer 1000 pferdigen Dreizylinderölmaschine, die doppelwirkend ist und mit 120 Touren läuft, mit bestem Erfolge bereits angewendet; die Firma Blohm & Voß, die mit uns auf diesem Gebiete zusammenarbeitet und die eine Schwestermaschine zu der genannten mit drei ganz verschiedenen Stopfbüchsen gebaut und ausprobiert hat, schrieb uns hierüber, daß bei einem 120 stündigen ununterbrochenen Vollastbetrieb, der sich an viele Vorversuche angeschlossen, alle drei Stopfbüchsen sich bis zuletzt als absolut dicht erwiesen hätten. Es ist also ersichtlich, daß nicht einmal eine ganz bestimmte Stopfbüchsenausführung erforderlich ist, um den beabsichtigten Zweck zu erreichen. Allerdings muß die Werkstättenarbeit gut sein.

Ich möchte Ihnen hier zwei Stopfbüchsenkonstruktionen vorführen. In diesem Bilde (Fig. 66) sehen Sie die Stopfbüchse einer Großgasmachine, die aus dreiteiligen Ringen zusammengebaut ist. Fig. 67 zeigt Ihnen die Bauart einer Stopfbüchse, wie wir sie für die eben erwähnte doppelwirkende Schiffsölmaschine verwenden. Sie lehnt sich in der Ausführung eng an die eben gezeigte an. Außerdem ist es immer noch leicht ausführbar, hinter dem letzten Stopfbüchsenring eine kleine Leitung anzuschließen, die ein Absaugen der etwa durchtretenden Gase ermöglicht. Ähnliches ist bei der Junkersmaschine nicht durchführbar. Es ist mit Sicherheit zu erwarten, daß selbst bei anfänglichem Dichthalten der vielen Kolbenringe, besonders bei einer liegenden Maschine, durch den dauernden Betrieb ein gewisser Verschleiß in den unteren Teilen von Zylinderwandung und Kolbenringen auftreten muß, der den Gasen den Austritt in den Maschinenraum gestattet, ein Übelstand, der mit einfachen Bordmitteln nicht zu beheben sein wird.

Wenn ich hier einen Moment abschweifen darf, so möchte ich noch sagen, daß es auch nicht recht verständlich ist, wenn einzelne ausländische Firmen, wie Carels Frères, Schneider, Kreuzöt und vor allem Sulzer, der Stopfbüchse eine so starke Abneigung entgegenbringen. Allerdings haben alle diese Firmen nur geringe oder gar keine Erfahrungen im Bau von doppelwirkenden Großgasmachines. Meine Firma hat früher anfangs auch nur einfachwirkende Gasmachines mit sehr großen Abmessungen gebaut, jedoch war dies nur die Vorstufe zum Bau doppelwirkender Machines. Fig. 68 zeigt Ihnen eine einfachwirkende Hochofengasmachine, die bei einem Zylinderdurchmesser von 1320 mm und 1400 mm Hub bei 90 Umdrehungen 800 PS leistet. Sie ist von liegender Bauart, nur zeige ich sie aufrecht, um die Ähnlichkeit mit der stehenden Schiffsölmaschine und an der in richtigem Maßstab eingetragenen menschlichen Figur gleichzeitig die Größe der Ausführung ermessen zu können. Wir haben uns allerdings dann seinerzeit nicht gescheut, einen Schritt weiter, zur Doppelwirkung überzugehen, bei welcher das Triebwerk erst voll ausgenützt wird, und Stopfbüchsen einzuführen, wodurch wir gerade große Erfolge erzielt haben.

Auch auf die Verkleinerung der Ventilzahl möchte ich in diesem Zusammenhang noch zu sprechen kommen. Die Junkersmaschine hat Brennstoffventile und Anfahrventile, wie sie bei jeder anderen Maschine auch vorgesehen werden; nur die Spülventile fehlen. Zur Betätigung erstgenannter Ventile ist aber schon der ganze Steuerungsantrieb notwendig, und es bedeutet daher keine große Komplikation mehr, wenn von den vorhandenen Steuerwellen auch noch Spülventile angetrieben werden. Die Anordnung besonderer Spülventile, die bei Ölmaschinen anderer Systeme vorhanden sind — ich darf wohl behaupten, daß Großölmaschinen meistens nach dem Zweitaktverfahren gebaut werden — hat den sehr schätzenswerten Vorteil, daß man Spülluft nachfüllen kann, das heißt, das

Ventil wird erst geschlossen einige Zeit nachdem die Auspuffschlitze vom Kolben auf dem Rückwege wieder überfahren sind.

Bei Maschinen des Systems Junkers gehen einmal die Höhen der Spül- und Auspuffschlitze von der Länge des Gesamthubes im Arbeitsprozeß verloren, während bei Zylindern mit Ventilspülung nur die Höhe der Auspuffschlitze als Verlust zu rechnen ist. Dieser Verlust kann aber dadurch noch verkleinert werden, daß man mit Spülluft nachfüllt. Das Schema stellt die Kurbelkreise einer Junkers-Doppelkolben- und einer einfachwirkenden Einkolbenmaschine dar, in dem die Punkte für Öffnen und Schließen der Auspuffschlitze und der Beginn und das Ende der Spülperiode eingetragen sind. Bei der Junkersmaschine liegen die Verbindungslinien der entsprechenden Öffnungs- und Schlußpunkte einander parallel, während bei der Maschine mit Spülventilen diese erst schließen, nachdem die Auspuffschlitze vom zurückkehrenden Kolben bereits überfahren worden sind, so daß Spülluft innerhalb gewisser Grenzen noch nach Bedarf nachgefüllt werden kann.

Bei der Junkersmaschine liegt die Spülperiode nach Ausführung der Konstruktion unveränderlich fest, während bei jeder anderen ein eventuell nötiges Einregulieren durch Versetzung der die Spülventile betätigenden Nocken ohne weiteres ausführbar ist. So erklärt es sich auch, daß von den Zweitaktgrößgasmaschinen die Körtingmaschine, die mit Ventilspülung arbeitet, und die Oechelhäusermaschine, die Schlitzspülung besitzt, trotz der Vorzüge, die dieses System für sich in Anspruch nimmt, in bezug auf die Güte der Spülung keinen Unterschied ergeben haben, denn es sind bei beiden Maschinen gleich große mittlere indizierte Drücke erreicht worden. Ja, der Körtingtyp hat unter den Zweitaktgrößgasmaschinen die erste Stelle eingenommen, während Oechelhäusermaschinen trotz des Fehlens der Spülventile kaum mehr gebaut werden.

Wenn ich mich nun von der Junkersmaschine abende, so möchte ich Sie doch noch um einige Minuten Gehör bitten, um kurz auf die für die nächste Zukunft bevorstehende Verwendungsmöglichkeit und Verwendungswahrscheinlichkeit der Großölmachine einzugehen.

Insbesondere die Kriegsschiffe leiden jetzt in gewisser Beziehung darunter, daß ihre Antriebsmaschinen zwar bei maximaler Belastung auch in wirtschaftlicher Beziehung gute Ergebnisse liefern, während gerade für den bei Kriegsschiffen außerordentlich häufigen Marschbetrieb die Ökonomie erheblich beeinträchtigt wird; es lassen sich geeignete Abhilfevorrichtungen hier auch kaum durch Einschaltung irgendwelcher Zwischengetriebe oder dergleichen mehr treffen. Vielleicht ist nun die Großölmachine berufen, an dieser Stelle einzusetzen, indem sie den Schiffsantrieb für die Marschfahrt übernimmt. Zum Vergleich möchte ich hier folgende Zahlen heranziehen: Rechnet man z. B. für die Kaiserliche Werft Wilhelmshaven den Preis einer Tonne westfälischer Kohle frei Werft auf 17,20 \mathcal{M} — für Kiel ist er noch erheblich höher —, den des Steinkohlenteeröls von 8500 WE/kg für Kesselheizungs zwecke zu 41,40 \mathcal{M} und den des für den Ölmotorenbetrieb zweckmäßigsten Gasöles von 10 000 WE/kg zu etwa 52 \mathcal{M} unverzollt; rechnet man ferner den Kohlenverbrauch für Turbinenanlagen bei Marschbetrieb auf 1,56 kg pro Wellenpferd und Stunde, den Heizölverbrauch bei Teerölkesselheizung analog auf 1,3 kg, den Treibölverbrauch bei Ölmachines auf 0,300 kg pro Wellenpferd und Stunde, Zahlen, die nach den von mir angestellten Erhebungen der Wirklichkeit sehr nahe kommen werden, so ergeben sich für die Marschfahrt die Kosten der Betriebsstunde eines Wellenpferdes bei Turbinenanlagen und Kohlenheizung zu 3,1 \mathcal{M} , bei Turbinenanlagen und Ölkesselheizung zu etwa 5,4 \mathcal{M} ; dagegen bei Ölmachinesbetrieb auf 1,66 \mathcal{M} . Um die Zahlen miteinander vergleichen zu können, sind sie in der folgenden Tabelle einander gegenübergestellt:

Brennstoffkosten für Marschfahrt.

Antriebsmaschine	Brennstoff	Preis pro 100 kg für Wilhelmshaven	Brennstoffverbrauch pro Stunde für Marschfahrt	Preis pro Wellenpferd-Stunde für Marschfahrt
Turbine mit Kohlekessel	Kohle	17,20 M.	1,56 kg	2,7 Pf.
Turbine mit Ölkessel . .	Steinkohlen-Teeröl	41,40 M.	1,3 kg	5,4 Pf.
Ölmaschine	Gasöl	etwa 52 M. (unverzollt)	0,300 kg	1,66 Pf.

