

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 71 (1953)
Heft: 41

Artikel: Die neuen Sulzer-Zweitakt-Schiffsmotoren geschweisster Bauart
Autor: Kilchenmann, W.A.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-60644>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

Download PDF: 22.02.2026

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

Die neuen Sulzer-Zweitakt-Schiffsmotoren geschweißter Bauart

DK 621.436:629.12

Von Dipl. Ing. W. A. KILCHENMANN, technischer Direktor der Abteilung für Dieselmotoren der Firma Gebrüder Sulzer, Aktiengesellschaft, Winterthur

Fortsetzung von Seite 586

3. Abnutzung und Beschaffenheit der Laufflächen.

Bild 11 zeigt die Abnutzung des erwähnten Zylindereinsatzes von 720 mm Bohrung im Verlaufe von rund 2500 Betriebsstunden mit den genannten Schwerölen, mit Viskositäten zwischen 1400 und 6200 sec. Redwood I. Wie ersichtlich, ist der Verschleiss ungefähr doppelt so gross als die durchschnittliche Abnutzung von mit Dieselöl betriebenen Maschinen. Es war im Laufe der Versuche begreiflicherweise nicht leicht, die sehr geringen Durchmesseränderungen festzustellen, die sich nach den verhältnismässig kurzen Betriebszeiten mit den verschiedenen Schwerölqualitäten ergaben. Die üblichen Mikrometermessungen erwiesen sich infolge der unvermeidlichen Temperatureinflüsse als nicht genau genug, um bei einem Durchmesser von 720 mm Unterschiede von weniger als etwa 0,03 mm festzustellen. Mit Mikrometern lassen sich zuverlässige Ergebnisse nur bei einer Betriebsdauer von wenigstens 1000 Stunden erzielen. Daher wurde ein speziell für die Messung von Zylinderabnutzungen gebauter Apparat verwendet, der auf dem pneumatischen Prinzip beruht und vor etwa zehn Jahren von Gebrüder Sulzer entwickelt worden war. Mit ihm kann in relativ kurzer Zeit die Abnutzung eines Zylindereinsatzes auf Grund von 600 Messpunkten in einer Abwicklung der Zylinderlauffläche durch Höhenkurven kartographisch dargestellt werden. Eine weitere Messmethode, die auf der Grössenänderung des Eindruckes einer kleinen Diamantpyramide beruht, wurde ebenfalls ausprobiert. Daraus ergab sich nebenbei, dass ein beträchtlicher Anteil der Gesamtabnutzung auf die Korrosion des Zylindermetalls unter der bräunlichen Lackschicht zurückzuführen ist, welche die Zylinderlauffläche bedeckte.

Die Abnutzung der Kolbenringe wurde ebenfalls sehr sorgfältig registriert, indem über 630 Einzelmessungen vorgenommen und ausgewertet wurden. Auch diese waren annähernd doppelt so gross als bei Verwendung üblicher Diesellole. Ein Versuch, die Abnutzungen und die Lackbildung durch die Verwendung eines stark mit Zusätzen versehenen, den Ablagerungen entgegenwirkenden Schmieröls herabzusetzen, ergab kein eindeutiges Ergebnis, was aber möglicherweise mit der kurzen Dauer von nur 142 Stunden des betreffenden Versuchs zusammenhängt.

Die hier angegebenen Abnutzungswerte sind selbstverständlich nur für die oben angeführten, bei den Versuchen verwendeten Brennstoffe gültig. Die im praktischen Betrieb entstehenden Abnutzungen weisen starke Streuungen auf, weil sie in hohem Masse vom Gütegrad der benutzten Brennstoffe abhängen. Denn die Viskosität ist ja an sich noch kein entscheidender Qualitätsfaktor. Es gibt Anlagen, bei denen höhere Abnutzungen gemessen wurden als bei den hier beschriebenen Schwerölversuchen, aber auch solche, die geringeren Verschleiss aufwiesen. So sind z. B. an Sulzer-Motoren

