

Der neue Fiat-Zweitakt-Dieselmotor von 900 mm Bohrung

Autor(en): **Fiat Stabilimento Grandi Motori**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **79 (1961)**

Heft 39

PDF erstellt am: **11.07.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-65602>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Der neue Fiat-Zweitakt-Dieselmotor von 900 mm Bohrung

DK 621.436.75

Nach Mitteilungen der Fiat Stabilimento Grandi Motori in Turin

Im Dezember 1960 sind auf dem Prüfstand der Fiat Stabilimento Grandi Motori eingehende Probeläufe mit einem neunzylindrigen aufgeladenen Zweitakt-Dieselmotor von 900 mm Bohrung und 1600 mm Hub durchgeführt worden, der für eine effektive Normalleistung von 19 000 PS bei 123 U/min (2100 PS pro Zylinder) gebaut ist und versuchsweise mit einer auf 26 100 PS erhöhten Leistung bei 131,4 U/min (2900 PS pro Zylinder) betrieben wurde. Dieser Motor ist für den Antrieb eines Tankers von 38 000 t d.w. der Elios-Gesellschaft (die zur Reedereigruppe Lauro gehört) bestimmt. Er weist bemerkenswerte konstruktive Einzelheiten auf, die nachfolgend beschrieben werden sollen.

Das grosse Interesse für diese Neukonstruktion kommt u. a. darin zum Ausdruck, dass die Firma Fiat und ihre

Lizenznehmer bis Ende April 1961 schon elf Motoren der Baureihe 900 S mit acht, neun und zwölf Zylindern bestellt erhielten¹⁾. Dieselben grossen Schiffsmotoren werden in Deutschland von der Firma Borsig AG., Berlin-Tegel, gebaut.

1. Entwicklungsstand und Vorarbeiten

Der neue Motor, von dem Bild 1 eine Gesamtansicht gibt, stellt die singemässe Weiterentwicklung der grossen, bisher gebauten Schiffsmotoren von 680 und 750 mm Bohrung dar, die dank ihrer Bewährung eine sehr weite Verbreitung ge-

¹⁾ Eine eingehende Darstellung dieses Motors gab Dipl.-Ing. E. Vohrer, Berlin-Tegel, in der «Motortechnischen Zeitschrift» 1961, Heft 4 S. 107 bis 115. Weitere Angaben findet man in «The Motor Ship», Januar 1961.

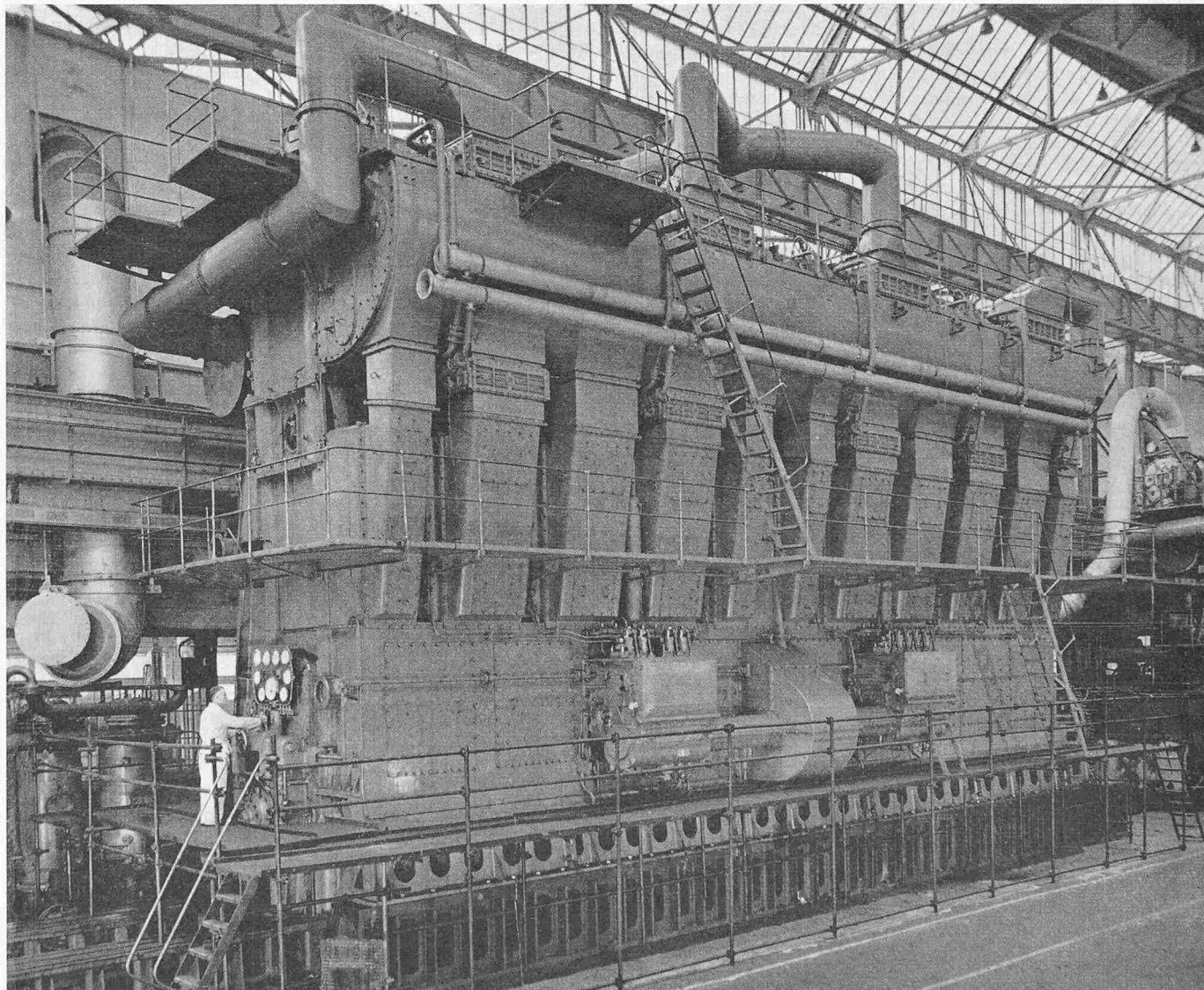


Bild 1. Gesamtansicht des neunzylindrigen aufgeladenen Fiat-Zweitakt-Schiffmotors von 900 mm Bohrung, Typ 909 S, gesehen von der Spülpumpenseite. Vorn unten auf der Stirnseite der Bedienungsstand, auf der Längsseite die beiden Brennstoffpumpenblöcke mit zentralem Antrieb von der Kurbelwelle aus und mit vier bzw. fünf Pumpeneinsätzen. In den fünf vertikalen Spülluft-Druckkanälen sind die sekundären Luftkühlereinsätze deutlich sichtbar; durch die übrigen Vertikalkanäle saugen die Spülpumpen die in den Abgas-Turbogebläsen vorverdichtete und gekühlte Luft an

funden haben. Die konstruktive Durchbildung dieser Maschinen erfolgte auf Grund eingehender Studien, Forschungsarbeiten, Prüfstandsmessungen sowie unter Verwertung eines umfangreichen Erfahrungsmaterials, das in einer über dreissigjährigen Zusammenarbeit zwischen Fiat und ihren Kunden und Lizenznehmern an einer grossen Zahl von Motoren gesammelt werden konnte. Insbesondere gaben die von Fachleuten der Firma Fiat periodisch durchgeführten Revisionen sehr wertvolle Einblicke in das Betriebsverhalten und die Bewährung der ganzen Maschinen sowie ihrer Einzelteile. Die Neukonstruktion wurde zuerst an einer zweizylindrigen Versuchsmaschine von gleichen Zylinderabmessungen (900 × 1600 mm) ausprobiert, die im Juni 1959 auf den Versuchsstand kam und mit welcher ohne irgendwelche Aenderungen gegenüber dem Zustand für normale Leistungen eine höchste effektive Zylinderleistung von 2650 PS erreicht worden ist. Diese Leistung konnte später bis auf 3058 PS gesteigert werden.