Sie sehen also, wie wertvoll gerade für den Marschbetrieb auf Kriegsschiffen die Ölmaschine werden kann. Hierzu kommt noch, daß Ölmaschinen jedenfalls nicht schwerer ausfallen werden als dampfbetriebene Turbinenanlagen, daß man im Gegenteil hoffen darf, ihnen gegenüber das Gewicht herabzumindern.

Von verschiedener Seite wurde auch die Wirtschaftlichkeit des Ölmaschinenbetriebes bei Anwendung auf Handelsschiffen nachgeprüft und dabei festgestellt, daß auch da eine 8 bis 10 % ige Verbesserung der Rentabilität zu erwarten ist, abgesehen von den außerordentlichen Vorteilen der Ölmaschinen. Aus all diesem geht hervor, daß durch die Einführung des Ölmaschinenbetriebes in den Schiffbau große Vermögen gespart werden können, und diese Hoffnung ist es, die — in unser aller Interesse — uns zur Lösung der neuen Frage zusammenführt.

Herr Oberingenieur H o l t h u s e n - Hamburg:

Königliche Hoheit, meine Herren! Den Schiffsmaschinenbau — um mich kurz zu fassen — interessiert die Dieselschiffmaschine ja sehr, und selbstverständlich ist die Ökonomie die Hauptsache, so daß sie dem Kohleantrieb, dem Dampfantrieb das Gleichgewicht halten, wenn nicht sogar einen Vorteil bieten kann. Aber ein Punkt ist bis jetzt hier noch nicht erwähnt worden: das ist die Umsteuerbarkeit, und gerade diese Umsteuerbarkeit ist doch ein Punkt, der den Praktiker und auch den Kapitän vor allen Dingen interessiert, und ich möchte sagen, daß diejenige Konstruktion der Dieselschiffmaschine, selbstverständlich bei gleichem Wirkungsgrade, von vornherein den Vorteil verdient, die ein absolut sicheres, ich möchte sagen, zweifellos sicheres Umsteuern gestattet. Wie Sie wohl alle wissen, steuern fast alle Dieselschiffmaschinen so um, daß in die Arbeitszylinder selbst in dem gegebenen Moment, wo von vorwärts nach rückwärts gesteuert werden soll, Preßluft von gewisser Spannung hineingelassen wird, die durch die Steuerorgane betätigt und reguliert wird. Das bedeutet natürlich eine kolossale Abkühlung der Zylinderwände, die während des Arbeitens mit Öl sehr erhitzt werden. Die Verbrennungstemperatur dieses Öles resp. des Ölgemisches mit Luft beträgt etwa 1200°, und die Temperatur der Einlaßluft ist gleich der Außentemperatur, wollen wir sagen: 30°. Das ist natürlich ein großer Unterschied, und ich möchte fast glauben, daß diese Temperaturunterschiede dem Zylinder gefährlich werden können. Und alles, was eine Schiffmaschine in der Konstruktion irgendwie gefährden kann, sollte man vermeiden. Mir ist bis jetzt nur eine Konstruktion bekannt, welche diesem Übelstande entgegenwirkt, und das ist die Konstruktion des Patents Hasselmann. Diese legt nicht die Umsteuerung in die Arbeitszylinder direkt hinein, sondern benutzt die Kompressoren, die nun doch einmal für den Betrieb der Dieselmotoren nötig sind, um Preßluft zu erzeugen, zum Umsteuern, indem mit einem Hebeldruck am Umsteuerungshebel die

Ventile, die sonst das Saugwerk bedienen, umgeschaltet werden, so daß die zwei Spülpumpenzylinder, deren Kurbeln unter 90° versetzt sind, nach Art einer Zwillingmaschine das Umdrehen nach vorwärts oder rückwärts ganz positiv sicher erfolgen lassen, solange man natürlich für eine entsprechende Luftmenge in Reservoirien oder sonst durch einen extra aufgestellten Kompressor Sorge trägt. Das ist natürlich Konstruktionssache und das kann man leicht erreichen. Auf andere Vorteile dieses Patentes Hasselmann hinzuweisen, verbietet mir die vorgerückte Zeit.

Ich darf erwähnen, daß die Firma Benz & Co. die Ausführung dieses Patents Hasselmann für Deutschland übernommen hat und bereits einen Schlepper in der Ostsee zu laufen hat, bei dem sich alle Erwartungen vollständig erfüllt haben. Ich glaube, es sind sehr angenehme Herren an Bord gewesen, die sich schon von der Güte dieser Einrichtung überzeugt haben, und ich möchte alle Anwesenden darauf aufmerksam gemacht haben.

Herr Direktor T o u s s a i n t - Kassel:

Königliche Hoheit, meine Herren! Wenn wir den Ölverbrauch bei den bewährten Viertakt Dieselmotoren betrachten, in allen Größen, von den üblichen kleinsten Zylinderdimensionen bis zu den größten, also sagen wir von zum Beispiel 200 Durchmesser bis 600, dann werden wir einen Ölverbrauch pro effektive PS finden, der bei den kleinsten etwa 220—230 g beträgt und bei den größeren 175—180.

Sehen wir uns diese Zahlen auch bei den einzelnen Zylindergrößen an, so finden wir, daß der Ölverbrauch mit wachsendem Zylinder immer günstiger wird und bei etwa 380 mm Zylinderdurchmesser, normale Kolbengeschwindigkeit von etwa 3,3 m vorausgesetzt, den günstigsten Ölverbrauch erreicht hat. Über diesem Durchmesser bleibt derselbe auf etwa 175—180 g stehen. Bei 400 und 500 mm und darüber finden wir die Kolbenkühlung.

Was sagen uns nun diese Zahlen? Abgesehen von dem ungünstigeren mechanischen Wirkungsgrad bei kleineren Einheiten übt der thermische Wirkungsgrad den Haupteinfluß aus auf diese Ergebnisse. Der thermische Wirkungsgrad ist bei den kleinen Motoren infolge der zu großen Kühlflächen im Verhältnis zum Zylindervolumen ungünstiger als bei den größeren Zylindern. Wir müssen also Herrn Professor Junkers für gewisse Zylindergrößen recht geben, wenn er behauptet, daß durch Verringerung der schädlichen Flächen im Totraum eine Effektverbesserung möglich ist. Doch können wir dies nach den vorgeführten Ölverbräuchen nur anwenden für die kleineren Zylinderdurchmesser.

Die mit diesen zu vergleichenden Zweitaktzylinderdurchmesser, die unter denselben Bedingungen dem angegebenen Viertaktzylinderdurchmesser entsprechen, liegen etwas tiefer, wegen der geringeren Abkühlung, die die Zweitaktzylinder überhaupt erfahren. Letztere werden also schon bei 250—300 mm Zylinderdurchmesser, normale Kolbengeschwindigkeit vorausgesetzt, den günstigsten Ölverbrauch erreicht haben.

Von diesen Größen ab wirkt die sogenannte schädliche Fläche im Totraum nicht mehr schädlich, bei größeren Durchmessern sogar genügt deren Kühlwirkung gar nicht mehr. Sie muß verstärkt werden, indem man Wasserkühlung bei den Kolben einführt, trotz der höchst unangenehmen Komplikationen, die dadurch die Maschine erfährt. Man ist in letzter Zeit sogar gezwungen worden, die Kolbenkühlung bei noch kleineren Zylinderdurchmessern einzuführen, als man es früher gewohnt war.

Man hätte sehr gern die Verbesserung des Effektes durch Zusammenhalten der Wärme mitgenommen und auf die komplizierte Kolbenkühlung verzichtet, wenn das sichere Arbeiten der Maschine dadurch nicht gefährdet worden wäre.

Im Schiffsdieselmotorenbau haben wir es bei den Zweitaktmotoren öfter erlebt, daß man nachträglich noch die Kolbenkühlung einführen mußte. Nach diesen Erfahrungen bin ich der Ansicht, daß die Theorie der kleinen schädlichen Flächen für kleine Zylinder von

Bedeutung ist, nicht aber für größere, die wir speziell im Schiffsmaschinenbau brauchen. Für alle Zylinderdimensionen paßt diese Theorie auf die Dampfmaschine, aber nicht auf die Gasmachine.

Zu bedenken ist noch hierbei, daß der Viertakt Dieselmotor gegenüber dem Junkersmotor eine ungeheure Kühlfläche hat; denn sie ist schon doppelt so groß wie beim normalen Zweitaktmotor. Gegenüber dem Junkersmotor kommt noch der wassergekühlte Deckel hinzu, der bei diesem vollkommen fehlt und zweimal in Wirkung tritt, und während weiteren zwei Tothüben kühlen die gekühlten Wasserwände das Zylinderinnere.

Beim Junkersmotor, speziell den kleineren Typen, stehen diesen Kühlflächen nur zwei ungekühlte Kolben gegenüber.

Trotzdem ist der Viertaktmotor im Ölverbrauch günstiger als die normalen Zweitaktmotoren, und zwar 10 bis 15 %. Gegenüber dem Junkersmotor ist er gleich, bei den kleineren aus den angegebenen Gründen und wegen der günstigeren Spülung allerdings etwas günstiger.

Könnten wir also bei den Deckeln der kleinen Viertaktmotoren auf die Kühlung verzichten oder sie auf ein Minimum reduzieren, was allerdings wegen der eingebauten Ventile nicht gut möglich ist, so würde auch hier die Differenz noch kleiner werden.