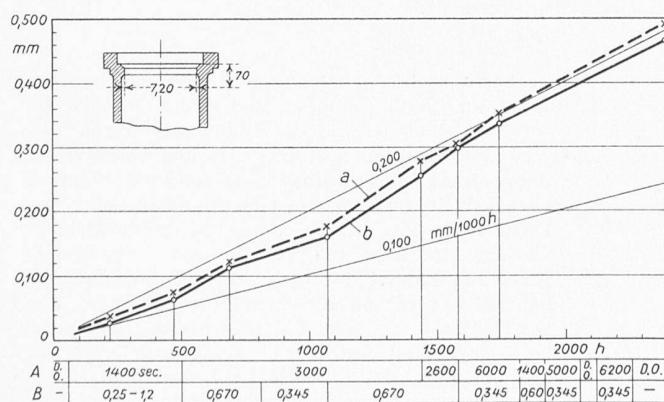


Bild 11. Durchmesservergrösserungen eines Zylindereinsatzes von 720 mm Bohrung und 1250 mm Hub infolge Abnutzung im Verlauf von rd. 2500 Betriebsstunden mit verschiedenen Brennstoffen mit Viskositäten zwischen 1400 und 6200 sec. Redwood I, gemessen mit pneumatischem Gerät; a) Mittelwert der Messungen senkrecht und parallel zur Motorlängssaxe, b) Mittelwert von 24 Messtellen am Umfang, A Viskosität des Brennöls in sec. Red. I/100 ° F (DO = Dieselöl) B Zentrifugendurchsatz in t/h

vom Zweitakt-Tauchkolbentyp mit Querspülung in Südamerika Abnutzungen von nur 0,05 bis 0,07 mm pro 1000 Stunden festgestellt worden, und zwar mit einem Brennstoff mit einer Viskosität bis zu 8000 sec. Redwood I und im Laufe einer Betriebsdauer von über 10 000 Stunden⁶⁾.

Die Ablagerungen, die an den Zylindereinsätzen des Versuchsmotors festgestellt wurden, waren unbedeutend. Die Lauffläche war gewöhnlich mit schwarzbraunem Lack bedeckt, Bild 12. Die Auspuffschlitze wiesen nur geringe Koksansätze auf, und die Spülslitze im Laufe der ganzen Dauer der Versuche praktisch sauber blieben. Bild 13 zeigt das übliche Aussehen des Kolbens nach den einzelnen Dauerversuchen mit den verschiedenen Schwerölen.

Ausser den eingehenden Untersuchungen, die in den Laboratorien der Firma Gebrüder Sulzer in neuerer Zeit durchgeführt wurden, sowie den im Verlauf vieler Jahre an stationären Schwerölmotoren erworbenen Erkenntnissen, konnten über den Schwerölbetrieb auch in Schiffsmotoren-Anlagen in den letzten paar Jahren wertvolle Erfahrungen gesammelt werden⁷⁾. Eine grössere Anzahl Schiffsmotoren vom SD-

6) «Technische Rundschau Sulzer», Nr. 4/1952.

7) Hierüber wurde unter anderem an dem im April 1953 in Mailand abgehaltenen internationalen Kongress über Verbrennungsmotoren von Ing. D. Ruy's des Königlichen Rotterdamschen Lloyd und von Ing. W. Sozonoff der Compagnie Maritime Belge berichtet.