Um den Fortschritt würdigen zu können, der mit dieser Neukonstruktion erzielt wurde, sei darauf hingewiesen, dass mit der bisherigen Typenreihe C 750 S mit 750 mm Bohrung und 1320 mm Hub eine Nennleistung von 1200 PS pro Zylinder bei 132 U/min, entsprechend einem mittleren effektiven Druck von 7 kg/cm² und einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von 5,8 m/s, zur Verfügung stand. Im Jahre 1958 wurde ein Tanker von 31 000 t mit einem zwölfzylindrigen Motor dieses Typs ausgerüstet, der dem Schiff eine Geschwindigkeit von 17,3 kn erteilte. Laufruhe und Schwingungssteifigkeit waren im ganzen Lastbereich bis nahezu 18 000 PS und 8 % Ueberdrehzahl bemerkenswert gut. Bei den Messungen auf dem Prüfstand wurde bei der Nennleistung (14 400 PS, $p_{me} = 7$ kg/cm²) eine Abgastemperatur vor der Turbine von 340° C gemessen, die bei Ueberlast (17 500 PS, $p_{me} = 8$ kg/cm²) auf 380° C anstieg. Der Brennstoffverbrauch betrug im Bereich von 8000 bis 12 000 PS 160 g/PSeh und stieg bei 14 400 PS auf 162 g/PSeh. Diese Zahlen beziehen sich auf das verwendete Oel, ein leichtes Heizöl der Bunker-B-Qualität von 0,91 spez. Gewicht und einer Viskosität von 3° E bei 50° C. Bei Betrieb mit Dieselöl wären sie um 2 bis 3 g/PSeh niedriger ausgefallen. Der Spüldruck betrug bei Nennlast 0,85 kg/cm², der Zünddruck 67 kg/cm².

Bei der Neukonstruktion wollte man nicht nur die Zylinderabmessungen vergrössern, sondern auch den Aufladegrad und die spezifische Leistung, bzw. den mittleren effektiven Kolbendruck erhöhen, um in eine möglichst hohe Leistungsklasse zu kommen. Man rechnete für Normallast mit einem mittleren effektiven Druck von 7,6 kg/cm² und einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von 6,5 m/s, also mit einer Zylinderleistung von 2100 PS bei 122 U/min oder 25 200 PS

bei zwölf Zylindern und erwartete eine Maximalleistung von 2500 PS pro Zylinder bzw. 30 000 PS bei 130 U/min. Diese Leistungen wurden denn auch mit der zweizylindrigen Versuchsmaschine ohne Schwierigkeiten erreicht und zwar mit einer Abgastemperatur vor der Turbine von 310° C bzw. 360° C. Die erzielte Höchstleistung betrug, wie bereits erwähnt, 3058 PSe pro Zylinder bei 123 U/min entsprechend einem Druck $p_{me} = 11$ kg/cm², wobei die Abgastemperatur auf 420° C anstieg. Der höchste Zünddruck erreichte 77 kg/cm², der Ladedruck 1,6 kg/cm² (Ueberdruck). Dieses günstige Ergebnis ist zweifellos der guten Zylinderspülung sowie dem reichlichen Luftdrucksatz von 7,2 kg/PSeh und der guten Verbrennung zu verdanken. Der günstigste Brennstoffverbrauch liegt bei 153 g/PSeh im Bereich von 2300 und 2600 PS pro Zylinder und 122 U/min. Wird der Motor nach dem Propellergesetz gefahren, so verläuft die Verbrauchskurve sehr flach und bleibt unter 158 g/PSeh. Bei der Höchstleistung mit $p_{me} = 11$ kg/cm² stieg der Verbrauch nicht über 160 g/PSeh.

Es dürfte in diesem Zusammenhang von Interesse sein, die Bemühungen anderer Herstellerfirmen von grossen Schiffsmotoren um die Steigerung der Einheitsleistungen zu verfolgen²⁾. Der erste Motor mit einer Zylinderleistung von 2000 PS wurde von der Firma Burmeister & Wain auf ihrem Werkprüfstand im Jahre 1959 der Öffentlichkeit vorgeführt. Es handelte sich um einen einbaufertigen sechszylindrigen Zweitakt-Diesel-Motor mit Längsspülung von 840 mm Bohrung und 1800 mm Hub, der normal bei 110 U/min 12 600 PS leistete. Bald nachher konnten die Fiat-Werke ihren zweizylindrigen Versuchsmotor vorführen und ebenso die Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg (MAN) einen dreizylindrigen Versuchsmotor von 840 mm Bohrung und 1600 mm Hub, der normal 1800 PS pro Zylinder bei 115 U/min abgab. Ueber die Entwicklungen bei Gebrüder Sulzer AG., Winterthur, ist hier eingehend berichtet worden³⁾. Auch Stork und Götaverken bauen jetzt Motoren mit ähnlich grossen Zylinder-Nennleistungen, während die Firma Doxford einen neuen Motor in ihrer bekannten Gegenkolbenbauart plant, der bis 3000 PS pro Zylinder leisten soll. Tabelle 1 gibt eine Uebersicht über diese Neuentwicklungen. Kennzeichnend sind die grossen Zylinderdurchmesser bis 900 mm, die hohen mittleren effektiven Kolbendrucke von $p_{me} = 7,8$ bis 8,6 kg/cm² und die hohen mittleren Kolbengeschwindigkeiten von mehr als $c_k = 6$ m/s. Der Anstrengungsfaktor (das Produkt $c_k \cdot p_{me}$) lag bisher noch zwischen 41 und 47 und erreicht heute Werte von 47 bis 57.

2) Wir stützen uns dabei auf den Aufsatz von Dipl.-Ing. E. Vohrer (Fussnote 1)

3) SBZ 1961, Hefte 15 und 16, S. 227 und 267.

Tabelle 1. Schiffmotoren verschiedener Firmen von grössten Zylinderleistungen

Hersteller		B & W	Fiat	Sulzer	MAN	Stork	Götaverken	Doxford
Typ		VTBF 84/180	900 S	RD 90	KZ 84/160	HOTLo 85	VGSU 850/1700	85 PT 1)
Bohrung <i>D</i>	mm	840	900	900	840	850	850	850
Hub <i>s</i>	mm	1800	1600	1550	1600	1700 4)	1700	2500 3)
Hubvolumen	l	997	1018	986	887	963	965	1420
<i>s</i> : <i>D</i>		2,14	1,78	1,72	1,91	2,00	2,00	1,96
Spülart		Längs-	Quer-	Quer-	Umkehr-	Längs-	Längs-	Längs- 5)
Zylinder-Leistung	PS	2100	2100	2000	1700/1800	1900	1875	3000
<i>n</i>	U/min	110	122	119	115	110	115	115
p_{me}	kg/cm ²	8,6	7,6	7,7	7,5/7,95	8,1	7,6	8,3
c_k	m/s	6,6	6,5	6,1	6,1	6,2	6,5	6,4
$p_{me} \cdot c_k$		57	49	47	46/48,5	50	49	53
Leistungsgewicht 2)	kg/PS	35 ... 37	43 ... 45	39 ... 41	46 ... 49	—	43 ... 39	... 33

1) Projekt 2) links für 12 Zylinder, rechts für 6 Zylinder 3) 1670 + 830 mm 4) Stork plant einen Motor mit *s* = 1800 mm und einer Zylinderleistung von 2000 PS 5) Gegenkolben

2. Allgemeiner Aufbau

Die wesentlichen Bauelemente und ihr Zusammenhang gehen aus dem Querschnitt Bild 2 hervor, während Bild 3 die Längsansicht einer neunzylindrigen Maschine zeigt, bei dem zwei Zylinder im Schnitt dargestellt sind. Grundsätze für die Konstruktion waren: Grösste Zuverlässigkeit und Betriebssicherheit, leichte Bedienbarkeit, einfacher Unterhalt, Verwendbarkeit von Kesselheizöl geringer Qualität. Um der letztgenannten Forderung zu entsprechen, ist das Kurbelgehäuse nach oben durch den Deckel mit Stopfbüchsen für die Kolbenstangen dicht abgeschlossen, und der Raum unter den Kolben ist durch grosse Oeffnungen gegenüber aussen offen. Auf diese Weise ist das Triebwerk gegen Eindringen von Verbrennungsrückständen sicher geschützt. Zugleich können die Laufflächen der Kolbenunterteile und die Kolbenstangen-Stopfbüchsen jederzeit, auch während des Betriebs, beobachtet werden, und Verbrennungsrückstände, die der Kolben nach unten abstreift, können leicht entfernt werden. Völlig ausgeschlossen sind die Verschmutzung des Schmieröls, sowie jegliche Feuer- und Explosionsgefahr im Kurbelgehäuse wie auch in den Spülluftkanälen. Aus dem selben Grund wurde ein Aufladeverfahren angewendet, bei dem im Auspuff keine Ventile oder Schieber vorhanden sind. Deren Wirkungsweise könnte durch Ablagerungen beeinträchtigt werden.