Wir erkennen also aus diesen einfachen Überlegungen, daß die kleinen Kühlflächen speziell im Totpunkt bei einer Gasmachine nicht von der Bedeutung ist, wie sie uns Herr Professor Junkers darstellt.

Zweifelloos wird das Anspringen bei den kleinen ungekühlten Kolbenflächen günstiger, ebenso ist es mit ihnen möglich, eine geringere Umdrehungszahl zu erreichen als mit den normalen Motoren, im erhöhten Maße gegenüber den kleineren Motoren.

Sehr angenehm wird bei diesem System das Fehlen der Spül- und Auspuffventile empfunden, und das Ausspülen der Zylinder von Abgasen ist wohl das denkbar beste, womit zum größten Teil auch die günstigen Ölverbrauche zu erklären sind.

Mit welchen konstruktiven Mitteln wurden nun diese Vorteile erreicht? Die hier vorgeführten typischen Junkersdieselschiffsmaschinen haben Konstruktionen — darin muß ich meinem geehrten Vorredner, Herrn Oberingenieur Schwarz beitreten — die sehr unangenehmer Natur sind.

Die Traversen über den Kolben, die langen Zugstangen sind sehr schwierige Zugaben. Die Tandemanordnung erschwert noch mehr die Zugänglichkeit und das Ausbauen der Kolben. Maschinen von solcher Höhe werden viele Gegner finden.

Die vielen Ventile, die wir bei den heutigen Schiffsmotoren, Viertakt- wie Zweitakt, haben, sind zweifellos äußerst unangenehme Beigaben. Vier bis sechs Ventile pro Deckel verlangen eine Wartung bei den mehrzylindrischen Schiffsmaschinen, die bei den kurzen Aufenthalten, wie sie speziell noch unsere Handelsschiffe in den Häfen haben, schwer zu bewältigen ist.

Ich versuchte deshalb vor einigen Jahren, als die Junkersölmaschine noch nicht bekannt war, ebenfalls die ventillose Maschine mit der günstigen Spülung zu verwirklichen. Die Oechelhäuser-Junkersgasmachine, die schon seit vielen Jahren bekannt ist, wie Sie auch heute gehört haben, und die in der äußeren Erscheinung der Junkersölmaschine gleich ist, schien mir jedoch nicht die geeignete Lösung für Schiffe zu sein.

Ich entschied mich deshalb dafür, zwei Zylinder nebeneinander zu legen, so wie sie bei Oechelhäuser-Junkers hintereinander liegen. Durch die Umknickung der Zylinder wird die Spülung allerdings nicht ganz so günstig wie bei Junkers.

Ebenso begehe ich nach der Theorie von Professor Junkers einen großen Fehler, indem die schädlichen Flächen im Totraum größer werden als beim normalen Zweitaktmotor. Nach dem Vorhergesagten finde ich diese Nachteile jedoch nicht von Bedeutung.

Übrigens vertreten erste Kapazitäten auf dem Gebiete der Gastechnik ebenfalls nicht den Standpunkt von Herrn Professor Junkers, wie vorhin auch angedeutet wurde; so sagt zum Beispiel Eugen Meyer in der Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 1902, daß „die Wärmeabgabe an die Zylinder einen viel geringeren Einfluß auf den Wirkungsgrad habe, als dies nach dem hohen Prozentsatz der insgesamt an die Wandungen gehenden Wärme scheinen möchte“.

Eine ähnliche Ansicht vertritt Herr Dr. A. Riedler (Großgasmaschine 1905). Ich beschränke diese Ansicht nur auf mittlere und große Zylinder und bin auch der Meinung des Herrn Professor Junkers, daß nicht allein Temperatur, sondern auch Druck und Wirbelung einen Einfluß auf den Wärmedurchgang ausüben. Wir wissen aus verschiedenen anderen Gesetzen und Fällen, zum Beispiel bei Überhitzern, daß die Geschwindigkeit des Dampfes eine ganz erhebliche Wirkung auf den Wärmedurchgang ausübt, und dieses tritt auch hier durch die Wirbelung ein.

In den schädlichen Flächen bin ich günstiger als die Viertaktmaschine, wenn ich berücksichtige, daß der Totraum bei der Viertaktmaschine doppelt so lang gekühlt wird als bei der Zweitaktmaschine. Die Spülung wird besser als bei den Zweitaktmaschinen mit Ventilen.

Da in den Zylinderdeckeln alle großen Ventile fehlen und höchstens noch ein Einspritzventil vorhanden ist, so kann ich auch die Deckelkühlung bis auf das äußerste beschränken, wodurch ein Effekt erzielt wird, der sich nicht nennenswert von der Junkersmaschine unterscheiden wird. Die Maschinenhöhe bleibt normal, die größere Länge wirkt selten störend. Ich kann noch das Anspringen verbessern durch hohen Preßdruck der Einspritzluft, wie es auch Junkers macht, ferner durch Vorwärmen der Luft usw.

Bei größeren Einheiten ist die Anordnung betreff der Kühlflächen sogar günstiger, weil ich die Kolbenkühlung erst bei größeren Zylindereinheiten einführen muß.

Da bei der von mir vorgeschlagenen Zweizylinderanordnung die Zylinderdimensionen in bewährten Grenzen bleiben, wenn das praktische Maximum des Kurbelzapfendurchmessers erreicht ist, so sehe ich auch hierin einen weiteren, nicht zu unterschätzenden Vorteil.

Die geringen Kühlflächen beim Junkersmotor sind für diesen bei größeren Zylindereinheiten sogar von Nachteil. Der Junkersmotor verlangt bei der Vergrößerung der Zylinder von allen Motoren am frühesten die Kolbenkühlung, und deshalb werden sich bei ihm auch am ehesten die Nachteile der großen Zylindervolumina zeigen.

Die Oechelhäuser-Junkersgasmaschine, die vor etwa 12 Jahren in den Kreisen der Fachleute ebenfalls großes Aufsehen erregte, krankte auch an der zu hohen Temperatur im Zylinder. Es traten Frühzündungen auf und Zylinder- und Kolbenbrüche verliefen ebenfalls nicht einwandfrei. Die Ladevorgänge, die Kompliziertheit des Gestänges wurde immer sehr unangenehm empfunden. Heute wird diese Maschine aus den angegebenen Gründen nicht mehr gebaut.

Wenn auch Vorzündungen und die Nachteile der ungünstigen Gasladung bei der Dieselmachine nicht in Frage kommen, wenn auch die einfache Form der Zylinder in bezug auf das Reißen derselben von Vorteil ist, so sind doch die geschilderten Nachteile so wichtiger Natur, daß dieselben auf die zukünftige Entwicklung der Junkersdieselmachine sicher von Einfluß sein werden.

Herr Direktor S a i u b e r l i c h - Osterholz:

Eure Königliche Hoheit! Meine Herren! Herr Professor Junkers hat uns heute in dankenswerter Weise die grundlegenden Ideen und Forschungsergebnisse einer Lebensarbeit beschert. Seine Arbeiten sind um so interessanter, als nachweislich auch andere Ingenieure selbständig auf seine Maschine gekommen sind. Niemand hat aber wohl die

Verhältnisse des Motors so scharfsinnig durchleuchtet wie Herr Professor Junkers. Ging er doch unbeirrt durch die scheinbaren Nachteile äußerlicher Komplikationen vom Sitz des Kerns aller Motorwissenschaft, dem Verbrennungsraum, aus und wies durch seine jahrelangen Versuche in seinem Privatlaboratorium praktisch die Richtigkeit seiner grundlegenden Ideen nach. Es war an sich unschwer, bei dem Suchen nach Konstruktionsformen von Dieselmotoren auch auf die von Junkers angegebene Form zu stoßen. Brauchte man doch beispielsweise nur das Dieselpinzipp mit der vorhandenen Gasmaschinenform zu kombinieren, um äußerlich die Junkersmaschine zu finden. Aber nur äußerlich. Das Beispiel der Junkersmaschine zeigt in eklatanter Form, wie himmelweit entfernt die Bedeutung des einfachen konstruktiven Aufbaues einer Maschine von einer klaren wissenschaftlichen Erkenntnis derselben ist. Wir Ingenieure in der Praxis sind nur allzuleicht geneigt, eine Konstruktion wegen äußerlicher Unbequemlichkeiten zu verurteilen. Wir müssen daher Herrn Professor Junkers, der im festen Vertrauen auf seine Theorien gewaltige persönliche Opfer gebracht hat, wie wir sie kaum bei einem Hochschulprofessor erlebt haben, dankbar für seine ausdauernde Arbeit und für das Geschenk sein, das er uns heute gebracht hat. (Lebhafter Beifall.) Ich bedauere nur aus bestimmten Gründen, daß Herr Professor Junkers unter seinen Skizzen nicht auch die einfachsten Konstruktionsmöglichkeiten gebracht hat, welche sich auch ohne Kreuzköpfe und Tandemanordnung darbieten und vielleicht berufen sein werden, eine Umwälzung auf dem Gebiete des landläufigen Dieselmotorbaus hervorzurufen. Ich bemerke nebenbei, daß die Umsteuerung des Junkersmotors so einfach wird, wie überhaupt eine zweite Umsteuerung nicht denkbar ist. Es ist interessant, bei näherer Bearbeitung der Maschine zu sehen, wie gerade der scheinbar unwirtschaftlich komplizierte äußere Aufbau berufen ist, wirtschaftlich bahnbrechend zu wirken. Durch den durch die Anordnung der gegenläufigen Kolben bedingten Massenausgleich sind derartig hohe Umdrehungszahlen möglich, daß in vielen Fällen der Motor wegen seiner Leichtigkeit und Billigkeit konkurrenzlos dastehen wird. Es ist wohl aus diesem Grunde angängig, daß auch auf dem Gebiete des Kleinmotorenbaues, welchen Herr Professor Junkers meiner Erinnerung nach nicht erwähnt hat, der Junkersmotor als einziger Dieselmotor als gefährlicher Gegner auftreten wird, um endlich auch dem Kleinbetrieb zu billigen Beschaffungspreisen den wirtschaftlichen Segen des von Diesel angegebenen Verbrennungsverfahrens zu sichern. Glückauf denn zum ersten Stapellauf des ersten Schiffsjunkersmotors!

