

Sulzer-Zweitakt-Dieselmotoren grosser Leistung

Autor(en): **Kilchenmann, W.A.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

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

Heft 15: **Schweizer Mustermesse 1961**

PDF erstellt am: **23.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-65500>

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.

Botschaft des Bundespräsidenten zur Schweizer Mustermesse 1961

Wenn die Mustermesse Jahr für Jahr ihres Erfolges gewiss sein kann, so zeugt dies für den hohen Stand des schöpferischen Schaffens unserer Wirtschaft. Es versteht sich keineswegs von selbst, dass ein kleines Land in einem wachsenden Welthandel und in stets sich vergrößernden Wirtschaftsräumen seinen Rang behauptet und festigt. Wo der Wille dazu besteht, vermag Grosses auch auf kleinem Raum zu gedeihen, und Gültiges wird auch in der Wirtschaft nur aus geistiger Anstrengung geboren. Die Verfeinerungen und Vervollkommnungen des technischen Apparates erfordern erst recht eine wohldurchdachte und sorgfältige Arbeit. Ein guter Schulsack sowie eine gründliche und solide Berufsbildung befähigen den schweizerischen Arbeiter, Techniker, Ingenieur und Kaufmann zu hochwertigen Leistungen. Es

besteht aller Anlass, auf diesem Wege weiter zu schreiten und die natürlichen Begabungen zu fördern. Berufliches Können, gepaart mit Unternehmungsgeist, sind die Grundlagen unseres Wohlstandes. Je mehr die Nationen ihre Kräfte entfalten und im friedlichen Wettkampf messen, umso dauerhafter wird die gegenwärtige Prosperität sein und umso grösser die Möglichkeit, dass auch die wirtschaftlich benachteiligten Länder am Aufschwung teilhaben können. Möge diese Entwicklung, auf die wir selber in hohem Masse angewiesen sind, ihren ungestörten und segensreichen Lauf nehmen! Das ist die Hoffnung, welche auch in der Basler Mustermesse, dieser schönen Aeusserung unseres Lebenswillens, spürbar mitschwingen wird.

F. T. Wahlen, Bundespräsident

Sulzer-Zweitakt-Dieselmotoren grosser Leistung

DK 621.436.75

Von W. A. Kilchenmann, technischer Direktor der Abteilung für Dieselmotoren der Firma Gebrüder Sulzer AG., Winterthur

A. Die Nachfrage nach grösseren Zylinderleistungen

Das Bedürfnis nach weiterer Steigerung der Einheitsleistungen grosser Dieselmotoren hat sich vor allem im Bau von grossen, schnellen Fracht- und Tankschiffen eingestellt. Dank der überaus hohen Betriebssicherheit ist es heute ohne weiteres möglich, diese Schiffe nur mit *einem* Propeller und mit *einem* Motor auszurüsten, der mit einer verhältnismässig niedrigen, für den Propeller günstigen Drehzahl arbeitet. Auf diese Weise ergibt sich eine Antriebsanlage von unübertreffbarer Einfachheit, die bei bester Ausnutzung des Treibstoffes wenig Raum beansprucht. Während bis vor wenigen Jahren eine Wellenleistung von 10 bis 12 000 PS die obere Grenze darstellte, wurde es durch die erfolgreiche Einführung der Abgas-Turboaufladung bei Zweitaktmotoren möglich, Einheitsleistungen bis zu 15 000 PS und später, dank der Anwendung höherer Aufladegrade, bis zu 18 000 PS in zwölf Zylindern zu erreichen. Damit konnten Einschrauben-Tankschiffe mit einer Tragfähigkeit von beispielsweise 40 000 t mit Geschwindigkeiten bis zu 16 Knoten mit einem einzigen Motor angetrieben werden.

Auf Grund der guten Erfahrungen mit einer grossen Zahl solcher Motoren sowie nach eingehenden experimentellen Untersuchungen haben Gebrüder Sulzer neuerdings einen Typ RD90 mit einem Zylinderdurchmesser von 900 mm und einem Hub von 1550 mm durchkonstruiert, der bei 119 U/min nominell 2000 PS pro Zylinder leistet, mit dem also mit zwölf Zylindern 24 000 PS erreicht werden. Eine erste Ausführung mit sechs Zylindern hat Ende 1960 die Prüfstandsversuche im Winterthurer Werk mit bestem Erfolg bestanden. Der Motor, der auf den Bildern 1 und 2 zu sehen ist, wurde vom Koninklijke Rotterdamsche Lloyd für seinen Trockenfrachter «Seine Lloyd» von 11 500 BRT bestellt. Gleichzeitig ist ein Motor des selben Typs RD90, jedoch mit neun Zylindern, von der japanischen Lizenznehmerin, der Mitsubishi-Heavy Industries, fertiggestellt worden. Ferner befinden sich sowohl in den Werkstätten in Winterthur als auch in denen verschiedener Lizenznehmer eine Reihe von Motoren der selben Grösse RD90 in Ausführung. Schon bevor mit den Prüfstandsversuchen begonnen werden konnte, lagen insgesamt 16 Aufträge auf den Typ RD90 mit einer Gesamtleistung von 374 000 PS vor, was ein beredtes Zeugnis für das grosse Vertrauen in die von Sulzer geleistete Entwicklungsarbeit darstellt.

Da der Typ RD90 den selben Hub hat wie der bisher grösste Typ RD76, weist er annähernd die gleiche Höhe und Breite wie dieser auf; dagegen baut er sich für die selbe Leistung dank geringerer Zylinderzahl wesentlich kürzer, was oft einen wertvollen Gewinn an nutzbarem Frachtraum bedeutet.

B. Uebersicht über die bisherige Entwicklung

Der mit der Fabrikation des RD90 erreichte und durch die Prüfstandsversuche bestätigte Stand bedeutet ein wichtiges Etappenziel in der über ein gutes Jahrzehnt sich erstreckenden Entwicklungsarbeit am Sulzer-Zweitakt-Schiffsdieselmotor. Die technischen Hauptprobleme, die dabei zu lösen waren, bestanden zur Hauptsache in der Verbrennung schwerer Brennstoffe, im Uebergang von der gusseisernen zur geschweissten Bauart, in der Einführung der Abgas-Turboaufladung für das Zweitaktverfahren, in der Verbesserung der Spülung, im Anwenden hoher Aufladedrücke und in der Vergrößerung der Zylinderbohrung.

Ueber die ersten beiden Programmpunkte ist hier im Zusammenhang mit Prüfstandsversuchen an einem zehnzylinderigen Motor 10 RS 58 von 580 mm Bohrung und 5200 PS bei 240 U/min eingehend berichtet worden¹⁾. Einen beträchtlichen Fortschritt brachte die Einführung der Abgas-Turboaufladung. Von den verschiedenen Möglichkeiten wählte man das Stoss- oder Impulsverfahren mit Spülhilfe durch die Kolbenunterseite, die einen vollen Erfolg darstellte. Auch hierüber findet sich eine eingehende Beschreibung in dieser Zeitschrift²⁾.