Grundrahmen und Ständer bestehen zur Hauptsache aus Stahlblechteilen, die durch Schweissung miteinander verbunden sind. Auf möglichst grosse Steifigkeit wurde besonderer Wert gelegt, um Deformationen der Lagermitten zu vermeiden, die bei grossen Zylinderzahlen zu Ueberbeanspruchungen einzelner Lager und Kurbelwellenteile führen könnten. Die Einzelteile sind von möglichst einfacher Form, so dass voll- oder halbautomatische Schweissungen mit Gegenschweissung auf der Rückseite angewendet werden kann. Bild 4 zeigt eine einzelne Ständerwand, Bild 5 den Grundrahmen mit eingebauter Kurbelwelle. Die gusseisernen Zylindermäntel sind zu einem starren Block zusammenschraubt, der auf dem Ständer aufruhrt, Bild 6. Die vom Gasdruck auf den Zylinderdeckel herrührenden Vertikalkräfte werden durch schwere Zuganker auf den Grundrahmen übertragen. Diese Anker sind möglichst nahe an die Kurbelwellenlager herangerückt, um Biegebeanspruchungen und Deformationen des Rahmens klein zu halten.

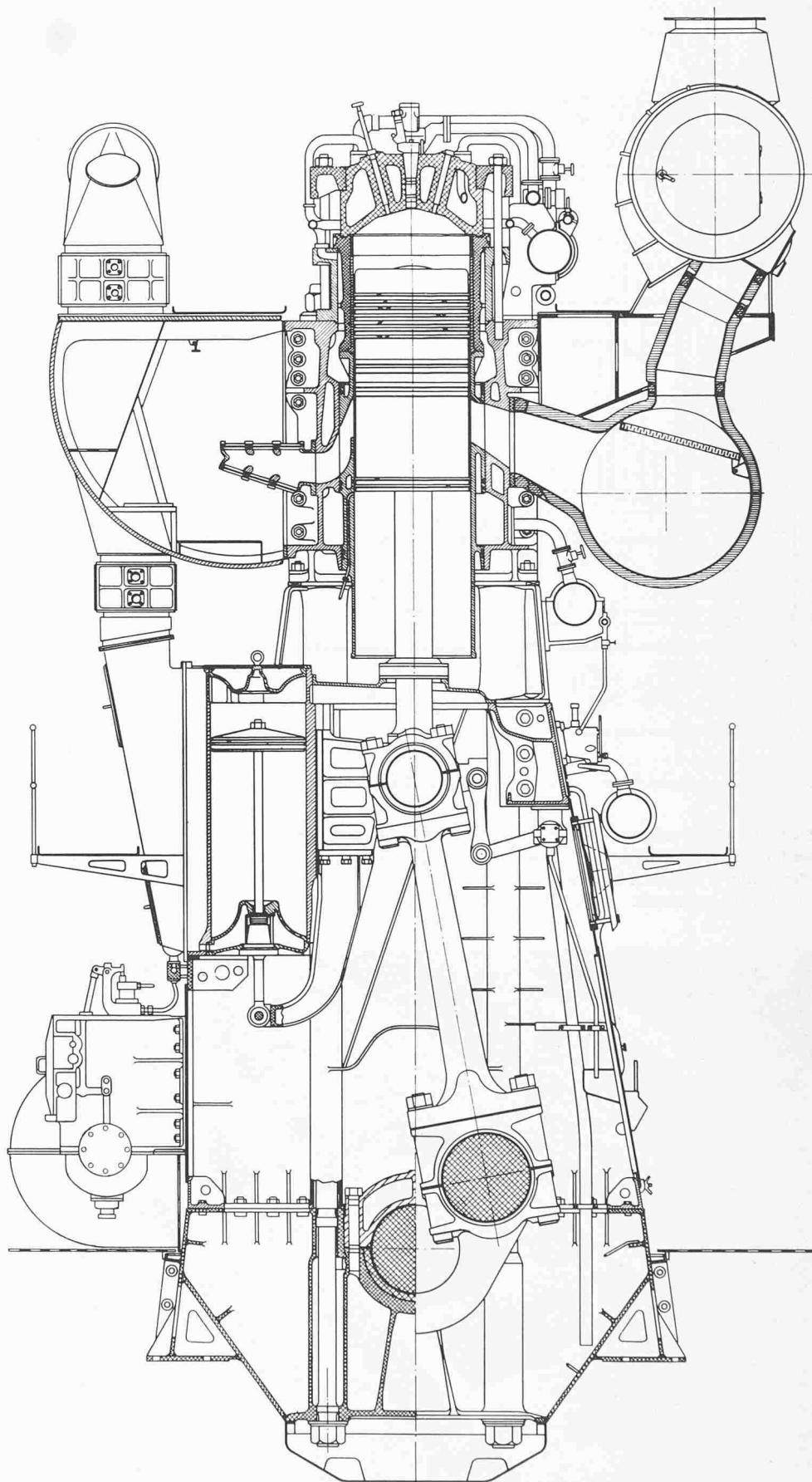


Bild 2. Querschnitt durch einen Zylinder des Motors 909 S, 1:50

Die bewährte Querspülung ergibt sehr einfache Zylinderdeckel, Bild 7. Diese weisen nur ein Brennstoffventil in der Mitte auf. Daneben sind Bohrungen für je ein Anlass- und ein Sicherheitsventil vorhanden. Die Deckel sind zweiteilig.