Herr Direktor R e g e n b o g e n - Kiel:

Königliche Hoheit! Meine Herren! Den Ausführungen meines Vorredners stimme ich nur zum Teil zu. Ich habe an den Beifallsbezeugungen für Herrn Professor Junkers lebhaft teilgenommen und bin sehr dankbar für die geistreichen und viel Neues bringenden Darlegungen, die er uns heute gebracht hat. Ich habe mich nicht darauf vorbereitet, auf den Vortrag eingehend zu erwidern, vielmehr habe ich mir nur im Laufe des Vortrages einige Notizen gemacht über Dinge, die von meinen Vorrednern teils nicht berührt wurden, teils meine Zustimmung nicht finden, weshalb ich Sie bitte, mir einige Augenblicke zu gestatten.

Meine Herren, man muß bei allen Dieselmotoren, also auch bei den Junkers-Dieselmotoren unterscheiden zwischen Eigenschaften, welche dem Dieselmotor allgemein anhaften, und solchen, welche dem zur Diskussion stehenden im speziellen zu eigen sind; dann erst wird man die Vorteile und Nachteile, welche hervorgehoben werden, abschätzen beziehungsweise auf das Konto der Junkersmaschine oder auf das Konto der Dieselmotoren im allgemeinen schreiben können. Ich bitte Sie, von diesem Gesichtspunkt aus zu verfahren, dann werden Sie sich selbst ein klares Bild machen können.

Meine Herren, wie vorhin schon gesagt worden ist: bei Abmessungen, wie sie für Schiffsmaschinen in Frage kommen — und das ist ja wohl das Thema, das heute hier zur Sprache kommen muß — wird die Kühlung der Kolben der Junkersmaschine ebenfalls nötig sein. Ist die Kühlung nötig, so haben wir als abkühlende Flächen dort zwei Kolben mit gegeneinanderliegenden Flächen vom Querschnitt des Zylinders und die Zylinderwand, gegenüber einer normalen Dieselmachine im Zweitakt, welche an der einen Seite den abgekühlten Kolben, an der anderen den Deckel hat und die Zylinderwandung. Der Unterschied zuungunsten der Dieselmachine wird also nur vielleicht die etwas größere Oberfläche sein, welche nötig ist zur Profilierung des Deckels, um die notwendigen Ventile durchzulassen. Ich glaube nicht, daß diese Kühlfläche so sehr viel größer bzw. daß ihr Einfluß ein so verderblicher sein dürfte, als es dargestellt wurde, oder gar, daß er den Unterschied vom Erfolg zum Nichterfolg ausmacht.

Meine Herren, was weiter die Leistungserhöhung der Dieselmachine angeht, so ist darüber ja vorhin schon gesprochen worden, ich möchte aber nochmals anführen: die Leistungserhöhung ist auf verschiedenen Wegen, auch auf dem von Professor Junkers angeführten, bei jeder Dieselmachine, nicht allein bei der Junkersschen, möglich, sie ist auch schon andererseits vorgeschlagen und ausgeführt worden, so bei der normalen Gasmaschine.

In der Druckschrift ist ein Vergleich zwischen Maschinengrößen nach Junkers mit Leistungserhöhung und der doppelwirkenden Dieselmachine nach dem Zweitaktssystem gemacht worden. Meine Herren, dieser Vergleich ist nach meiner Ansicht nicht ganz richtig, denn man darf nicht eine Maschine mit Leistungserhöhung auf der einen Seite mit einer mit normalem Druck arbeitenden Dieselmachine auf der anderen Seite vergleichen.

Was nun die liegende Maschine angeht, die von Professor Junkers als vorteilhaft für den Schiffsbetrieb hingestellt wird, so glaube ich, daß da nicht allein maschinenbautechnische Bedenken, sondern vor allem schiffbauliche und militärische Bedenken entgegenstehen, die es wohl nicht möglich machen, das Schiff in der Querriechung offen zu lassen ohne dicke Längsschotte, die das Schiff in verschiedene wasserdichte voneinander unabhängige Räume zerlegen, selbst wenn die Konstruktion, die von Professor Junkers vorgeschlagen wird, in der Festigkeitsrechnung keine Schwäche zeigt. Es ist aber auch vom Standpunkt des Maschinenbauingenieurs sehr viel dagegen zu sagen.

Meine Herren, die Vorteile, welche der Dieselmachine nach dem System des Herrn Professor Junkers zukommen, sind nach meiner Meinung:

1. die nicht zu verkennende gute Spülung,
2. die verhältnismäßig etwas kleinere kühlende Fläche,
3. das Fehlen der Spülventile und
4. das Fehlen der Stopfbüchsen.

Ein Massenausgleich läßt sich bei der sechszylindrigen, doppelwirkenden Dieselmachine ebenfalls in einwandfreier Weise erzielen. Zum Punkte Stopfbüchsen möchte ich noch bemerken, daß es erfreulich ist, zu hören, daß die Stopfbüchsen nicht so viele Anstände machen wie viele Leute glauben. Ich selbst bin ja auch im Großgasmaschinenbau lange tätig gewesen und kann Ihnen bestätigen, was Herr Schwarz vorhin gesagt hat: es gibt heute einwandfreie Stopfbüchsenkonstruktionen, die lange, störungsfreie Betriebszeiten zulassen ohne allzugroße Wartung, so daß von der Seite aus keine Befürchtung gehegt zu werden braucht.

Meine Herren, was nun aber die Zukunft der Groß-Dieselmachine angeht, so glaube ich, werden wir dasselbe erleben, was wir bei dem Großgasmaschinenbau erlebt haben. Zu Anfang wurde die Maschine überschätzt in der Leistungsfähigkeit, das heißt, sie wurde überlastet, man strengte sie bis aufs äußerste an, und die Fehlschläge, die Nackenschläge

kamen Tag auf Tag. Erst nachdem man eingesehen hatte, daß man die Anforderungen in bezug auf die Belastung der Maschine nicht zu hoch schrauben darf, kamen die Erfolge, und die sind, wie jeder einzelne wird zugeben müssen, im Großgasmaschinenbau voll eingetreten. Sie werden auch im Groß-Dieselmotorenbau voll eintreten, sobald man die Wirtschaftlichkeit zwar im Auge behält, sie aber nicht allein in die erste Reihe rückt bezw. sie nicht auf den Brennstoffverbrauch allein beschränkt, sondern auch Zuverlässigkeit, Betriebsfähigkeit, Lebensdauer der Maschine usw. ins Auge faßt. Sobald man das Gewicht der Maschine soweit vergrößert, als es notwendig ist, um die Kräfte, die aufzunehmen sind, in der richtigen von den Technikern beherrschten Weise aufzunehmen, sobald man die Belastung so wählt, daß man die Wärmemengen, die abzuführen sind, ohne gefährliche Erwärmung dauernd abführen kann, wird man größere Erfolge zu verzeichnen haben. Sobald Beanspruchungen, wie sie ja zeitweise möglich sind und wie sie Herr Professor Junkers in seinem Laboratorium erreicht hat mit mittleren Drücken von 10 Atmosphären und mehr und mit Leistungserhöhung, ausgeschlossen werden, wird man eine betriebs sichere, allen Ansprüchen genügende Dieselmotore bauen können, und zwar wird man sie nach meiner Meinung bauen können sowohl nach Professor Junkers wie auch nach dem doppelwirkenden Zweitaktssystem. Welche Maschine den Markt erobern wird, ist heute absolut unmöglich zu sagen. Wahrscheinlich werden beide Maschinengattungen ihr Feld behaupten, da beide Vorteile für sich haben, die in dem einen oder anderen Falle ausschlaggebend sind.

Herr Oberingenieur Dr.-Ing. P a u l R i e p p e l - Hamburg:

Königliche Hoheit, meine Herren! Ich habe die Absicht mich möglichst kurz zu fassen und möchte zunächst nur auf einen Punkt hinweisen, den Herr Schwarz aus Nürnberg und eben auch Herr Direktor Regenbogen erwähnt hat, nämlich die Stopfbüchse. Herr Schwarz erwähnte den Versuch, den wir bei Blohm & Voß mit einer doppelwirkenden Ölmaschine mitgemacht haben und wobei, wie er sagte, bei einem Dauerversuch von 120 Stunden die drei Stopfbüchsen verschiedenen Systems anstandslos gearbeitet haben. Darf ich Ihnen dazu noch eine ergänzende Bemerkung bringen. Wir haben zu Versuchszwecken in einem Zylinder auf der unteren, also der am meisten gefährdeten Seite, mit dem, wie Herr Professor Junkers annimmt, sehr ungünstigen Verbrennungsraum einen Zündungsdruck von 50 Atmosphären hergestellt durch sehr hohe Kompression und kleine zusätzliche Druckerhöhung durch die Zündung selbst. Mit diesem hohen Druck hat der untere Deckel bisher 250 Betriebsstunden mit Vollast zu verzeichnen, ohne die geringste Störung. Wir lassen es ja jetzt des grausamen Spiels genug sein, da es für die Weiterentwicklung unserer Maschine nur ein nebensächlicher Versuch sein soll; aber es mag Ihnen einen Beweis liefern, meine Herren, daß die Stopfbüchsen genügend betriebs sicher sind, und daß auch die am meisten gefährdeten unteren Zylinderdeckel jetzt so ausgebildet werden können, daß wir die berechtigte Hoffnung haben dürfen, die wesentlichen Schwierigkeiten bald hinter uns zu haben.