Es sei hier lediglich daran erinnert, dass dank dem Impulsverfahren und einer strömungstechnisch günstigen Führung der Auspuffgase von den Motorzylindern nach der Turbine dieser reichlich Energie zugeführt wird, und es so möglich ist, dem Motor die nötige Spülhilfe bei allen Belastungen zur Verfügung zu stellen. Dabei werden je nach Zündfolge drei Zylinder, gelegentlich auch vier oder nur zwei zu einer Gruppe zusammengefasst, und es wird ihr ein Abgasturbo-gebläse zugeteilt. Wie Bild 3 zeigt, fördert das Gebläse die verdichtete Spülhilfe zunächst durch Kühler in einen für alle Zylinder gemeinsamen Behälter. Sie tritt dann durch Federklappenventile in die jedem einzelnen Zylinder zugeordneten

¹⁾ SBZ 1953; Nr. 40, 41 und 42; S. 581, 600 und 615.

²⁾ SBZ 1957, Nr. 10 und 11, S. 139 und 155.

Kammern, die mit den Unterseiten der Kolben in Verbindung stehen. Beim Abwärtsgang des Kolbens wird die in der betreffenden Kammer eingeschlossene Luft verdichtet, bis die Kolbenoberkante die Spülschlitze abdeckt, so dass die Spülung mit scharfem Strahl einsetzt. Die Kammer ist so bemessen, dass der Höchstdruck bei Vollast knapp doppelt so hoch wird, wie der Spülluftdruck bei Gebläseaustritt. In Bild 3 sind links die Druckverlaufkurven in Funktion des Kurbelwinkels bei Vollast und bei kleiner Belastung aufgezeichnet. Der höhere Luftdruck in der Kammer erlaubt, den Unterschied zwischen Spülschlitzhöhe und Auspuffschlitzhöhe wesentlich kleiner zu halten, als es bei normalem Strossbetrieb üblich ist. Damit ergibt sich ein längerer Expansionshub und eine entsprechende Expansionsarbeit, die den Arbeitsaufwand für die zusätzliche Spülluftverdichtung unter dem Arbeitskolben weitgehend ausgleicht. Dank dem vergrösserten Spülluftdurchsatz senken sich die thermische Belastung des Motors und der Brennstoffverbrauch. Der Hauptvorteil dieser Anordnung zeigt sich beim Anlassen, wenn die Aufladegruppen noch still stehen, indem die Unterseiten der Arbeitskolben als Spülpumpen wirken. Tatsächlich lassen sich die aufgeladenen Sulzer-Zweitaktmotoren ebenso leicht anlassen und manövrieren, wie die unaufgeladenen Motoren mit mechanisch angetriebenen Spülpumpen. Hilfsgebläse sind überhaupt nicht nötig, sogar bei Ausfall einer Turbogruppe nicht.

Ueber die bedeutenden Fortschritte, die seit der letzten Veröffentlichung im Jahre 1957 erzielt wurden, soll nachfolgend berichtet werden. Vorweg sei bemerkt, dass es bei den Prüfstandsversuchen am Motor 6RD90 durch weiteres Steigern des Aufladedrucks gelang, die Zylinderleistung von nominell 2000 PS, entsprechend einem effektiven mittleren Kolbendruck von 7,67 kg/cm², auf 3000 PS bei 130 U/min zu steigern, was einen effektiven Kolbendruck von 10,53 kg/cm² ergibt. Mit zwölf Zylindern wäre somit eine Gesamtleistung von 36 000 PS erreichbar. Obwohl bei dieser hohen Belastung der Auspuff völlig rein, die Auspufftemperatur nach der Turbine mit 375° C mässig und der spezifische Brennstoffverbrauch mit 155 g/PSeh niedrig waren, wird eine in nächster Zukunft mögliche Steigerung der Zylinderleistung nicht über etwa 2500 PS hinausgehen, bis genügend Betriebserfahrungen vorliegen. Damit kann immerhin ein Leistungsbereich bis zu etwa 30 000 PS bewältigt und so in ein Gebiet vorgestossen werden, das bisher ausschliesslich der Dampfturbine vorbehalten war.

Gegenwärtig sind die Konstruktionsarbeiten für die Typen kleiner Leistung mit 680 und 560 mm Zylinderdurch-

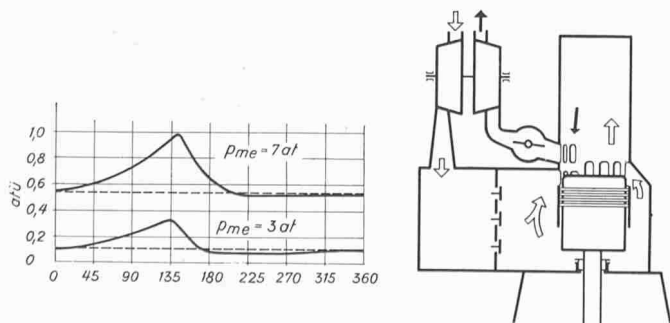


Bild 3. Prinzipschema der Abgasturboaufladung von RD-Motoren (rechts) und Druckverlauf in der Spülluftkammer (gestrichelt) und im Raum unter dem Kolben (ausgezogen) bei voller und mässiger Belastung (links)