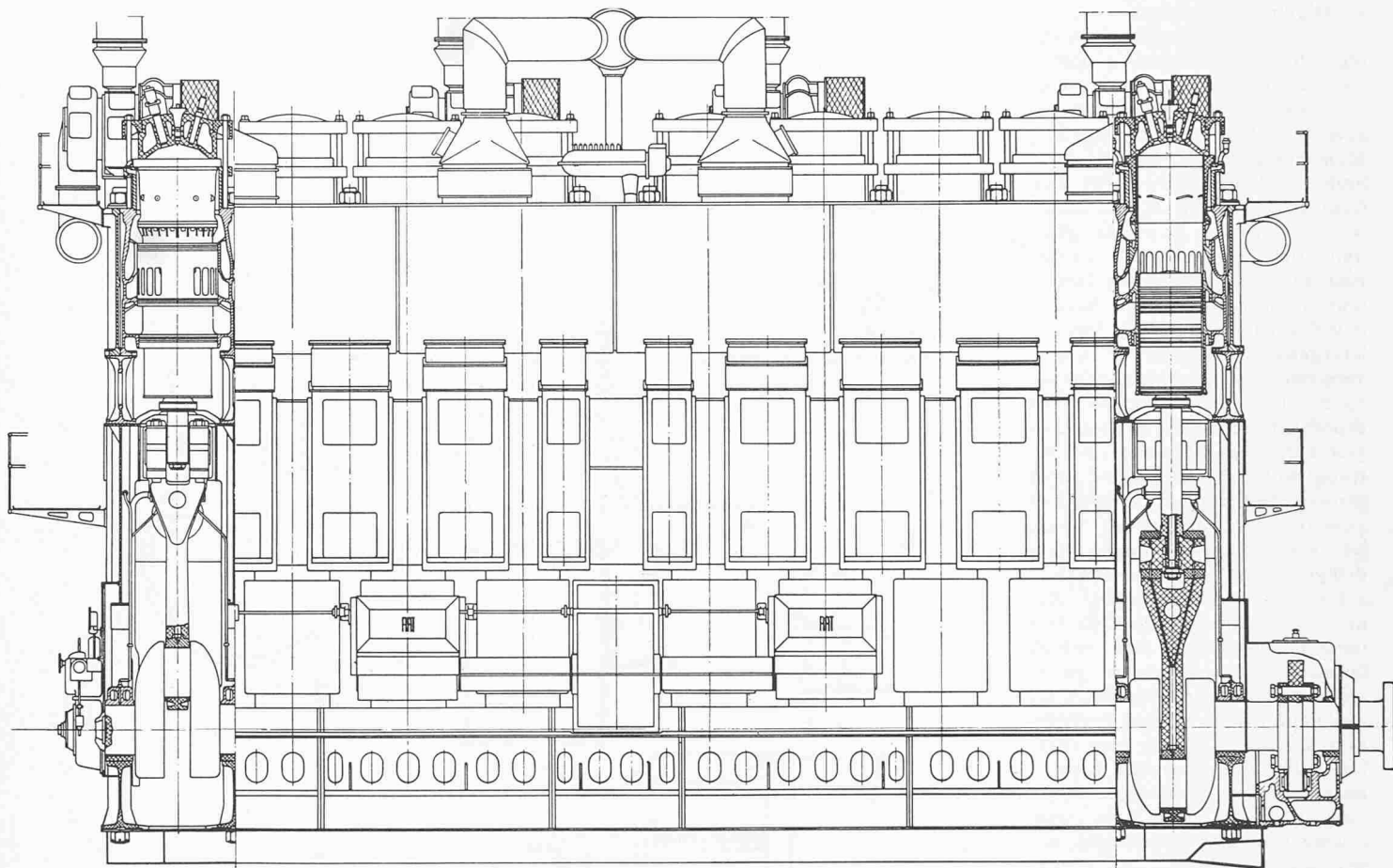


Bild 3. Längsansicht des Motors 909 S mit Längsschnitt durch den ersten und den letzten Zylinder, 1:100

Der dem Gasdruck ausgesetzte innere Teil ist wassergekühlt und dichtet gegen den Zylindereinsatz. Ein äusserer Ring dient als Flansch für die Deckelbolzen, die im Zylindermantel eingewindet sind. Die Geradeführung des Kreuz-

kopfes befindet sich auf der Spülpumpenseite, während auf der Gegenseite ein Gelenkrohr-Mechanismus die Zufuhr von Schmieröl für die Schubstangenlager sowie Zu- und Abfuhr von Kühlöl für den Kolben bewerkstelligt.

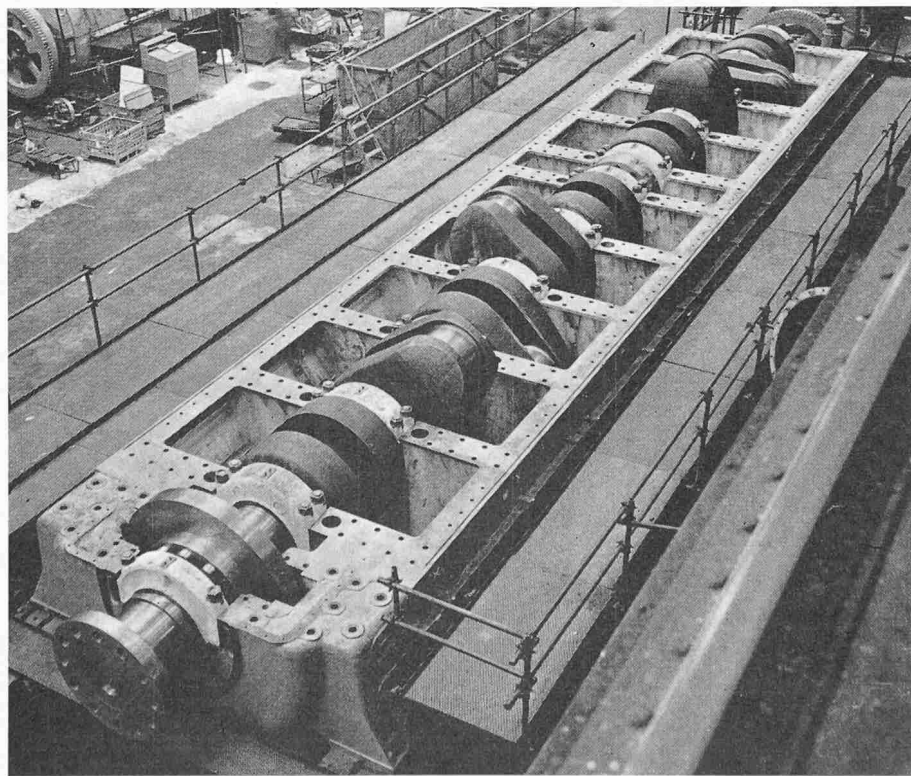


Bild 5. Geschweisster Grundrahmen mit eingelegter Kurbelwelle, gesehen von der Kupplungsseite

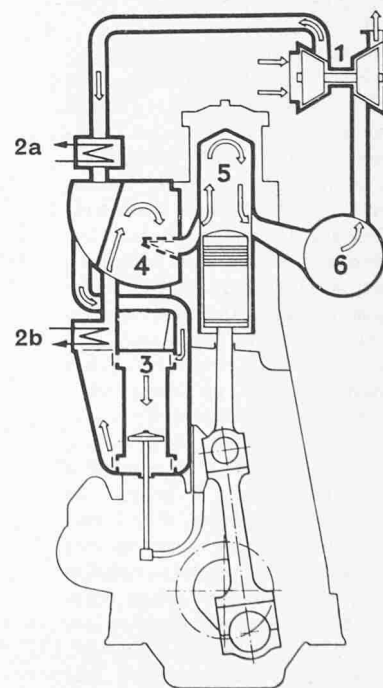


Bild 8. Prinzipschema des Aufladesystems. 1 Turbogehäuse. 2a Luftkühler 1. Stufe. 2b Luftkühler 2. Stufe. 3 Spülluft-Kolbenpumpe. 4 Spülluftbehälter mit Rückschlagventilen. 5 Arbeitszylinder. 6 Auspuffgasbehälter

3. Das Aufladeverfahren

Wie aus dem Prinzipschema Bild 8 ersichtlich, erfolgt die Verdichtung der Spülluft zweistufig mit Kühlung der Luft nach jeder Stufe. Die erste Stufe wird in einigen Abgas-Turbogebälseeinheiten, Bauart Brown Boveri, verwirklicht. Diese sind so ausgelegt, dass sie zwei bis drei Zylinder bedienen können. So werden bei neun Arbeitszylindern vier Gebläseeinheiten verwendet. Die Gebläseeinheiten sind über dem oberen Podest angeordnet, wo sie leicht zugänglich sind und im Betrieb überwacht werden können. Diese Anordnung ergibt kurze Leitungen für die Auspuffgase, also geringe Strömungswiderstände und Wärmeverluste. Das Aufladeverfahren ist schon bei den Motoren von kleineren Leistungen mit 680 und 750 mm Bohrung mit gutem Erfolg angewendet worden ⁴⁾.

Diese Spülung arbeitet wie folgt: Die Gebläse 1 saugen über reichlich bemessene Filter Maschinenraumluft ab, fördern sie durch grosse Leitungen auf die Spülpumpe der Maschine und durch die Kühler 2a in einen gemeinsamen Zwischenbehälter. Von diesem führen vertikale Leitungen nach den hinter den Kreuzkopf-Geradeführungen angeordneten doppelwirkenden Kolbenpumpen 3, die vom Kreuzkopf aus mittels Armen und Kolbenstangen angetrieben werden. Vertikalkanäle, in welche die Kühler zweite Stufe 2b eingebaut sind, leiten die verdichtete Luft in den grossen Spülluftbehälter 4. Von dort gelangt sie durch Spülschlitze in den Arbeitszylinder. Da diese Schlitze zum Nachladen höher hinaufreichen als die Auspuffschlitze, verhindern Rückschlagklappenventile, dass Verbrennungsgase gegen Ende des Arbeitstaktes in den Spülluftbehälter zurückschlagen.