Es ist zu vielen Herren hier bekannt, als daß ich es nicht auch öffentlich sagen dürfte: unsere ersten Zylinderdeckel sind nach verhältnismäßig kurzer Betriebszeit, ungefähr 200 Stunden, gerissen und mußten ausgewechselt werden. Wir scheinen aber, wie ich Ihnen eben ausführte, auf dem Wege zu sein, alle diese Schwierigkeiten zu überwinden.

Auf die übrigen Punkte, die ich in der Diskussion gerne behandelt hätte, bedaure ich aus Mangel an Zeit nicht im einzelnen mehr eingehen zu können; aber gestatten Sie mir, Ihnen kurz das Gerippe und das Resultat meiner Überlegungen vorzutragen.

Was wollen wir? Wir wollen eine brauchbare Schiffsölmotore, die bis zu den größten Typen entwicklungsfähig ist. Für die Entwicklungsfähigkeit kommt zunächst nur der doppelwirkende Zweitakt in Frage, denn einfach wirkende Maschinen sind für dieses Ziel nur ein Übergangsstadium, ein Endziel können sie nicht sein, und Herr Professor Junkers

hat ebenso wie wir, die Maschinenfabrik Augsburg und Nürnberg und Blohm & Voß, das Problem gleich an der schwierigsten Stelle der Doppelwirkung angepackt. Einfach wirkende Maschinen werden für kleine Einheiten unter 1000 oder 1200 PS zweifellos immer ihren Platz behalten; für große Leistungen glaube ich nicht, daß sie sich behaupten können. Es sollen demnach im folgenden nur die d o p p e l t w i r k e n d e n Maschinen beider Systeme, also die Junkers'sche Vierkolbenmaschine mit unserer der Dampfmaschine nachgebildeten Zweideckelmaschine verglichen werden.

Die Schiffsölmachine muß in erster Linie betriebssicher sein, erst in zweiter Linie kommt die Frage der Ökonomie. Wenn wir nun die beiden Maschinen auf die Frage der Betriebssicherheit untersuchen, so haben wir bei beiden zunächst die Gefahren der Wärmespannung und die Schwierigkeiten der Wärmeabführung. Sie liegen bei uns von Anfang an erheblich ungünstiger als bei Herrn Professor Junkers. Wir haben einen sehr einfachen Zylinder und zwei komplizierte Deckel. Daß die Schwierigkeiten der Deckel überwunden werden können, ist mir sicher. Herr Junkers wird wahrscheinlich in viel kürzerer Zeit als wir die Schwierigkeiten seiner Zylinder, deren Ausbildung ja erheblich komplizierter ist als die der unsrigen, auch überwinden; dann fallen die aus der Wärmeabführung resultierenden Gefahrquellen bei beiden Maschinen fort und es können nach Eliminierung dieses Punktes die Maschinen rein vom betriebstechnischen Standpunkt aus verglichen werden. Halten Sie es nun für wahrscheinlich, daß eine Maschine, die statt eines Kolbens deren vier, statt einer Schubstange mit Gleitbahn und Kurbel deren je drei hat, auf die Dauer wirklich betriebssicherer ist als eine normale doppeltwirkende Ölmachine? Ich halte es zunächst für nicht ganz wahrscheinlich.

Dann die Frage der Ökonomie. Es ist doch wohl ein Charakteristikum des Schiffsmaschinenbaues, daß die Frage der für stationäre Maschinen so wichtigen Wirtschaftlichkeit hier eine gewisse sekundäre Rolle spielt, und man wird niemals zugunsten einer besseren Ökonomie, solange wenigstens die Differenz sich in so verhältnismäßig kleinen Grenzen bewegt, wie bei diesen beiden Maschinen, eine Komplikation mit in den Kauf nehmen wollen. Ich glaube, die Entwicklung der Schiffsmachine bietet dafür genügend Beispiele. Nun hat Herr Professor Junkers einen Brennstoffverbrauch, der etwa 10 % besser ist als bei unseren normalen Maschinen, also eine bessere Ökonomie des B r e n n s t o f f e s, betone ich; es fragt sich aber: ist das für die Beurteilung der Wirtschaftlichkeit tatsächlich ausschlaggebend? Glauben Sie nicht, daß eine Maschine mit dem dreifachen Gestänge und mit einer erheblich größeren Anzahl sonst bewegter Teile zunächst teurer zu bauen ist, und daß größere Abschreibungen auf die Maschine vorgenommen werden müssen? Und dann möchte ich eins erwähnen: die Frage der Schmierung. Nehmen Sie an, daß Herr Professor Junkers pro PS-Stunde 2 g Schmieröl mehr verbraucht als wir, so ist damit die ganze Wirtschaftlichkeit des Brennstoffverbrauchs illusorisch, denn das Schmieröl kostet ungefähr 10 mal soviel wie der Brennstoff. Es ist aber jedenfalls anzunehmen, daß die 3 Kurbellager, Wellenlager und Gleitbahn mit vier Kolben, wenn vielleicht auch nicht um 2 g pro PS-Stunde, aber doch jedenfalls ganz erheblich mehr Schmieröl verbrauchen werden als die normale Maschine.

Wenn ich das alles zusammenfasse und mir gleichzeitig überlege, daß auf der einen Seite die Großindustrie, gestützt auf die langjährigen Erfahrungen des Großgasmaschinenbaus, den Bau von doppeltwirkenden Ölmachines unternommen hat, daß auf der anderen Seite Herr Professor Junkers nur auf Grund weniger und, wie ich mit Bedauern konstatieren muß, von der Praxis abgelehnter Ausführungen von Gasmaschinen und auf Grund zweier verhältnismäßig kleiner Versuchsmachines den Bau aufnimmt, so glaube ich doch, daß hier zwei Parteien in ein Rennen gehen, in dem die Chancen für beide zunächst nicht ganz gleich sein dürften.

Wie dem aber auch sei — das Feld dieser Betätigung ist derartig groß, daß wir alle

recht gut nebeneinander existieren können, und gerade einem Mann, wie Herrn Junkers, der wissenschaftlich so hochstehend ist und so Bedeutendes für die Verbrennungskraftmaschine geleistet hat, wünscht wohl auch jeder Konkurrent aus ehrlichem Herzen einen vollen Erfolg, der neben dem der normalen doppeltwirkenden Maschine recht gut wird bestehen können.

Herr Direktor N o e - Aschersleben:

Euere Königliche Hoheit, meine Herren! Die Worte des letzten Vorredners geben mir Veranlassung, trotz der vorgerückten Stunde das Wort zu ergreifen. Der Herr Vorredner wies mit Recht darauf hin, daß der Haupt Gesichtspunkt, von dem bei dem Bau einer Schiffsdieselmachine ausgegangen werden muß, die absolute Betriebsicherheit ist. Er hat nun die Betriebsicherheit der Oechelhäusermaschine gegenüber der doppeltwirkenden Viertaktmaschine bezweifelt. Nach meiner Überzeugung ist die Betriebsicherheit der Oechelhäusermaschine eine mindestens ebenso hohe, wie die der doppeltwirkenden Nürnberger Maschine. Ich darf vielleicht darauf aufmerksam machen, daß die Firma, der ich vorstehe, die meisten Oechelhäuserschen Gasmachines in Deutschland gebaut hat. Im Laufe des letzten Jahres habe ich verschiedene Werke besucht, auf denen unsere Oechelhäusermaschinen aufgestellt sind, und übereinstimmend sagten mir die Betriebsdirektoren, denen unsere Maschinen unterstellt sind, daß sie zu Klagen wegen der Betriebsicherheit unserer Maschinen durchaus keine Veranlassung hätten. Der Betriebsleiter der Differdinger Hütte, der seit 10 Jahren in angestrengtem Tag- und Nachtbetrieb (es handelt sich um ein Walzwerk) eine unserer Oechelhäusermaschinen zu laufen hat, sagte mir: „Es ist schade, daß die Oechelhäusermaschine nicht vor 12 Jahren in geschicktere Konstruktionshände gekommen ist; an sich ist sie eine wunderbare Maschine und es ist ein Vergnügen, zu sehen, wie rasch man die Kolben ausbauen kann, man braucht zu dieser Arbeit nicht viel mehr Stunden, als bei der doppeltwirkenden Tandemmaschine ungefähr Tage.“

Eine ganz ähnliche Äußerung tat mir gegenüber der Betriebsleiter der Fabrique Nationale d'Armes de Guerre in Herstal.