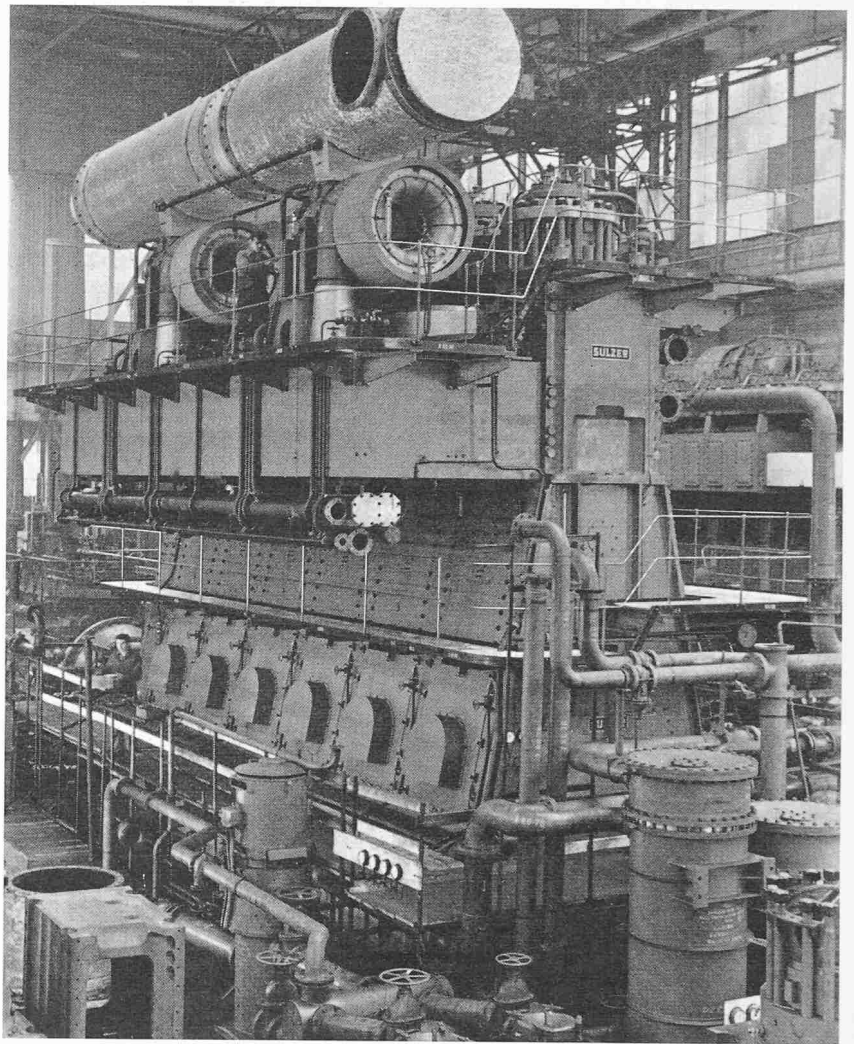


Bild 1. Ansicht des Motors 6RD90 auf dem Prüfstand, gesehen von der Auspuffseite. Ueber dem Spülluftbehälter sind die beiden grossen Luftfilter der Spülgebläse und darüber das isolierte Auspuffrohr zu sehen

messer im Gang, während jene für den Typ RD76 mit 760 mm Bohrung bereits früher abgeschlossen werden konnten. Von diesem Typ sind über 100 Motoren grösstenteils schon abge-

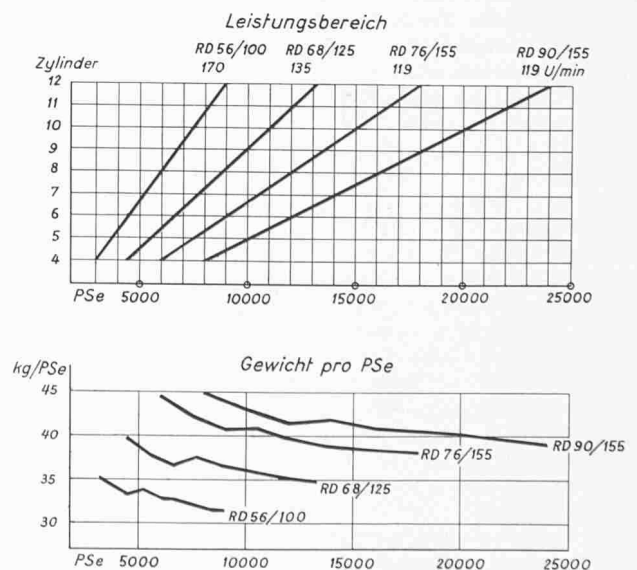


Bild 4. Leistungsbereiche und Leistungsgewichte der vier Grossmotoren der Typenreihe RD

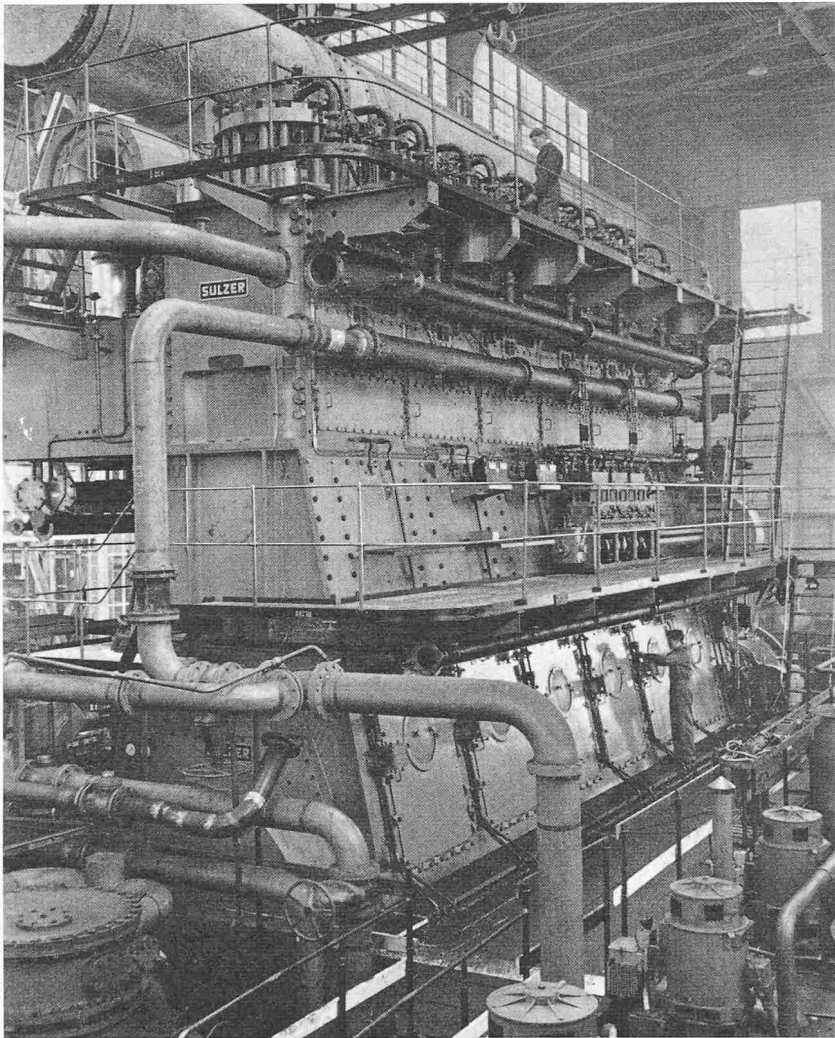


Bild 2. Ansicht des Motors 6RD90 auf dem Prüfstand, gesehen von der Brennstoff-pumpenseite