Die Abgasturbinen arbeiten nach dem Gleichdruckverfahren. Dieses weist gegenüber dem Impulsverfahren wesentliche betriebliche Vorteile auf: Das Gas tritt mit gleichbleibenden Drücken und Temperaturen in die Turbinen ein, so dass diese mit hohen Wirkungsgraden arbeiten. Die mechanischen und thermischen Beanspruchungen der arbei-

⁴⁾ Eine Beschreibung findet man in SBZ 1959, Heft 6, S. 82, wo auch Betriebsergebnisse mitgeteilt werden.

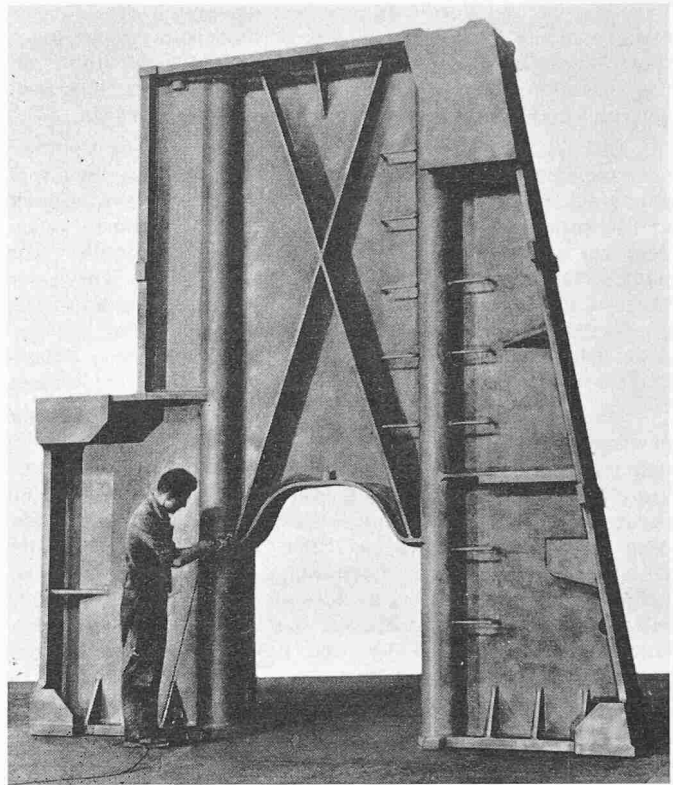


Bild 4. Einzelne Ständerwand in geschweisster Ausführung

tenden Teile, insbesondere der Schaufelkränze, sind klein, so dass günstige Bauformen gewählt werden können. Da keine hohen Temperaturspitzen vorkommen, sind Korrosionserscheinungen nicht zu befürchten, wie sie bei Verwendung minderwertiger Heizöle mit Verunreinigungen durch Vanadium und Natrium im Bereiche höherer Gastemperaturen feststellbar sind. Weiter ist zu berücksichtigen, dass die

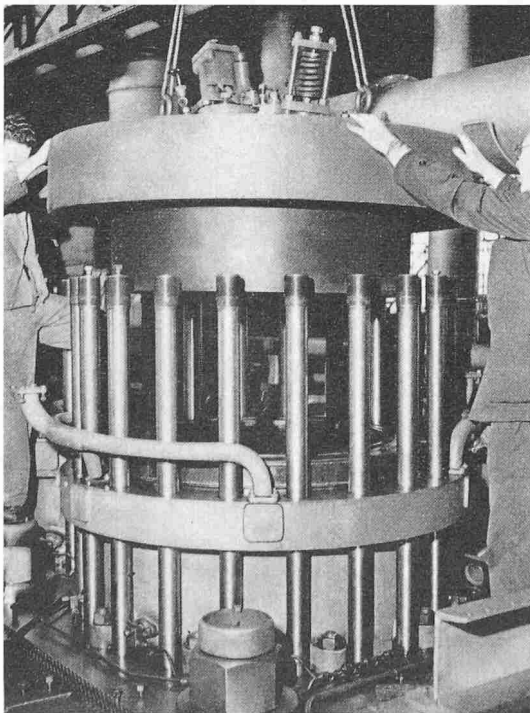


Bild 7. Einbau eines Zylinderdeckels. Unten ist der ringförmige Kühlmantel-Oberteil mit den Rohren für das Kühlwasser sichtbar

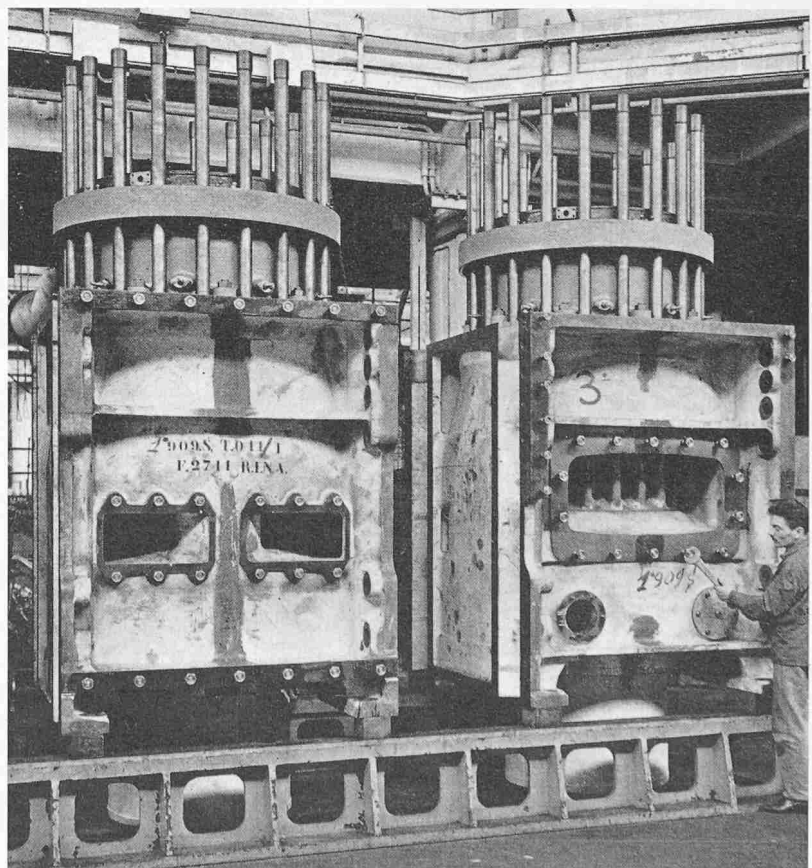


Bild 6. Zylindermäntel, links von der Spülseite, rechts von der Auspuffseite gesehen

Turbinen nur die Verdichtungsarbeit der ersten Stufe aufzubringen haben, dass sie also mit verhältnismässig geringen Gasdrücken arbeiten können. Dementsprechend kann die Expansion im Zylinder verhältnismässig weit geführt werden, und man erhält so niedrige Auspufftemperaturen.

Das Gleichdruckverfahren erlaubt ein grosses Volumen des Auspuffbehälters, in dem allfällige Fremdkörper, wie z. B. abgebrochene Teile von Kolbenringen, sich absetzen können, und es so ausgeschlossen ist, dass sie in die Turbinen gelangen, wo sie die Schaufelungen beschädigen könnten. Um jegliche Gefährdung solcher Art auszuschliessen, wurde den Stutzen, die zu den Turbinen führen, ein Sieb vorgebaut. Der grosse Rauminhalt des Auspuffbehälters hat eine vorzügliche schalldämpfende Wirkung, so dass besondere Schalldämpfer im Auspuff der Turbinen gespart werden können.