Was nun für diese liegende Oechelhäusermaschine gilt, wird nicht ohne weiteres für die in Tandemanordnung gebaute stehende Schiffsmachine der Fall sein. Ich habe lebhaftes Bedenken, wenn ich den turmartigen Aufbau einer Maschine sehe, wie sie Herr Professor Junkers im Bilde gezeigt hat. Die Zukunft wird über diese Frage entscheiden.

Ich darf vielleicht noch kurz auf eine Sache zurückkommen, welche mehrere Vorredner erwähnt haben. Herr Ingenieur Schwarz wies darauf hin, daß Sulzer die doppeltwirkende Dieselmachine bisher nicht ausgeführt habe aus Furcht, wie er glaubt, vor der Stopfbüchse. Ich bin nicht der Meinung, daß es die Stopfbüchse an sich ist, vor der man sich scheut, sondern daß man Furcht vor den Deckeln hat, in welche die Stopfbüchsen eingebaut sind. Daß diese Deckel außerordentlich viel Schwierigkeiten bisher gemacht haben, wissen wir; wahrscheinlich liegt hierin der Grund, daß man die doppeltwirkende Zweitaktmaschine bei Sulzer bis heute nicht forciert hat.

Meine Herren, wir haben heute zwei Vorträge über Schiffsoelmaschinen gehört, es handelte sich um Kolbenmaschinen; wir werden morgen einen dritten Vortrag über eine Ölmaschine für Schiffszwecke hören, und zwar über eine rotierende Ölmaschine. Es geht hieraus wohl hervor, welche Bedeutung heute in den Kreisen des Schiffsmaschinenbaues der Schiffsoelmaschine beigemessen wird. Deutschland ist ja das eigentliche Ursprungsland der Gasmachine. Wir dürfen mit Stolz die Namen Otto, Langen, Daimler, Oechelhäuser, Diesel, dann den leider zu früh verstorbenen Hans Richter als die Schöpfer des modernen Gasmachinesbaues bezeichnen. Wir wollen deshalb hoffen, daß die Entwicklung, welche die Gasmachine bis heute in Deutschland genommen hat, ihr in unserem Lande auch in

Zukunft vorbehalten bleibt, damit Deutschland ferner auch an der Spitze des Gasmaschinenbaues, insbesondere des Schiffsgasmaschinenbaues stehen wird zum Wohle unserer Industrie, zum Heil unserer Marine.

Herr Professor L a a s - Charlottenburg:

Eure Königliche Hoheit, meine Herren! Bis jetzt sind in der Diskussion nur Herren des konstruktiven Maschinenbaus zur Geltung gekommen. Ich habe eigentlich gehofft, daß sich auch Herren aus der Betriebspraxis der Schiffe noch zu einzelnen Punkten, die hier zur Erörterung gekommen sind, äußern würden. Das ist leider bisher nicht geschehen, und das gibt mir Veranlassung, kurz das Wort zu ergreifen.

Vor etwa $1\frac{1}{2}$ Jahren hat Herr Professor Junkers mir die Ehre angetan, mich zur Mitarbeit an der Einführung seiner Maschine nach der schiffbautechnischen Seite hin aufzufordern. Ich bin mit Zögern an diesen Auftrag herangegangen und habe mich bemüht, mich in den Gedankengang des Herrn Junkers hineinzufinden, um mir selbst klar zu machen, ob vom Standpunkt der Betriebssicherheit der Schifffahrt Bedenken gegen seine Konstruktionen zu erheben sind.

Im weiteren Verlauf der Sache habe ich dann Gelegenheit gehabt, mit sehr vielen Herren aus dem praktischen Betriebe, den Inspektoren, Oberinspektoren, Oberingenieuren der verschiedenen Reedereien des In- und Auslandes über diese Frage zu sprechen. Ich kann deshalb von m e i n e m Urteil ganz absehen. Daß ich die Sache für gut halte, geht einfach daraus hervor, daß ich auch weiterhin gewillt bin, mit Herrn Junkers auf diesem Gebiet zusammenzuarbeiten. Auf mein Urteil kommt es aber nicht an. Das Urteil der meisten im praktischen Schiffsbetriebe stehenden Herren lautet anders als das der meisten heute hier zu Worte gekommenen Herren von der Maschinenkonstruktion. Wenn auch von einigen der Herren Redner ohne weiteres die Vorteile anerkannt worden sind, die auf der wärmetechnischen Seite liegen, so bleiben in der Hauptsache noch zwei Vorurteile, zwei Gegenmeinungen gegen die Junkersmaschine bestehen; das ist erstens das viele Gestänge, die vielen Kolben und zweitens die große Höhe. In den Kreisen des praktischen Schiffsbetriebes haben sowohl die leitenden Techniker großer Reedereien des In- und Auslandes wie leitende Techniker auswärtiger Marinen gegen die Zahl der Laufgestänge, die in den einfachsten Formen hin- und hergehen und einfache Elemente des Maschinenbaus sind, nichts einzuwenden gehabt. Bei ernster Besprechung der Angelegenheit ist dieses Bedenken, wenn es vorhanden war, fast immer geschwunden. Es bleibt also die Höhe der stehenden Junkersmaschine in Tandemanordnung. Daß wir bei unseren großen Schiffen in der Höhe viel Platz haben, davon kann sich jeder überzeugen, der einmal in den Maschinenschacht hineingeschaut hat. Er schaut tief hinab wie in einen Keller, bis er auf den Zylinderdeckel hinunterblickt. Da ist reichlich Platz vorhanden. Wir können noch viel höhere Maschinen haben; dem steht nichts im Wege. Auch dieses Bedenken wird von denen, die im praktischen Betriebe stehen, nicht geteilt.

Wenn wir uns also überlegen, was für schwerwiegende Bedenken gegen die Junkersmaschine vorliegen, so bleibt schließlich nichts übrig, und es bestehen eine Reihe besonders für den Schiffsbetrieb wertvoller Vorteile. Aber trotzdem sollen diese Erwägungen nicht entscheiden, sondern es kommt selbstverständlich darauf an, was die ersten ausgeführten Maschinen bringen werden, und wir Schiffbauer können uns sehr darüber freuen, daß wir in Deutschland augenblicklich eine Reihe von Möglichkeiten haben, Erfahrungen abzuwarten. Es sind im deutschen Schiffbau sämtliche Systeme zum Wort gekommen. Die großen Reedereien haben den Mut gehabt, den verschiedenen Systemen die Möglichkeit der Ausführung auf Schiffen zu geben; von der Marine weiß ich leider nichts derartiges zu berichten. Im Auslande ist man vielleicht in der Beziehung etwas weiterschauend; dort gibt

man allen vorhandenen Systemen, die eine Aussicht bieten, die Möglichkeit, zu zeigen, was sie können. In der deutschen Reederei ist jedenfalls der Mut gewesen, allen vorhandenen Systemen die Möglichkeit geben, zu zeigen, was sie können. Wir wollen daher abwarten; das nächste Jahr wird uns auf diesem Gebiet zweifellos einen großen Fortschritt in der Entwicklung bringen.

Herr Professor H. J u n k e r s - Aachen (Schlußwort):

Es sind von Herrn Schwarz außer der Anerkennung, die er dieser Konstruktion hat zuteil werden lassen, und für die ich ihm danke, auch Nachteile derselben hervorgehoben worden. Gestatten Sie, daß ich Ihnen meine Ansicht hierüber mitteile.

Es ist zunächst die Höhe der Maschine bemängelt worden. Meine Herren, das stimmt nicht. Eine Maschine wird nicht länger, wenn sie zwei Kolben hat, sondern kürzer. Bitte, untersuchen Sie das doch selbst einmal. Wenn Sie denselben Hub in zwei Teile zerlegen, dann wird die Maschine nicht länger, sondern kürzer. Die allgemeine Ansicht, daß eine Maschine mit zwei Kolben sehr lang wird, stützt sich vielleicht — wenigstens so scheint es mir — auf den Umstand, daß die Maschine im Vergleich zur Flügelstange viel länger wird. Die Flügelstange ist ja aber nur halb so groß infolge der Hubteilung. Denken Sie sich in der Zeichnung die Flügelstangenlänge verdoppelt, dann kommen Sie gleich zu der Ansicht: die Maschine ist nicht lang, sondern kurz. Eine Doppelkolbenmaschine wird so lang wie eine Dampfmaschine. Die Tandemmaschine scheint noch viel länger zu werden. Das ist auch nicht wahr. Eine Tandemmaschine wird bei kurzer Bauart $7\frac{1}{2}$ bis 8 mal so lang wie der Hub; das ist nicht länger als wie bei einer Ölmaschine mit doppelwirkendem Kolben. Meine Herren, das muß man untersuchen; man darf hier nicht nach der Skizze gehen, sondern nach der Konstruktion. Also ich wiederhole noch einmal: eine Doppelkolbenmaschine ist kürzer als jede andere bei gleichem Hub, und der Hub entscheidet. Man kann auch eine Doppelkolbenmaschine kurzhüblig bauen, aber dann wird sie ebenso wie jede andere kurzhüblige Verbrennungsmaschine entsprechend schlecht; der Brennstoffverbrauch wird schlechter, der mechanische Nutzeffekt wird schlechter, die Betriebssicherheit wird geringer usw.