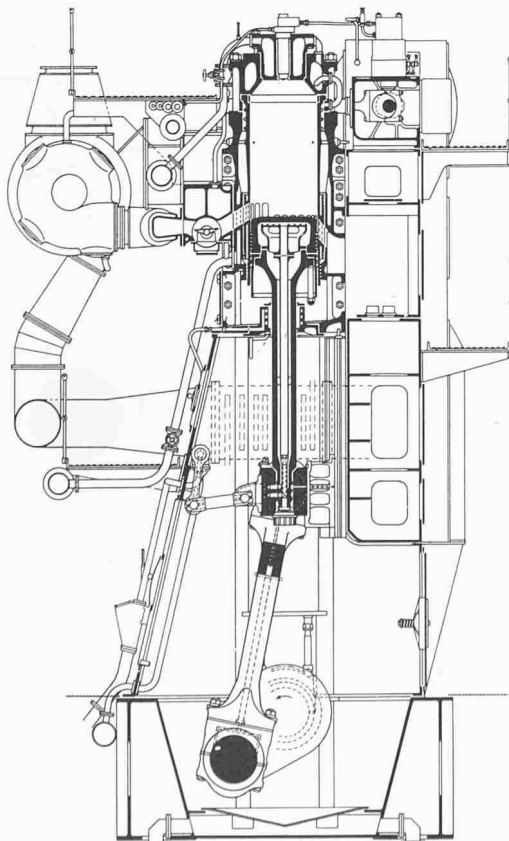


Bild 6. Querschnitt durch einen Motor RSAD 76 (links) und einen Motor RD 76 von gleichen Zylinderabmessungen

liefert, teils noch im Bau. Mit der ganzen Baureihe wird ein Leistungsbereich von 3000 bis 24 000 bzw. 30 000 PS überdeckt, innerhalb welchem, wie aus Bild 4 hervorgeht, durch die Wahl geeigneter Grössen und Zylinderzahlen grosse Anpassungsmöglichkeiten an gegebene Raumverhältnisse bestehen. In Bild 4 ist unten auch das Leistungs-gewicht aufgezeichnet, das naturgemäss bei den Maschinen mit grossen Bohrungen und kleineren Drehzahlen grösser ausfällt als bei den kleineren Typen. Im ganzen sind die

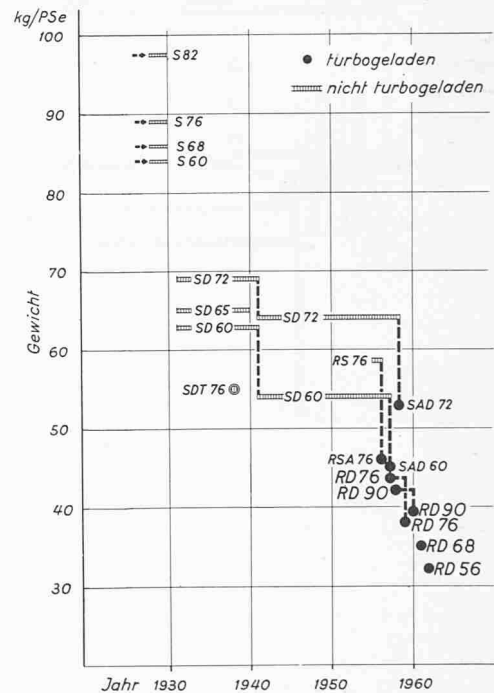
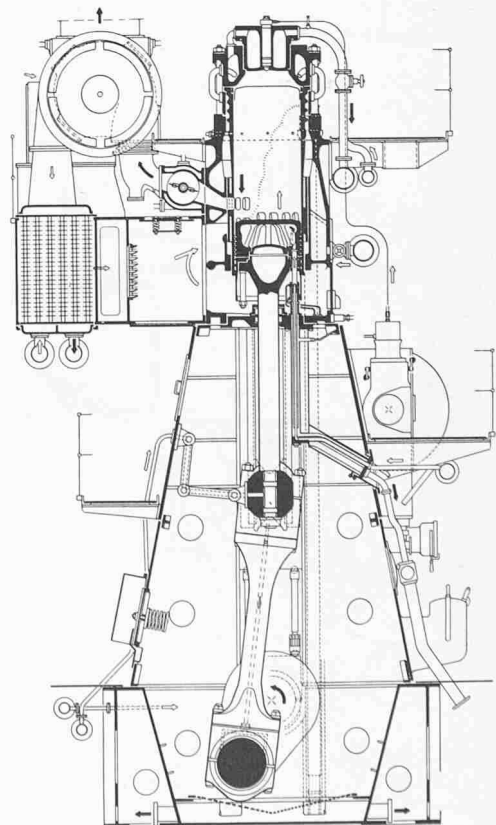


Bild 5. Abnahme des Leistungsgewichtes von Sulzer-Schiffs-Dieselmotoren seit 1930