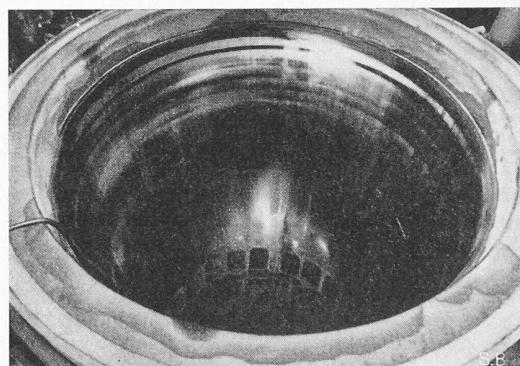


Bild 12. Auspuffseite der Zylinderlauffläche des Versuchsmotors von 720 mm Bohrung nach 1550 Stunden Schwerölbetrieb, von denen die letzten 148 Stunden im Dauerbetrieb mit Brennstoff von 2600 sec. Redwood I gefahren wurden



Bild 13. Spülseite des Kolbens von 720 mm Neindurchmesser nach 220 Stunden Dauerbetrieb mit Schweröl von 3000 sec. Redwood I

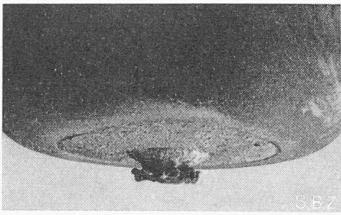


Bild 14. Brennstoffventil normaler Konstruktion mit Kokstropeten nach 48 Betriebsstunden mit Schweröl von 3000 sec. Redwood I.

RS-Motoren zusätzliche Massnahmen ergriffen, um die Verwendung von Kesselölen zu erleichtern.

4. Einspritzsystem

Bei den in Winterthur durchgeföhrten Schwerölversuchen erwies es sich als nötig, die Spiele des Brennstoffpumpenkolbens sowie der Nadel des Einspritzventils auf etwa 0,01 mm zu vergrössern, um eine ausreichende Schmierung ihrer Gleitflächen bei Verwendung von Brennstoffen höherer Viskosität sicherzustellen und um das Anfressen dieser Elemente infolge unterschiedlicher Wärmedehnung bei raschen Änderungen der Brennstofftemperatur zu vermeiden.

Für Brennstoffe mit Viskositäten bis zu 1500 sec. Redwood I bei 100°F konnte man die normalen Einspritzdüsen ohne weiteres beibehalten. Bei Brennstoffen höherer Viskosität mussten dagegen Düsen mit kleinerem Lochdurchmesser verwendet werden, weil die Zerstäubung sonst nicht so wirksam war wie bei leichteren Oelen, die Brennstoffstrahlen zu lang wurden und auf den Kolbenboden aufschlugen. Weiter hat sich gezeigt, dass die Düsenlöcher bei Verwendung von ungenügend gereinigtem Kesselöl mit der Zeit durch Erosion aufgeweitet werden und die Lochdurchmesser infolgedessen öfters nachgemessen werden müssen. Aus diesem Grunde mussten z. B. zahlreiche nach Winterthur zur Ueberholung zurückgeschickte Einspritzdüsen ausgeschossen werden, obwohl sie sich im übrigen in einem durchaus brauchbaren Zustand befanden. Hier spielt auch das Materialproblem eine wichtige Rolle. Manche für den Betrieb mit leichten Brennstoffen absolut zufriedenstellende Stähle, wie z. B. niedriglegierte, einsatzgehärtete Stähle, werden von Schwerölen in verhältnismässig kurzer Zeit erodiert. In solchen Fällen werden mit Vorteil Sonderwerkstoffe, wie z. B. hochlegierte Werkzeugstähle oder nitriertgehärtete Stähle besonderer Qualität verwendet.