Dann ist das Gestänge bemängelt worden. Meine Herren, ich glaube, das darf man so nicht machen wie geschehen. Auch von Herrn Dr. Rieppel wurde das Gestänge in der Weise kritisiert, daß einfach die Anzahl der Teile hervorgehoben wurde; wir haben vier Kolben statt eines, wir haben drei Flügelstangen statt einer. Meine Herren, das ist es doch nicht, was entscheidet, sondern die Betriebssicherheit. Es ist doch bekannt, daß ein einziger kleiner Teil an einer Maschine die Betriebssicherheit in viel höherem Maße beeinträchtigen kann als selbst eine große Zahl von schweren Getriebeteilen von zuverlässigerem Gange. Eine derartige Bilanz, die nur einfach die Anzahl der Kolben und die Anzahl der Flügelstangen zugrunde legt, ist doch nicht geeignet, ein wirkliches Bild von der Güte und Betriebssicherheit einer Maschine zu geben. Man muß jeden einzelnen Teil mit einem die Betriebssicherheit ausdrückenden Wertfaktor behaften, dann erst wird man zu dem richtigen Urteil kommen.

Dann ist ein Wort gefallen von Kommodenschubkastenkonstruktion. (Heiterkeit.) Ich weiß nicht, wer dieses Wort erfunden hat und wie der Betreffende dieses Urteil begründen und verantworten will. Soweit ich aus den Worten des Herrn Vorredners habe entnehmen können, wurde dieser Vergleich damit begründet, daß in dem Falle, wo die Kräfte nicht genau durch die Mitte gehen, ein Ecken stattfindet. Aber ich weiß nicht, wie das bei dieser Konstruktion eintreten kann. Hier ist aufs sorgfältigste beachtet, daß die Kräfte immer zentral gehen, es sind da doch Gelenke in dem Gestänge angebracht und es ist ganz ausgeschlossen, daß eine erhebliche exzentrische Kräftewirkung eintreten kann.

Dann wurde gesagt: die Zahl der Zapfen wächst ins Ungemessene. Dieser Einwand

bezieht sich wohl hauptsächlich auf die Zapfen im Gestänge. Man muß doch unterscheiden, ob ein Zapfen unausgesetzt arbeitet, fortwährender Reibung ausgesetzt ist, oder ob er nur Längenänderungen ausgleichen soll, die durch verschiedene Erwärmung, Montagefehler usw. eintreten. Auch hier darf man doch nicht einfach die Anzahl addieren.

Die Überlastung ist auch kritisiert worden. Darf ich noch einmal kurz hierauf zurückkommen? Es ist selbstverständlich, daß, wenn eine Maschine dauernd mit Leistungserhöhung arbeiten soll, man die ganzen Getriebeteile dementsprechend dimensionieren wird. Aber das ist keine eigentliche Überlastung. Bei einer Überlastung verlangt man, daß die Maschine auf Kosten einer höheren vorübergehenden Beanspruchung imstande ist, eine größere Leistung zu geben. In dieser Beziehung gibt die Dampfmaschine keine vollkommene Lösung. Bei der Dampfmaschine werden zum Beispiel die Flügelstangen, die Kolbenstangen, die Zylinder nicht stärker beansprucht, nur die Welle wird stärker beansprucht, also ein Teil der Maschine. Bei der Überlastung, wie wir sie hier haben, werden aber alle Teile gleichmäßig höher in Anspruch genommen; ich meine, das ist eine vollkommeneren Art der Überlastung. Außerdem gibt es hier keine enge Grenze. Bei der Dampfmaschine ist die Grenze sehr eng gezogen. Besonders wenn dieselbe mit mehreren Stufen arbeitet, kann man die Leistung nur unbedeutend erhöhen. Bei der Ölmaschine braucht man nur die Luftpumpe danach zu dimensionieren und den Kompressor, der die Einspritzluft schafft; die Mittel sind also viel geringer als bei der Dampfmaschine, bei welcher man den ganzen Kesselbetrieb entsprechend höher beanspruchen muß. Was das bedeutet, besonders wenn der Kessel schon so hoch beansprucht ist, wie das meistens der Fall ist — zum Beispiel bei Kriegsschiffen wie ich mir habe sagen lassen — dann ist die vorgetragene Art der Leistungserhöhung gerade als ganz günstige Lösung zu betrachten, besonders wenn man bedenkt, daß bei der Dampfmaschine der Dampf- und Brennstoffverbrauch mit zunehmender Überlastung ganz erheblich wächst. Das ist hier nicht der Fall. Bei 50 % Leistungserhöhung haben wir in der Versuchsmaschine eine Leistung von etwa 250 PS entsprechend einem mittleren Druck von 14 bis 15 Atmosphären und einen Ölverbrauch von 215 g erzielt. Das ist ein Resultat, welches sich nicht auf theoretische Betrachtung stützt, sondern tatsächlich erreicht worden ist.

Meine Herren, über die Stopfbüchse erlaube ich mir kein Urteil abzugeben. Das ist Sache der mehr im praktischen Betriebe stehenden Ingenieure. Soweit ich darüber orientiert bin, sind allerdings, und das ist nicht hoch genug anzuerkennen, große Fortschritte auf diesem Gebiete gemacht worden. Mir ist es nie eingefallen, zu sagen, eine Stopfbüchse wird niemals so eingerichtet werden können, daß sie den Anforderungen im Dieselbetrieb entspricht. Das wäre eine vermessene Ansicht, die sich nicht deckt mit den Erfahrungen, die man im Laufe der Jahre mit der Technik macht. Wenn man aber die Stopfbüchsen vermeiden kann, dann scheint es mir, daß dies doch immerhin eine sehr angenehme Zugabe ist.

Über die Umsteuerung hat schon Herr Direktor Sauberlich sich ausgelassen. Ich habe es unterlassen, in meinem Vortrage darauf zurückzukommen, um Ihre Zeit nicht zu lange in Anspruch zu nehmen. Ich glaube, darüber sind sich aber alle maßgebenden Herren einig, daß die Umsteuerung bei einer Zweitaktmaschine, ganz gleich, um welches System der Maschine es sich handelt, keine Schwierigkeiten macht. Ganz besonders gilt dies aber für die Doppelkolbenmaschine, bei welcher die Notwendigkeit der Umsteuerung der großen Spülventile wegfällt.

Herr Toussaint bestreitet die Richtigkeit der thermischen Grundlagen, die zur Konstruktion meiner Maschine geführt haben. Er stützt sich da auf Erfahrungen so allgemeiner Natur, daß ich ihm nicht folgen kann. In solchem Falle wird es nicht viel Zweck haben, auf die Einzelheiten einzugehen. Es bleibt nichts anderes übrig, als Herrn Toussaint zu überlassen, an der ausgeführten Maschine den Beweis zu bringen, daß seine Ansichten

richtig sind. Ich nehme keinen Anstand, auf Grund meiner Erfahrungen zu behaupten, daß er einen wesentlich höheren Brennstoffverbrauch erzielen wird.

Seine Ansichten von der Länge der Maschine sind auch nicht richtig. Beim Vergleich der Länge meiner Bauart mit der Toussaintschen ist es unstatthaft, die Kolbenhöhe der beiden nebeneinander angeordneten Zylinder Toussaints als Gesamthub zu rechnen in dem Sinne, wie das bei zwei gegenläufigen Kolben berechtigt ist. Die Rücksicht auf die Reibungs- und sonstigen Verhältnisse in der Welle verlangt vielmehr, daß man bei kurzhubigen Maschinen den Einzelhub eines Toussaint-Kolbens dem Gesamthub zweier gegenläufigen Kolben gleichsetzt. Und da kann ich nur noch einmal wiederholen: wenn man — ganz gleich, um welche Maschine es sich handelt — einen Kolbenhub zerlegt und auf zwei Kolben verteilt, dann wird allemal die Maschine nicht länger, sondern kürzer.

Herr Toussaint stützt sich in seinen Ausführungen auf Versuche von Herrn Eugen Meyer und auf andere. Ich schätze die Untersuchungen, die Herr Meyer angestellt hat, sehr hoch, sie sind mustergültig in bezug auf Genauigkeit und strenge Wissenschaftlichkeit; ich teile aber nicht seine Ansicht in bezug auf den Verlust an Arbeit, der durch den Wärmeübergang an die Wandungen usw. entsteht, und das hängt zusammen mit den Anschauungen, die Herr Meyer aus seinen Versuchen über die Wärmeübertragung gefunden hat. Ich kann nur nochmals sagen: ich habe bei meinen Versuchen gefunden, daß die Wirbelung eine sehr große Rolle spielt, und dieser Einfluß ist meines Wissens von Herrn Meyer und von anderen überhaupt nicht berücksichtigt worden, während ich aus meinen Versuchen nur schließen kann, daß während der Verbrennung und gleich darauf die Wirbelung sehr stark ist und stetig abnimmt.

Dann ist auch die Oechelhäusermaschine erwähnt worden. Ich möchte mich hier eines Urteils über die Vorteile und Nachteile derselben, der übrigens manche gute Eigenschaft von den Betriebsingenieuren nachgerühmt wird, begeben, und nur davor warnen, ungünstige Erfahrungen, die man mit dieser Maschine gemacht hat, ohne weiteres zu verallgemeinern und auf alle Doppelkolbenmaschinen zu beziehen. Ich will nur auf einige wesentliche Unterschiede aufmerksam machen. Bei der Gasmaschine entstehen große konstruktive und Betriebsschwierigkeiten dadurch, daß das Gas zugleich mit der Verbrennungsluft eingeführt wird. Diese Schwierigkeiten entfallen vollständig bei der Durchführung des Dieselverfahrens. Da hat man nur Luft zu komprimieren. Das ist eine viel einfachere Sache. Infolgedessen ist es auch möglich, viel höhere mittlere Drücke zu erzielen. Soviel ich weiß, hat man bei Gasmaschinen niemals über $5\frac{1}{2}$, vielleicht 6 Atmosphären erzielt, während es schon bei der Oechelhäuser-Junkersmaschine, die ich den Vorzug hatte, Ihnen zu zeigen, infolge der völlig getrennten Spülung möglich war, 12 Atmosphären zu erzielen.