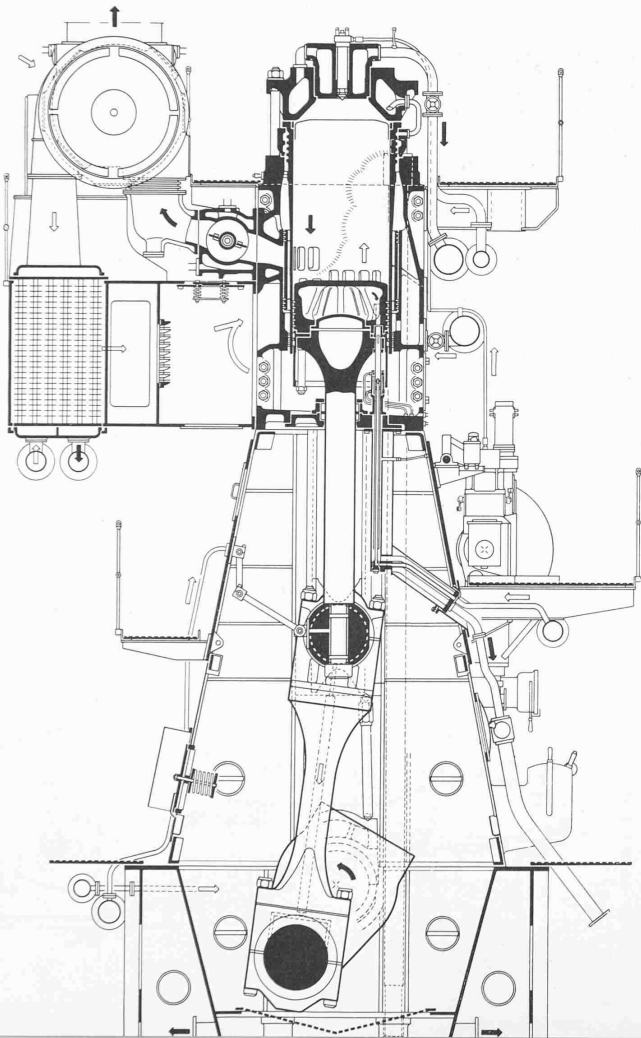


Bild 7 (links). Quer-
schnitt durch den
Motor RD 90

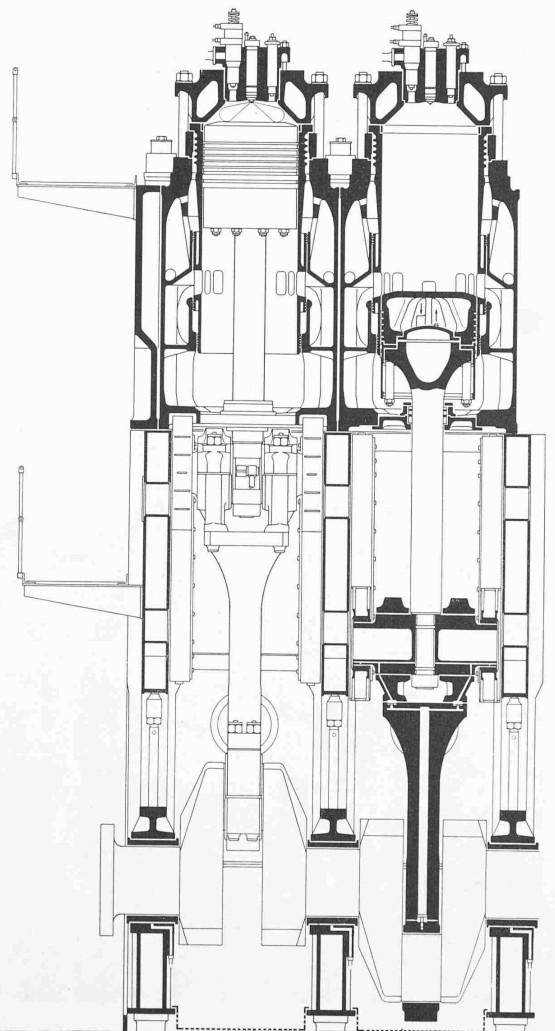


Bild 8 (rechts).
Längsschnitt durch
zwei Zylinder des
Motors RD 90

erreichten Zahlen beachtenswert niedrig, sie liegen zwischen 32 und 42 kg/PSe, wobei die mögliche Leistungssteigerung noch nicht berücksichtigt ist.

In diesem Zusammenhang sei auf die beträchtliche Senkung des Leistungsgewichtes während den vergangenen drei Dezennien hingewiesen, Bild 5. Eine beträchtliche Gewichtseinsparung brachte um das Jahr 1930 die Einführung der direkten Brennstoffeinspritzung, wodurch der Kompressor für die Zerstäubungsluft wegfiel. Die Abgasturboaufladung ergab infolge Wegfall der grossen Spülluftpumpen eine weitere bedeutende Senkung des Gewichtes. Bei den Typen RD76 und RD90 sind zwei Punkte eingezeichnet; der obere bezieht sich auf Maschinen mit sechs, der untere auf solche mit zwölf Zylindern. Auch hier ist die mögliche Leistungssteigerung nicht berücksichtigt.

Die Entwicklungsarbeiten am Motor RD 90 stützten sich auf entsprechende Arbeiten am Typ RD 76. Ermutigt durch die guten Erfahrungen mit den Grossmotoren vom Typ RSAD 76 im praktischen Betrieb, hat man zuerst einen Einzylinder-Versuchsmotor 1RSA 76 mit 760 mm Bohrung und 1550 mm Hub für erhöhte Auflade- und Arbeitsdrücke gebaut, an dem die durch Einzelversuche ausprobierten Neuerungen verwirklicht waren und nun im Grossversuch geprüft werden konnten. Dabei sind Leistungen entsprechend einem mittleren effektiven Kolbendruck von 10,3 kg/cm² erreicht worden, ohne dass der Motor Anzeichen von Ueberlastung gezeigt hätte. Der Verlauf der Brennstoffverbrauchskurve war auffallend flach. Darauf sind dann Motoren des Typs RD 76 mit verschiedenen Zylinderzahlen gebaut und eingehend durchgemessen worden, insbesondere auch im Gebiet gesteigerter Leistungen. Die so gewonnenen Erfahrungen erlaubten dann, den Schritt zur grösseren Bohrung von 900 mm zu tun.

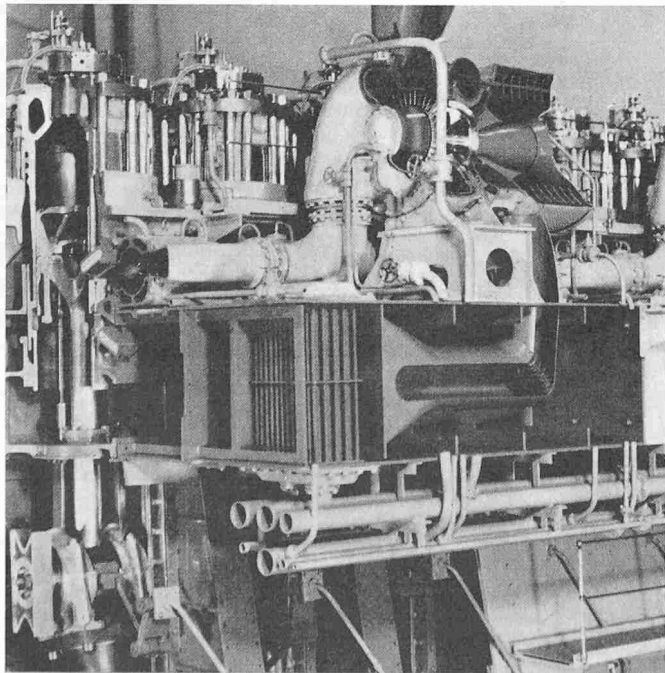


Bild 10. Abgasturbo-Aufladegruppe an einem Sulzer-RD-Motor mit Spülluftweg vom Gebläse zum Motorzylinder, Modellaufnahme