Ohne Zweifel bedeutet die zweistufige Verdichtung eine gewisse Erhöhung der Herstellungskosten. Man gewinnt damit aber auch wesentliche Vorteile. Auf die günstige Wirkung eines Betriebes der Abgasturbinen mit niedrigen Temperaturen wurde soeben hingewiesen. Weiter ist festzustellen, dass die Arbeitszylinder bei allen Belastungen und allen Drehzahlen stets die für vollständige Verbrennung erforderliche Luftmenge erhalten, so dass sich auch bei Verwendung minderwertiger Brennstoffe keine Rückstände bilden. Demzufolge bleiben die Kolben und Zylinderlaufbüchsen auch nach vielen tausend Arbeitsstunden in gutem Zustand. Die Manövrierfähigkeit ist ausgezeichnet, und der Betrieb mit ganz kleinen Drehzahlen, wie er in Häfen und Kanälen vorkommt, lässt sich leicht und ohne Verschmutzungsgefahr verwirklichen. Bei völligem Ausfallen sämtlicher Turbolader — ein sehr unwahrscheinlicher Fall — kann dank der

Kolbenspülpumpe ein Betrieb mit bis 70 % der vollen Leistung aufrecht erhalten werden. Es besteht also auch in dieser Hinsicht eine sehr hohe Betriebssicherheit.

Zum Festlegen der günstigsten Form der Spül- und Auspuffschlitze wurden Versuche an einem in Ausführungsgrösse hergestellten Zylindermodell mit durchsichtigem Deckel durchgeführt, der mit den gleichen Spülluftdrücken betrieben wurde, wie sie für den Betrieb vorgesehen waren. Die so mögliche Beobachtung der Spülwirkung bei verschiedenen Schlitzformen erlaubte eine wesentliche Verbesserung des Spülwirkungsgrades, was sich denn auch bei den Probeläufen voll bestätigt hat.

Es wird gelegentlich geltend gemacht, die zweistufige Verdichtung der Spülluft mit mechanischem Antrieb der oberen Stufe erfordere einen höheren Leistungsverbrauch und müsse so zu einem höheren Brennstoffverbrauch führen, als dies z. B. bei einstufiger Verdichtung in Abgas-Turbogebäusen der Fall sei. Eine solche Argumentation übersieht, dass für gleiche Verhältnisse auch gleiche Verdichtungsleistungen aufzubringen sind, und dass der Wirkungsgrad des mechanischen Spülpumpenantriebs in der beim Motor 909 S gewählten Form demjenigen der Umsetzung der Auspuffenergie in Druckluft nicht nachsteht. In der Tat wird die Leistung, welche die Pumpe erfordert, durch die mögliche Verlängerung der Expansion im Arbeitszylinder reichlich aufgebracht. Auch in dieser Frage dürften die Brennstoffverbrauchs-Zahlen massgebend sein, die bei den Probeläufen erzielt wurden.

4. Die Arbeitszylinder

Die Arbeitszylinder werden aus einer zweiteiligen Laufbüchse, einem Zylindermantel und einem besondern ring-

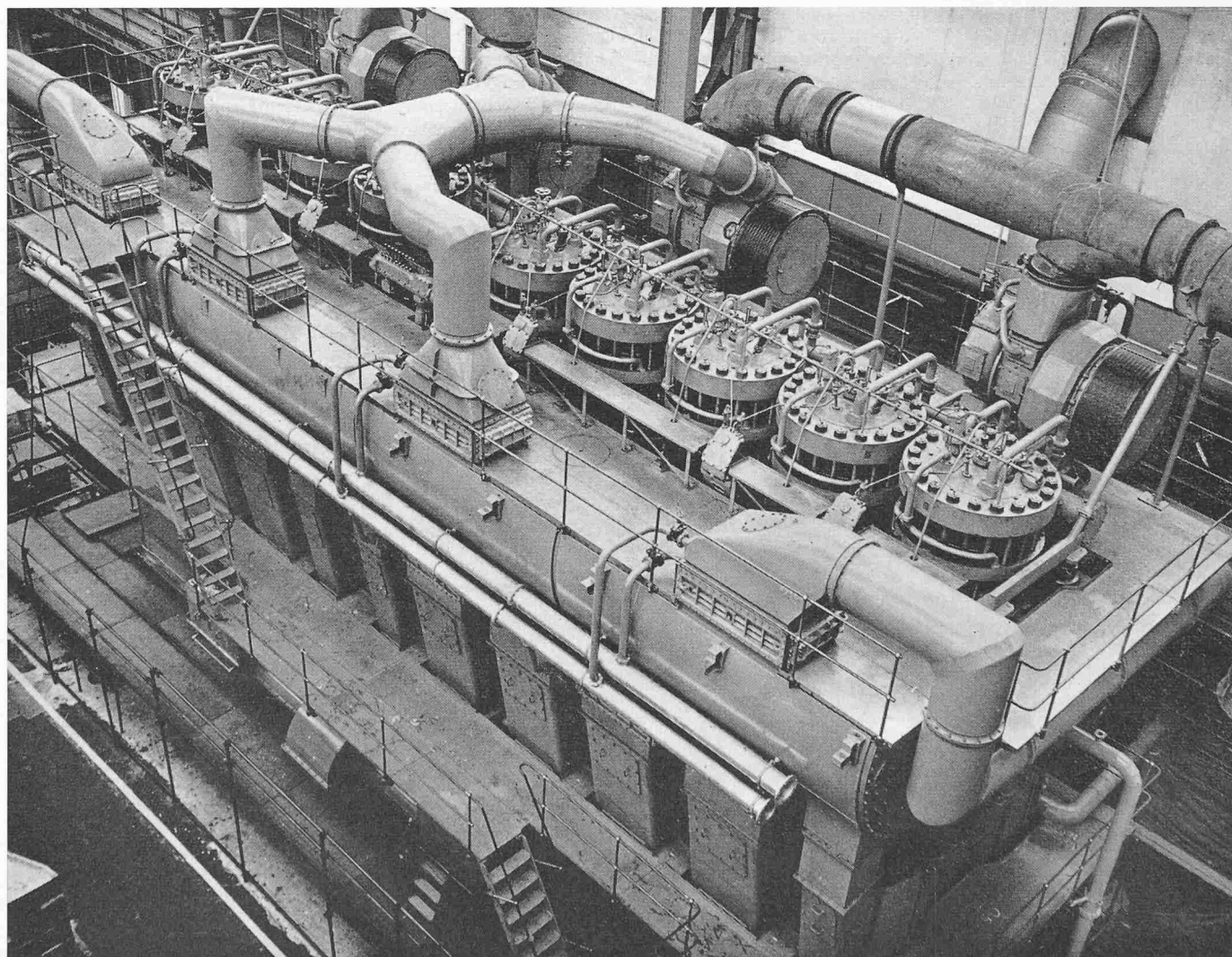


Bild 9. Ansicht des Motoroberteils mit Abgas-Turbogebäusen, Zylinderdeckeln, Spülluftleitungen und Luftkühlern, 1. Stufe

förmigen Manteloberteil aufgebaut. Der obere Teil der Laufbüchsen besteht aus Stahlguss und ist innen mit einem Einsatz aus hochverschleissfestem Gusseisen ausgekleidet. Der untere Teil mit den Spül- und Auslasschlitzen ist aus Grauguss hergestellt. Die Stege zwischen den Schlitzen sind hohl, so dass das Kühlwasser durch sie hindurchströmen kann. Dadurch wird ein Verbiegen des Zylinders infolge Temperaturunterschieden verhindert. Der Laufbüchsenverschleiss, der bei Verwendung minderwertiger Heizöle früher beträchtlich war, konnte durch konstruktive Massnahmen und Verwendung verschleissmindernder, hochalkalischer Zylinderöle wesentlich verringert werden. Er beträgt heute weniger als 0,1 mm je 1000 Laufstunden, auch wenn Schweröle mit Viskositäten von 2000 Redw.-Sekunden und mehr verwendet werden.

Wie aus Bild 2 ersichtlich, ragt die obere Laufbüchse beträchtlich über den Zylindermantel hinaus und wird in diesem Teil von einem Mantelring umgeben, der nur einen verhältnismässig engen Spaltraum für die Wasserkühlung freilässt. Diese Bauweise erlaubt das Aufrechterhalten einer intensiven Wasserströmung, wodurch eine gute Kühlung der aus Festigkeitsgründen verhältnismässig dickwandigen Laufbüchse erzielt wird. Zugleich ergeben sich auf diese Weise lange Bolzen für die Befestigung der Deckel, so dass die Spannungsänderungen infolge unvermeidlicher Wärmewirkungen gering ausfallen.