Für die freundlichen Worte des Herrn Direktor Saiuberlich danke ich ihm verbindlichst.

Herr Direktor Regenbogen hat auch einige Eigenschaften kritisiert. Ich kann da vor allen Dingen einen Grundsatz, den Herr Regenbogen angeführt hat und der auch schon in bezug auf die Großgasmaschine ausgesprochen wurde, nicht teilen. Ich muß mich vielmehr ganz entschieden dagegen wenden, da das Gegenteil zutrifft. Es ist gesagt worden: Die Verbrennungsgroßmaschine darf man nicht stark beanspruchen, dann erst wird sie praktisch brauchbar. Die Sache liegt so: man macht hier aus der Not eine Tugend: weil die Verbrennungsgroßmaschine nicht imstande war, diesen Anforderungen zu entsprechen, hat man gesagt: aha, die Großgasmaschine ist ihrer ganzen Veranlagung nach nicht geeignet, diesen Beanspruchungen Rechnung zu tragen. Nein, meine Herren, das ist eine Sache der Konstruktion. Ob es möglich ist, 14 bis 15 Atmosphären mittleren Drucks praktisch anzuwenden, wollen wir einmal ruhig abwarten. Ich habe die Überzeugung: die Sache geht. Ich kann mich unter anderem stützen auf die Erfahrungen, die ich gemacht habe, wenn auch im Kleinen, an einer Ma-

schine, die mit mittleren Drucken von 40 bis 50 Atmosphären gearbeitet hat. Das ist die Hochdruckgasmachine, die ich den Vorzug hatte, Ihnen vorzuführen. Wenn die Maschine auch nicht im Dauerbetrieb gearbeitet hat, so sind doch andererseits die Unterschiede in den Drucken so gewaltig groß, daß sich auch in der verhältnismäßig kurzen Betriebszeit schon die schlimmen Erfahrungen hätten zeigen müssen, die man bei Maschinen mit großem Druck befürchtet.

Auf die Brauchbarkeit der liegenden Maschine auf Kriegsschiffen weiter einzugehen, möchte ich mir versagen mangels jeglicher Erfahrung auf dem schiffbaulichen und militär-technischen Gebiet.

Meine Herren, es ist dann eine Betrachtung angestellt worden von Herrn Dr. Riepel: wenn der Schmierölverbrauch bei Junkers um 10 % größer ist. Ich bezweifle, daß der Schmierölverbrauch größer ist. Im Gegenteil, ich meine, er wird wesentlich kleiner sein als bei einer Maschine mit doppeltwirkendem Kolben. Die Schmierölfrage ist ja sehr wichtig, sie gehört, soweit ich ein Urteil darüber habe, zu den einschneidendsten, wenn man sich über die Betriebssicherheit ein Urteil bilden will. Aber gerade in dieser Hinsicht ist die Doppelkolbenkonstruktion von außerordentlich günstiger Wirkung. Der Kolben hat nicht nur den Zweck, die Arbeit aufzunehmen, sondern, wie in jeder Maschine mit offenem Kolben, auch den großen Zweck, in der Doppelkolbenmaschine, überhaupt in jeder Maschine mit offenem Zylinder, die Arbeitsfläche mit Schmieröl zu versehen, und in dieser Beziehung ist er das vollkommenste Schmierorgan. Denken Sie sich, meine Herren, wir hätten eine Zylinderoberfläche nach jedem Hub mit Schmieröl zu versehen, und die Schicht ist, wenn man sie sich berechnet, außerordentlich klein; sie ist vielleicht $\frac{1}{1000}$ mm. Denken Sie, wie man das am vollkommensten macht. Man würde vielleicht mit einem Lappen um den Kolben herumfahren. Das geht natürlich nicht. Der vollkommenste Ersatz ist nun ein Kolben, der aus dem heißen Teil in den kalten geht, sich hier kühlt und dadurch die Fähigkeit bekommt, sich mit Schmieröl zu versorgen und nun dieses Schmieröl in den heißen Teil hineinbefördert. Meine Herren, ich halte gerade diesen Punkt für einen der wichtigsten für die Beurteilung der Betriebssicherheit und meine, auch aus diesem Grunde ist ein Doppelkolben besser als ein einfacher Kolben, denn die zwei Kolben werden die Oberfläche besser und leichter mit Öl versorgen als ein einziger Kolben bei gleichem Gesamthub.

Es ist dann darauf hingewiesen worden, daß für jemand, der nicht in der glücklichen Lage ist, sich auf das Kapital und die vielen Ausführungen, die hinter den großen Fabriken liegen, stützen zu können, der Kampf mit den großen Fabriken sehr schwierig ist. Meine Herren, das mag sein. Ich scheue ihn nicht.

Was die so viel geschmähte dreifach gekröpfte Welle anlangt, so möchte ich darauf auch noch kurz zurückkommen. Was ist der Zweck der gekröpften Welle? Offenbar doch nur der, ein Drehmoment von dem Kolben aufzunehmen und auf den Propeller zu übertragen. Bei der Dampfturbine ist diese Aufgabe sehr vollkommen gelöst. Da bekommen wir nur ein Drehmoment ohne jede schädliche Nebenwirkung. Aber bei Maschinen, die mit hin- und hergehenden Kolben arbeiten, muß die hin- und hergehende Bewegung in eine rotierende verwandelt werden, und das geht nicht, ohne daß wir die Welle außer auf Drehung auch auf Biegung beanspruchen. Das ist aber eine für den Betrieb sehr schlimme Sache. Wir zerren die Welle dadurch hin und her in ihren Lagern. Es entsteht eine bedeutende Vermehrung der Beanspruchung, Reibung, Arbeitsverlust, Verschleiß; was aber das Allerschlimmste ist: die Welle wird aus ihrer richtigen Lage herausgedrängt und es treten infolgedessen Zusatzspannungen auf, die zu Heißlaufen und sogar Bruch der Welle führen können. In dieser Beziehung ist die Großölmachine viel ungünstiger daran als die Großdampfmaschine. Bei der Großdampfmaschine haben wir eine verhältnismäßig große Kröpfung und einen großen Abstand zwischen den Lagern. Dadurch ist ein elastisches Glied zwischengeschaltet,

welches die aus Veränderung der richtigen Lage der Welle entstehende Gefahr vermindert bzw. eine größere Veränderung zuläßt. Diese Elastizität entfällt um so mehr, je kürzer die Kröpfung ist und je dichter die Lager aneinanderrücken. Bei den bisherigen Großölmotoren kann von Elastizität nicht viel die Rede sein, weil die Kröpfungen sehr gedrungen sind und die Lager dicht beieinander liegen. Aus diesem Grunde kann man die mit den Wellen von Großdampfmaschinen gemachten guten Erfahrungen nicht ohne weiteres für die Großölmotoren in Anspruch nehmen.

Wenn man sich nun fragt: Wie ist denn die Welle am vollkommensten zu gestalten? dann kommt man zu der Forderung, die Welle mit Hilfe mehrerer Kröpfungen und gleichzeitig in entgegengesetzter Richtung wirkenden Flügelstangen so auf Zug und Druck zu beanspruchen, daß die Wellenlager möglichst entlastet werden und daß der Verschleiß von den Wellenlagern auf die Flügelstangenlager übertragen wird, die gemäß ihrer ganzen Konstruktion und Wirkungsweise viel mehr geeignet sind, den Verschleiß und seine nachteiligen Folgen für die Maschine aufzunehmen und auszugleichen.

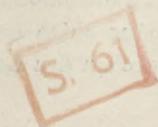
Dieser Forderung wird durch die dreifach gekröpfte Welle in der denkbar vollkommensten Weise Rechnung getragen, und ist dieser Vorteil in Verbindung mit der größeren Elastizität derselben gegenüber einer einfach gekröpfen Welle bei der Großölmotoren um so höher anzuschlagen, als diese außer der schon erwähnten großen Steifigkeit der Welle ein sehr ungünstiges Verhältnis von höchstem zu mittlerem Druck besitzt, und deshalb bei gegebener Leistung viel mehr Reibungsverluste hat, wie die Dampfmaschine von gleicher Leistung.

Meine Herren! Ich darf zum Schluß noch einmal meinen verbindlichsten Dank allen den Herren aussprechen, die Veranlassung genommen haben, sich zu meinen Ausführungen zu äußern. Das war der Hauptzweck meines Vortrages. (Lebhafter Beifall.)

Seine Königliche Hoheit der Großherzog von Oldenburg:

Meine Herren! Die Verbrennungsmaschine ist wohl nach der überwiegenden Ansicht aller Anwesenden die Maschine der Zukunft, wenn sie auch noch bis zu ihrem endgültigen Siege viele Kinderkrankheiten durchzumachen hat. Wir und die ganze Wissenschaft mit uns müssen Herrn Professor Junkers von Herzen dankbar sein dafür, daß er uns seine mühevollen und kostspieligen Konstruktionen, die durchweg auf eigenen Forschungen beruhen, in so selbstloser Weise zur Verfügung gestellt hat. (Lebhafter Beifall.)

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW



Biblioteka Politechniki Krakowskiej



III-15596

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000301472