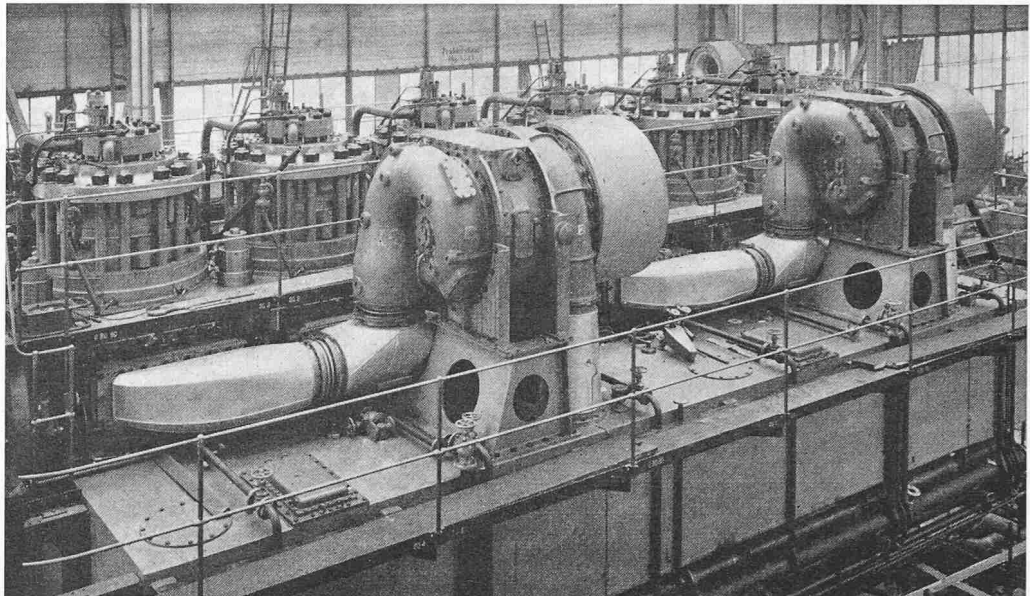


Bild 9. Aufladegruppen mit Auspuffleitungen und Spülluftbehälter zum Motor 6 RD 90

C. Allgemeiner Aufbau

Der allgemeine Aufbau geht aus Bild 6 hervor, auf dem die Querschnitte von zwei Motoren gleicher Grösse (Bohrung

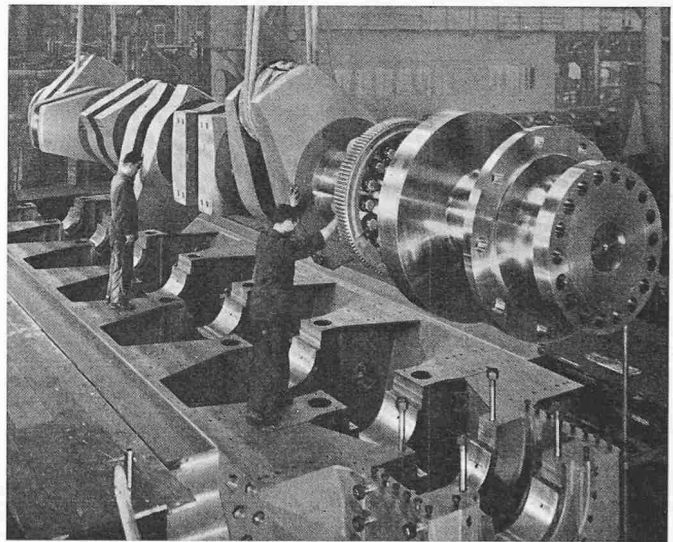


Bild 11. Kurbelwelle von 71,7 t Gewicht mit sechs Kröpfungen und 625 mm Zapfendurchmesser für den Motor 6 RD 90. Vorn der Kupplungsflansch für den Anschluss der Propellerwelle, anschliessend die Scheibe für das Spurlager und das Zahnrad für den Antrieb der Brennstoff- und Ölpumpen sowie der Auspuffschieber

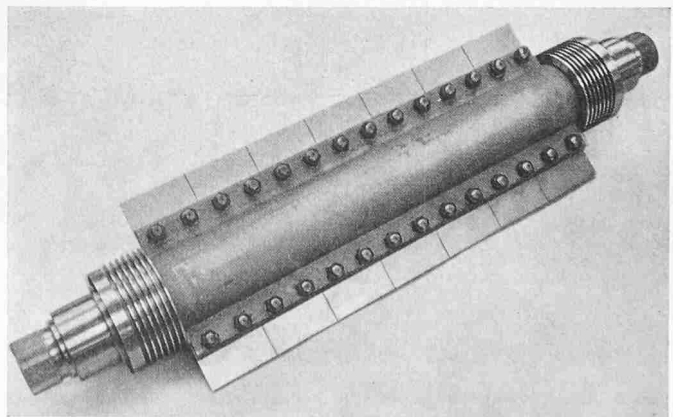


Bild 12. Auspuffschieber



Bild 13. Zylindereinsatz mit Spül- und Auspuffschlitzen

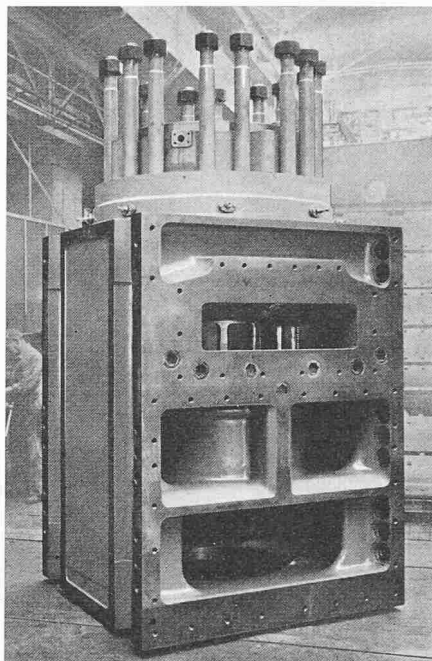


Bild 14. Zylindermantel mit Oeffnungen für Auspuff (oben) und Spülluft (unten)

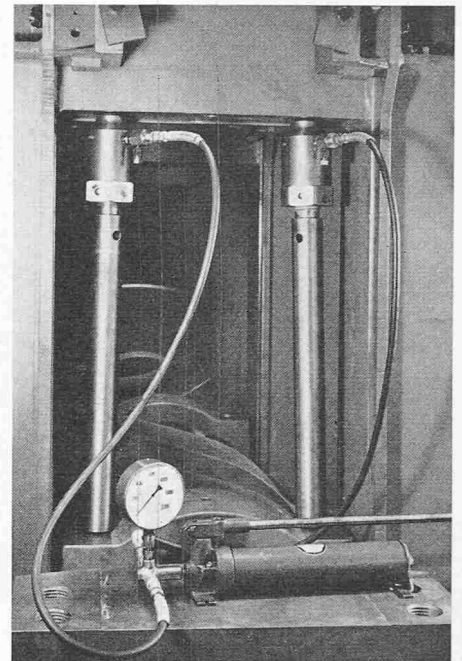


Bild 15. Stelzen zum Befestigen der Kurbelwellen-Lagerdeckel mit hydraulischer Spannvorrichtung