Bei den Schwerölversuchen erwies sich die Kühlung der

Einspritzdüse normaler Konstruktion als ungenügend, wenn Brennstoffe von 3000 und mehr sec. Redwood I verwendet wurden, indem sich schon nach 48 Betriebsstunden die bekannten Kokstropeten um die Düsenlöcher bildeten (Bild 14). Bild 15 zeigt als Beispiel drei der etwa 30 ausprobierten Einspritzventile verschiedener Konstruktion und Kühlleitungsleitung sowie deren Zustand nach dem Betrieb mit verschiedenen Brennstoffen. Zahlreiche Versuche wurden auch mit einem schon vor etwa 25 Jahren von Gebrüder Sulzer erprobten Einspritzventil spezieller Konstruktion durchgeföhr, das von Prof. Dr. G. Eichelberg beschrieben worden ist⁸⁾. Die Wirkung dieses Ventils besteht darin, dass nach jeder Einspritzung aus den Düsenlöchern austretenden Brennstofftröpfchen wegzublasen, bevor sie Zeit gefunden haben, zu verkoken. Dies geschieht mit Hilfe eines kegelmantelförmigen Luftstrahles, der aus einem um die Einspritzdüse angeordneten, kreisförmigen Hohlraum während des Expansionshubes austritt, nachdem dieser Raum im Laufe des vorhergehenden Kompressionshubes mit Luft aufgeladen wurde. Die Ergebnisse waren vielversprechend, doch zeigte sich, dass die Konstruktion dieses Ventils noch weiterer Entwicklungsarbeit bedarf, da mit den ersten Ausführungen dieser Art im Laufe der Versuche Schwierigkeiten infolge unterschiedlicher Wärmedehnungen auftraten. Schliesslich wurde eine spezielle Ventilkonstruktion mit intensiver Düsenkühlung entwickelt (Bild 16), die mit allen ausprobierten Brennstoffen zufriedenstellende Ergebnisse lieferte.

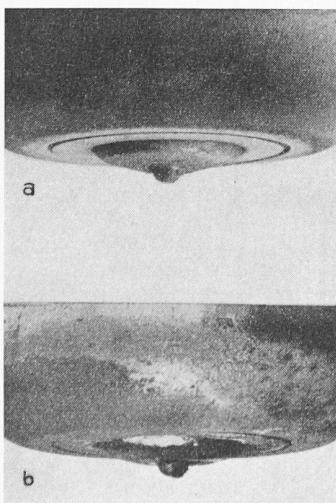
Bei der Konstruktion war man bestrebt, den Kühlwasserraum so nahe als möglich an die Düsenöffnungen heranzubringen. Wie aus Bild 15 b zu ersehen ist, befand sich dieses Ventil nach 211 Betriebsstunden mit Schweröl von 3000 sec. Redwood I noch in einwandfreiem Zustand, während bei der üblichen Düsenkonstruktion der selbe Brennstoff schon nach 48 Stunden die auf Bild 14 ersichtlichen Kokstropeten verursachte. Selbst mit Schweröl von 6200 sec. Redwood I zeigte das neue Ventil keine Koksansätze. Die wichtigsten Neuerungen dieses Einspritzventils haben übrigens ihre Bevährungsprobe bereits bestanden, da schon etwa 5000 Ventile analoger Bauart in Motoren mit kleineren Bohrungen eingebaut sind und dort allen Anforderungen entsprechen.

C. Der konstruktive Aufbau der neuen RS-Motoren

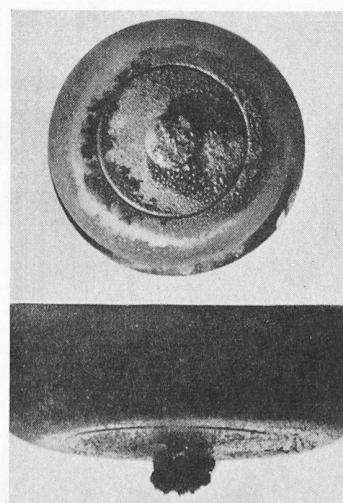
Eine Beschreibung dieses Aufbaus wurde im Anschluss an die im Sommer 1952 an einem Prototyp durchgeföhrten Versuche hier veröffentlicht⁹⁾. Im Anschluss daran soll nachfolgend auf die wesentlichen konstruktiven Gesichts-

⁸⁾ «Engineering», 22. Dez. 1939, S. 682 u. f.