Die Form des Brennraumes konnte gegenüber früheren Ausführungen für kleinere Bohrungen wesentlich verbessert werden. Dieser Raum wird jetzt durch eine Kugelkalotte im Zylinderdeckel und eine Schweifung des Kolbenbodens gebildet. Massgebend bei der Durchbildung dieser Teile war hauptsächlich die Frage, ob es möglich sei, den Brennstoff mit nur einer zentralen Düse über den grossen Raum genügend gleichmässig zu verteilen. Die diesbezüglichen Studien und Berechnungen zeigten, dass mehrdüsig ausgeführungen nicht notwendig sind. Diese hätten für verschiedene Strahllängen, also mit Löchern von verschiedenen Durchmessern ausgeführt, und es hätte auch eine andere Form der Brennkammer gewählt werden müssen. Die Versuche am Versuchsmotor bestätigten die Zweckmässigkeit der eindüsig ausgeführungen.

5. Die Kolben

Die erhöhten Drücke und Temperaturen machten eine Neukonstruktion der Kolben erforderlich. Diese geht aus Bild 10 hervor, auf welchem die neue Bauart der bisherigen gegenübergestellt ist. Da bei der bisherigen Ausführung die Gaskräfte über die zylindrische Wand des Kolbenoberteils auf die Flansche der Kolbenstange übertragen wurden, ergaben sich für diese Teile aus Festigkeitsgründen grosse Wandstärken und damit hohe thermische Beanspruchungen. Beim neuentwickelten Dünnwandkolben stützt sich der Boden über ein Zwischenstück aus Stahl auf die Kolbenstange ab, wodurch sich nicht nur die Wandstärken bis fast auf die Hälfte verringern lassen, sondern es konnte auch die beträchtliche Materialanhäufung am äusseren Bodenrand vermieden werden, in welcher erfahrungsgemäss die höchsten Temperaturen auftreten. Zugleich ergab sich eine bessere Führung des Kolbenkühlöles.

Die Wirkung dieser Massnahmen besteht in einer sehr beträchtlichen Senkung der höchsten Kolbenbodentemperaturen, die unmittelbar unter den gasseitigen Oberflächen gemessen wurden: Bei einem mittleren effektiven Druck von z. B. 6 kg/cm² sank diese Temperatur von 440° C auf 320° C, bei 7,5 kg/cm² sogar von 500° C auf 360° C. Die Temperaturverteilung ist, wie aus Bild 11 ersichtlich, über die ganze Bodenfläche sehr gleichmässig. Auf der Gasseite schwankt die Temperatur zwischen 360 und 300° C, auf der gekühlten Innenseite zwischen 210 und 170° C. Sie sinkt an der zylindrischen Wand des Kolbenoberteils rasch ab und bewegt sich im Bereich der obersten Ringnute zwischen 150 und 100° C. Bei diesen niedrigen Innentemperaturen sind keinerlei Veränderungen des Oels zu befürchten, die zur Bildung von Schlamm oder Krusten Anlass gäben könnten.

Der aus warmfestem Cr-Mo-Stahl gegossene Kolbenoberteil erhielt auf dem Boden eine zusätzliche Schutzschicht

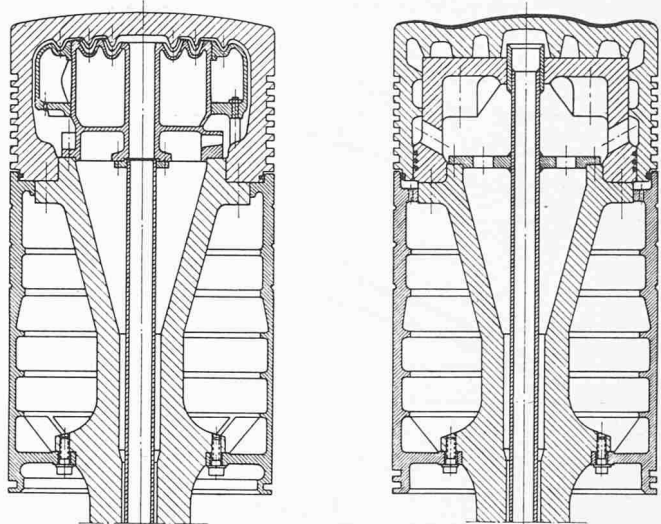


Bild 10. Arbeitskolben für Grossmotoren mit Oelkühlung. links: bisherige Bauart, rechts: neue Bauart

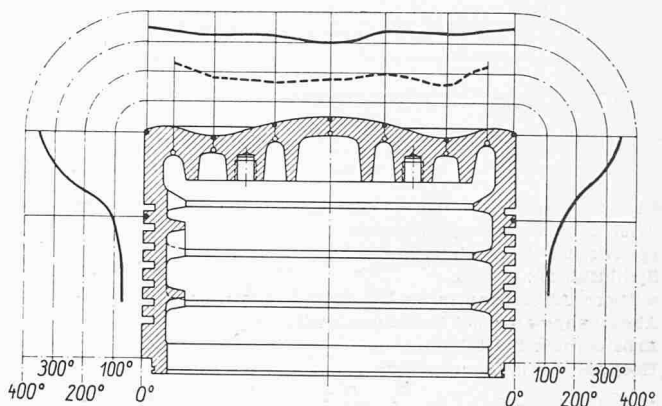


Bild 11. Verlauf der Wandtemperaturen am dünnwandigen Pleuellkopfbereich des Motors 900 S bei $p_{m_e} = 7,7 \text{ kg/cm}^2$, ausgezogene Linien: Aussenseite, gestrichelte Linie: Innenseite

aus Chrom-Nickel. Bei den mässigen Wandtemperaturen ist er gegen die korrosiven Verbrennungsprodukte der schweren Heizöle genügend widerstandsfähig. Die Pleuellringnuten werden durch Hartverchromen geschützt, das sich als sehr dauerhaft erwiesen hat. Der Temperaturverlauf im Pleuellkörper, in den Pleuellringen und an den Gleitflächen hängen, wie leicht einzusehen ist, stark von der Kühlung des Zylinderoberteils ab, die, wie oben beschrieben wurde, wesentlich verbessert werden konnte.

6. Das Triebwerk

Bei grossen Zweitaktmotoren stellen erfahrungsgemäss die oberen Pleuellstangenlager höhere Anforderungen an die Konstruktion. Der verhältnismässig kleine Schwenkwinkel und die einseitige Belastung erschweren die Schmierung und machen die Lager äusserst empfindlich auf Verformungen. Diese verursachen stark ungleiche Flächendrücke mit hohen Spitzenwerten, die zu starkem Verschleiss und Brüchen im Weissmetallausguss führen können. Mit der Erhöhung der Pleuellstangendrücke musste eine Bauweise entwickelt werden, die minimale Verformungen ergibt. Sie besteht hauptsächlich in einer beträchtlichen Verstärkung des gabelförmigen Pleuellstangenendes sowie der Lagerzapfen, die weit über jenes Mass hinausgeht, das mit Rücksicht auf die Festigkeit genügen würde.

Die Pleuellwelle wurde so reichlich bemessen, dass alle kritischen Dreh- und Längsschwingungen im Bereich der Betriebsdrehzahlen auch bei der zwölfzylindrigen Ausführung vermieden sind. Dabei ergaben sich Pleuellzapfendurchmesser für die Pleuell- und Traglager von 700 mm. Die Pleuellzapfen bilden mit den Pleuellzapfen je ein Pleuellstück.