760 mm, Hub 1550 mm) einander gegenübergestellt sind, von denen der eine der früher beschriebenen Typenreihe RSAD und der andere der neuen Reihe RD angehört. Die Bilder 7 und 8 zeigen den Typ RD 90 in etwas grösserem Masstab. Vor allem fällt die wesentlich einfachere und strömungstechnisch günstigere Führung der Spülluft auf. Sie wurde durch Verlegen der Spülluftbehälter auf die Auspuffseite erreicht. Diese Massnahme hing mit einer neuartigen Anordnung der Spülschlitze an den Zylindern zusammen, über die in Abschnitt G zu berichten sein wird. Der weit ausladende Behälter weist einen rechteckigen Querschnitt auf. Er dient als feste Plattform für die Abgas-Turbogebläse, die dank dieser Anordnung von der obersten Bedienungsgalerie aus leicht zugänglich sind. Das selbe trifft für die rotierenden Schieber in den Auspuffkanälen der einzelnen Zylinder zu, ebenso für

die in die Spülluftbehälter eingebauten Luftkühler. Die übersichtliche Anordnung der Gebläsegruppen mit den isolierten Auspuffleitungen und den Spiralgeläusen der Turbinen ist auf Bild 9 ersichtlich, während sich auf der Modellaufnahme Bild 10 der Weg der Spülluft vom Gebläse zum Zylinderunterteil verfolgen lässt. Turbine und Gebläse sind einstufig. Die Luft wird durch grosse Filter angesogen, die zugleich als Schalldämpfer wirken.

Die Geradeführungen für die Gleitschuhe des Kreuzkopfes sind in die Querwände des Ständers eingebaut worden, wie es bei den älteren Motoren mit gusseisernen Ständern der Fall war, wodurch sich der Aufbau vereinfachen und die Zugänglichkeit zum Triebwerk verbessern liessen. Die Brennstoffpumpen sind jetzt auf der unteren Galerie in Maschinenmitte angeordnet, nachdem festgestellt werden konnte, dass sich die längeren Druckleitungen zwischen den Pumpen und den Einspritzventilen auch bei Verwendung schwerer Treiböle in keiner Weise nachteilig auf den Einspritzvorgang erwiesen. Dadurch konnte die Nockenwelle für die Pumpen tiefer gelegt und von der Kurbelwelle aus über Stirnräder angetrieben werden. Diese befinden sich bei Ausführungen bis zu sechs Zylindern am kupplungsseitigen Ende, bei Motoren mit höheren Zylinderzahlen in der Maschinenmitte. Auf Bild 11 ist der Radkranz des auf der Kurbelwelle sitzenden Stirnrades deutlich sichtbar. In dessen Nabe ist ein mit Drucköl betätigter Flügelservomotor eingebaut, der beim Umsteuern der Drehrichtung die alsdann nötige Verdrehung der Nockenwelle gegenüber der Kurbelwelle vornimmt. Der frühere Antrieb der Nockenwelle mittels Kette ist weggefallen.

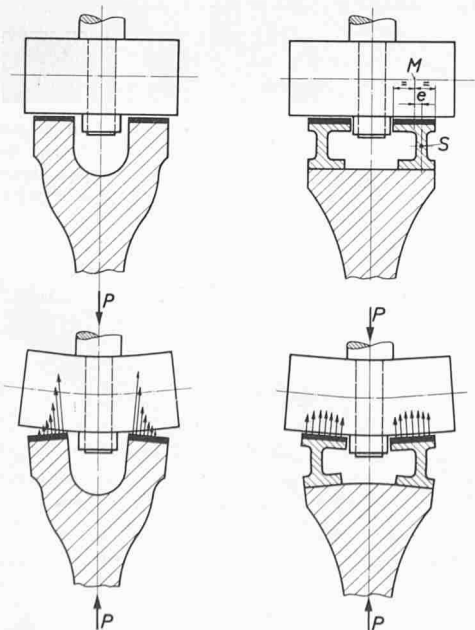


Bild 16. Schematische Darstellung des Kreuzkopflagers in unbelastetem und in belastetem Zustand, links bisherige Bauweise, rechts neue Bauweise

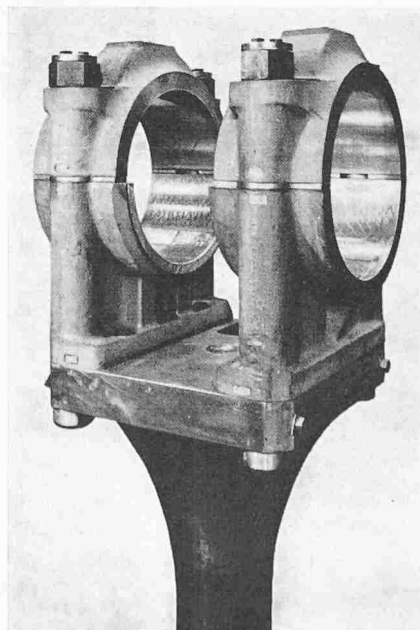


Bild 17. Oberer Schubstangenkopf mit Kreuzkopflager

Von der Nockenwelle werden ausser den Brennstoffpumpen die Ölpumpen für die Zylinderschmierung, ein Fliehkraftregler, der bei Schiffsbetrieb lediglich als Sicher-

heitsregler wirkt, sowie alle rotierenden Schieber in den Auspuffkanälen der einzelnen Zylinder angetrieben. Der gemeinsame Antrieb dieser Schieber ersetzt die früheren Einzelantriebe und bedeutet eine weitere Vereinfachung. Die wassergekühlten Schiebergehäuse, die Lager und die Wellenabdichtungen konnten wesentlich vereinfacht und verbessert werden. Jeder Schieber hat sein eigenes Wellenstück, an dessen Enden je eine Kupplungshälfte aufgesetzt ist. Auf diese Weise lässt sich jeder Schieber mit seinem Gehäuse leicht ein- und ausbauen. Der einzelne Schieber weist als dichtende Elemente dünne Bleche auf (Bild 12), die in der Länge unterteilt sind. Die abdichtenden Flächen sind so schmal, dass sich an ihnen kein Koks ablagern und zum Klemmen Anlass geben kann. Die Unterteilung bedeutet eine Sicherung gegen Bruchstücke von Kolbenringen. Sollte sich nämlich ein solches Stück zwischen Schieber und Gehäuse festklemmen, so wird lediglich ein einzelnes Blech umgebogen, was auf die Wirkungsweise der Maschine kaum von Einfluss ist.

Bild 13 zeigt einen Zylindereinsatz aus Gusseisen mit den Schlitzen für die Spülluft (unten) und für den Auspuff (links, die beiden oberen Schlitze). Auf Bild 14 ist ein Zylindermantel aus Grauguss, oben mit den langen Bolzen für die Befestigung des Zylinderdeckels, zu sehen. Durch die obere Oeffnung in der vorderen Flanschfläche treten die Auspuffgase aus. Das Gehäuse des Rotationschiebers ist an dieser Flanche befestigt. Die mittlere Doppelöffnung dient dem Zutritt der Spülluft zu den Schlitzen im Zylinder, die untere Oeffnung verbindet den Raum unter dem Kolben mit der Spülkammer. In der Seitenfläche erkennt man die vertikalen Rillen für die Zuganker, welche die Zylinderblöcke mit den Lagertraversen in den Grundplatten verbinden.

Um diese Anker möglichst nahe an die Lager heranzubringen, werden die Lagerdeckel durch Druckstelzen gegen die entsprechenden Traversen im Gestell abgestützt, wie auf den Bildern 7 und 15 ersichtlich ist. Zum Montieren dieser Stelzen verwendet man mit Drucköl betätigte Spannvorrichtungen, dank denen sich die erforderliche Montage- spannung genau einhalten lässt. Auf Bild 15 ist vorn der dazu verwendete Presszylinder mit Manometer zu sehen. Sobald der vorgeschriebene Druck erreicht ist, werden die Muttern von Hand nachgestellt und erhalten so die richtige Lage. Nach Ablassen des Oeldruckes stellt sich die gewünschte Vorspannung ein. Auf die selbe Weise werden sämtliche Verbindungen, bei denen die Montagespannungen genau eingehalten werden müssen, ausgeführt, so z. B. diejenige zwischen Kreuzkopfpfaffen und Kolbenstange. Auch die Zuganker werden hydraulisch vorgespannt. Man erreicht damit kürzere Ueberholungszeiten und kann ausserdem diese Arbeiten ungelerten Helfern überlassen.

Die Kröpfungen der Kurbelwelle sind mit Schraubenlöchern versehen, an denen Gegengewichte angeschraubt werden können, wenn sich dies wegen freier Massenkräfte oder zum Verändern der Eigenschwingungszahl als not-

wendig erweist. Die Kurbelwellenlager lassen sich ohne Ausbauen der Welle herausnehmen. Die Lagerdeckel mit den oberen Schalenhälften sind leicht abzuheben, nachdem die Stelzen entfernt sind. Die unteren Schalenhälften können dann einzeln herausgedreht werden, wozu die Welle entsprechend unterstützt wird.

Nachstehend sollen einige konstruktive Einzelheiten näher beschrieben werden, die beim Typ RD 90 neu entwickelt worden sind, um den hohen mechanischen und thermischen Belastungen zu genügen, die sich mit der Steigerung der Zylinderleistung, der Erhöhung der Lade- und Verbrennungsdrücke und der Vergrösserung der Bohrung ergaben.

D. Das Kreuzkopflager

Bekanntlich stellen die Kreuzkopflager grosser Dieselmotoren besonders hoch beanspruchte Maschinenelemente dar, die nicht immer befriedigt haben. Mit der Steigerung der Aufladedrücke und der Verbrennungsdrücke sind auch die Lagerbelastungen grösser geworden, so dass sich eine konstruktive Verbesserung aufdrängte. Bei der üblichen Bauart der Kreuzkopflager ergibt sich infolge der Verformung des Zapfens und der Schubstangengabel, wie aus Bild 16 links ersichtlich, eine stark ausgeprägte Kantenpressung auf den Lagerinnenseiten, die nur teilweise durch Nachschaben der stark tragenden Teile der Lagerfläche gemildert werden kann.

Um die nachteilige Wirkung der Verformungen grundsätzlich auszuschalten, wurde eine Bauweise des Schubstangenkopfes entwickelt, wie sie in Bild 16 rechts und Bild 17 zu erkennen ist. Danach ist das Schubstangenende zu einer sehr steifen Flanche von annähernd quadratischer Form ausgebildet worden, an der die beiden verhältnismässig leicht gebauten Lagerkörper aus Stahlguss angeschraubt sind. Diese sind derart gestaltet, dass sie die einander entgegengesetzten Deformationen der Flanche und des Zapfens durch ihre eigene elastische Verformung auszugleichen vermögen. Dazu ist der Lagerunterteil verhältnismässig hoch und dünnwandig gebaut. Weiter ist die Stegmitte S um die Entfernung e gegenüber der Lagermitte nach aussen verschoben. Dadurch stellt sich das Lager unter der Wirkung der Belastung gerade um so viel schräg ein, wie zum Erreichen einer gleichmässigen Flächenpressung nötig ist. Wesentlich ist dabei, dass sich diese selbsttätige Einstellung bei jeder Belastung vollzieht. Eingehende experimentelle Untersuchungen mit Spannungsmessungen und optischen Deformationsmessungen haben die Ergebnisse der theoretischen Berechnungen ergänzt. Vor allem aber haben die Betriebsergebnisse am laufenden Motor bei Zünddrücken von 80 atü und mehr die Richtigkeit der getroffenen Massnahmen bestätigt. So zeigten die Gleitflächen der nach den Probeläufen ausgebauten Lager über die ganze Breite gleichmässige Tragspuren.

Schluss folgt

Der Einfluss der Leitvorrichtungen auf Leistung und Wirkungsgrad von Kreiselpumpen

Von Dr. h. c. K. Rüttschi, Brugg

DK 621.67

Sowohl bei Kreiselpumpen als auch bei den übrigen Strömungsmaschinen findet man zahlreiche Untersuchungen an Laufrädern oder Schaufel-Gittern, denen gegenüber solche an Leitvorrichtungen vernachlässigt erscheinen. Und doch bildet jede Strömungsmaschine erst zusammen mit der Leitvorrichtung ein Ganzes. Wie stark die Ausbildung der Leitvorrichtung Wirkungsgrad und Leistung beeinflusst, zeigen nachstehende Untersuchungen.

1. Radialrad mit Spiralgehäuse

Die Leitvorrichtung soll die hinter dem Laufrad vorhandene Geschwindigkeitsenergie in Druck umwandeln. Die Verlangsamung kann entweder in einem am Umfang angeordneten Kranz von ruhenden Leitschaufeln, einem Leit-

rad, oder in einem schaufellosen Ringraum, d. h. also in einem Leitring oder in einem Spiralgehäuse geschehen. Für die am meisten verbreitete einstufige Pumpe wird fast immer für die Druckumsetzung das Spiralgehäuse verwendet. Nach Pfeleiderer¹⁾ darf die Berechnung eines solchen Spiralgehäuses nicht unter Zugrundelegung gleicher mittlerer Geschwindigkeit für sämtliche Querschnitte der Spirale erfolgen, wie es häufig geschieht und wobei der Querschnitt sich proportional dem Beaufschlagungsbogen vergrössert. Wegen der Fliehkräfte der kreisenden Förderflüssigkeit muss der Druck von innen nach aussen zu-, also

¹⁾ Carl Pfeleiderer: Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase, Berlin, Göttingen, Heidelberg 1955, Springer-Verlag.