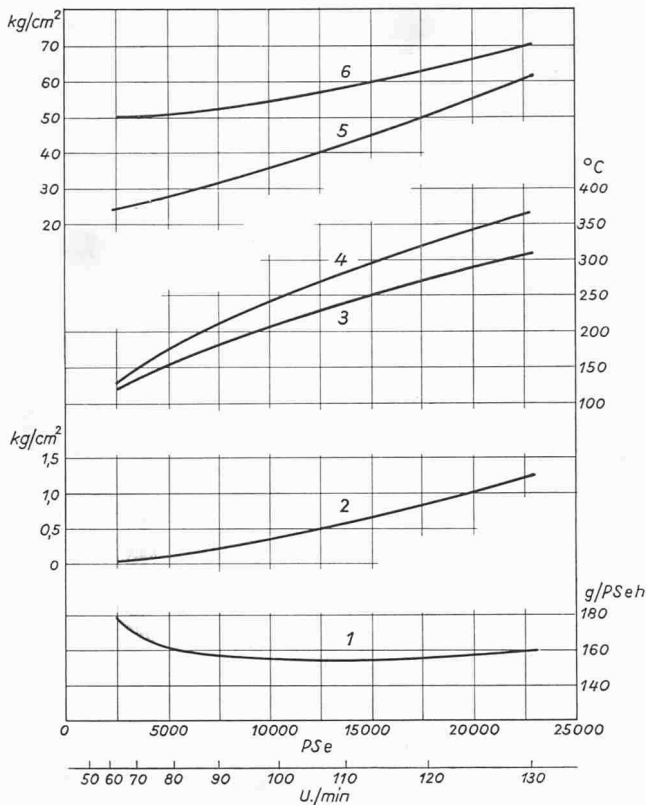


Bild 12. Ergebnisse der Prüfstandversuche am Motor 909 S bei Betrieb nach dem Propellergesetz

- 1 spezifischer Brennstoffverbrauch
- 2 Spülluftdruck
- 3 mittlere Abgastemperatur bei Zylinderaustritt
- 4 Abgastemperatur bei Turbineneintritt
- 5 Arbeitsdruck bei Zündbeginn
- 6 Höchster Verbrennungsdruck

Die Lagerzapfen sind geschmiedet und mit den Wangen durch Aufschrupfen verbunden. Um das Gewicht eines Wellenteils unter etwa 75 t zu halten, werden die Wellen bis zu fünf Hüben zusammengebaut. Maschinen bis zu zehn Zylindern haben deshalb Wellen in zwei Teilen, elf- und zwölfzylindrige Maschinen solche in drei Teilen. Ölbohrungen wurden vermieden.

7. Ergebnisse der Probeläufe

Die eingehenden Probeläufe auf dem Versuchsstand in Turin haben die an der zweizylindrigen Versuchsmaschine gemessenen Werte bestätigt. Die Ergebnisse sind in Bild 12 zusammengestellt, wobei Leistung und Drehzahl sich nach dem Propellergesetz verändern. Tabelle 2 gibt die Hauptgrößen für Normallast und grösste Ueberlast. Verwendet wurde das selbe leichte Heizöl wie für die früheren Versuche, dessen charakteristische Werte bereits oben mitgeteilt wurden (unterer Heizwert 9960 kcal/kg). Bei einem Gesamtgewicht des Motors von 830 t beträgt das Leistungsgewicht 43,6 kg/PS.

Auffallend ist der flache Verlauf der Brennstoffverbrauchskurve, ferner die grössere Leistung, bei welcher der Bestwert auftritt — der entsprechende mittlere Druck ist nicht mehr rd. 5,5 kg/cm² sondern etwa 7,0 kg/cm² — und

Tabelle 2. Ergebnisse der Probeläufe

	Normallast	max. Ueberlast
Leistung an der Welle PS	19 043	26 100
Drehzahl U/min	122,7	131,4
Spezifischer Brennstoffverbrauch g/PS_e h	154	165,5
Mittlere Abgastemperatur °C	298	343

die niedrigen Auspufftemperaturen. Dem günstigsten Verbrauch von 154 g/PS_e h entspricht ein thermischer Wirkungsgrad von 40,8 %. Bei Betrieb mit schwerem Heizöl stieg der spezifische Verbrauch bei Normallast auf 164,5 g/PS_e h. Die maximale Ueberlast wurde bei völlig rauchlosem Auspuff erzielt. Das thermische und mechanische Verhalten des Motors war völlig normal.

8. Weiterentwicklung der bisherigen Typen

Es lag nahe, die bisherigen Typen grosser Schiffsmotoren nach den selben Grundsätzen umzubauen, die bei der Konstruktion des Motors 909 S befolgt wurden. Das ist bei einem siebenzylindrigen Motor mit 750 mm Bohrung und der Typenbezeichnung B 757 S bereits durchgeführt worden. Dieser Motor leistete früher 8400 PS bei $p_{me} = 7$ kg/cm², 132 U/min und erreichte nach erfolgtem Umbau 9625 PS ($p_{me} = 8,05$ kg/cm²) bei der selben Drehzahl und nur wenig höheren Abgastemperaturen. Der Bestwert des Brennstoffverbrauchs sank dabei von 158 g/PS_e h auf 154 g/PS_e h. Die Ueberprüfung der Wärmebilanz und der Vergleich mit der Bilanz früherer Motoren bei gleichem Nutzdruck liess erkennen, dass die spezifischen Kühlwasser- und Kühllöswärmen spürbar kleiner geworden sind, und dass der bessere Gesamtwirkungsgrad des neuen Motors hauptsächlich der verbesserten Wirksamkeit der Spülung sowie der neuen Form der Brennkammern zu verdanken ist.

Diese erfolgreiche Entwicklung bietet u. a. die Möglichkeit, künftig mit einem sechszylindrigen Motor fast die selbe Leistung anbieten zu können wie bisher mit einem siebenzylindrigen, was eine beträchtliche Ersparnis an Gewicht und Baulänge ergibt und die Anzahl wartungsbedürftiger Einzelteile verringert. Die Verringerung der Baulänge bringt oft wesentliche Vorteile bei der Raumeinteilung der Schiffe. Dank der grösseren Zylinderleistungen, die namentlich der Typ mit 900 mm Bohrung aufweist, ist es möglich, die verlangte Gesamtleistung mit wenig Zylindern und geringer Baulänge aufzubringen. So kann z. B. an Stelle eines zehnzyllindrigen Motors B 7510 S, der 13 750 PS leistet ($p_{me} = 8$ kg/cm²), 16 810 mm lang ist und 530 t wiegt, ein sechszylindriger Motor 906 S von 13 300 PS und 568 t Gewicht verwendet werden, der bei nur unbedeutend grösserer Querschnittsfläche nur 13 740 mm Länge aufweist; es werden also 3070 mm an Baulänge gespart.

Schliesslich sei noch auf die Möglichkeit der Abwärmeverwertung hingewiesen. Allein aus den freiwerdenden Abgaswärmen, die rd. 30 % der Brennstoffwärme ausmachen, lassen sich bei quergespülten aufgeladenen Motoren im Abgaskessel 40 bis 45 %, d. h. 12 bis 14 % der Brennstoffwärme, nutzbar machen. Davon benötigt der Hauptmotor zum Aufwärmen des Brennstoffes und für die Separatoren 3 bis 4 %, der Rest steht zur Deckung des Wärmebedarfs des Schiffes zur Verfügung.

Wettbewerb für einen Neubau des Stadttheaters in Zürich

DK 725.82

Fortsetzung von Seite 664

Vorprüfung und Beurteilung der 2. Stufe

Die für die 2. Stufe verbliebenen 12 Projekte wurden nach ihrer Ergänzung, wie sie in der Einleitung dieses Berichtes umschrieben ist, dem Bauamt II der Stadt Zürich bis zum 5. Mai 1961 rechtzeitig eingereicht. Die Vorprüfung durch das Hochbauamt der Stadt Zürich ergab, dass die ab-

gelieferten Unterlagen den Richtlinien des Preisgerichtes entsprechen.

Die Beurteilung, die vom 18. bis 25. Mai 1961 in der Turnhalle «An der Egg» in Zürich-Wollishofen erfolgte, ergab nach nochmaligem eingehendem Studium der Pläne und Modelle die Projektbeschriebe (bei den Plänen abgedruckt).

Fortsetzung auf Seite 682