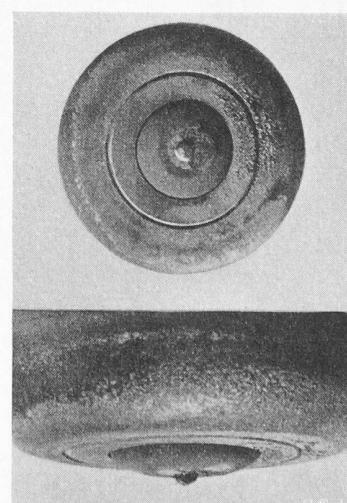
⁹⁾ SBZ 1952, Nr. 32, S. 454*.



Kühlmanteldüse, Betrieb mit Schweröl von 3000 sec. Redwood I. $p_{me} = 5,0 \text{ kg/cm}^2$; $n = 130 \text{ U/min}$. a) Betriebszeit 187 h, Düsenkühlung mit Motorwasser von 37°C ; b) Betriebszeit $187 + 24 = 211$ h; Düsenkühlung während 24 h mit Stadtwasser von 15°C



Düse bisheriger Bauart, Betrieb mit Schweröl 6000 sec. Red. I. $p_{me} = 5,0 \text{ kg/cm}^2$; $n = 130 \text{ U/min}$. Betriebszeit 45 h; oben Vorderansicht, unten Seitenansicht



Kühlmanteldüse, Betrieb mit Schweröl 6000 sec. Red. I. $p_{me} = 5,0 \text{ kg/cm}^2$; $n = 130 \text{ U/min}$. Betriebszeit 107 h; oben Vorderansicht, unten Seitenansicht

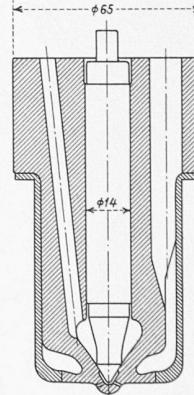


Bild 16. Speziell für Schwerölbetrieb entwickeltes Einspritzventil mit intensiver Düsenkühlung

punkte und wichtige Einzelheiten an Hand eines Vergleichs des neuen Motors RS 58 mit dem Motor SD 72 der bisherigen Konstruktion (Bild 18) sowie ausführlicher Darstellungen des neuen Motors (Bilder 19, 20 und 21) näher eingegangen werden.

1. Für Schwerölbetrieb wesentliche Merkmale der RS-Motoren

Die Schweröle geringerer Qualität weisen im allgemeinen hohen Asche- und Schwefelgehalt auf. Dementsprechend enthalten ihre Verbrennungsrückstände Schwefelsäure und schmiergelnde Feststoffe. Um zu verhüten, dass diese schädlichen Verbrennungsprodukte in das Kurbelgehäuse gelangen, wo sie Korrosionen und hohe Abnützungen an den Triebwerksteilen hervorrufen würden, ist das Kurbelgehäuse durch eine mit einer Stopfbüchse 2 (Bild 19) versehene Trennwand 1 gegen die Zylinder abgeschlossen. In Bild 18 ist dieses Konstruktionselement mit der dem gleichen Zweck dienenden und mit Oelabstreifringen versehenen «Laterne» der Motoren

SD 72 verglichen. Die beim Motor RS 58 angewandte Abdichtungsmethode ist bei Sulzer-Motoren nicht neu. Aehnliche Stopfbüchsen wurden früher mit bestem Erfolg bei kleineren Zweitakt-Kreuzkopf-Motoren verwendet, von denen bis vor etwa 15 Jahren mehrere Tausend gebaut worden sind. Bei der SD-Bauart werden die an den Kolbenringen vorbei entweichenden Leckgase durch die «Laterne» nach der Atmosphäre abgeleitet. Die ober- und unterhalb der «Laterne» angeordneten und am Kolbenmantel dichtenden Oelabstreifringe sind im Grunde nichts anderes als eine besondere Art von Stopfbüchse.

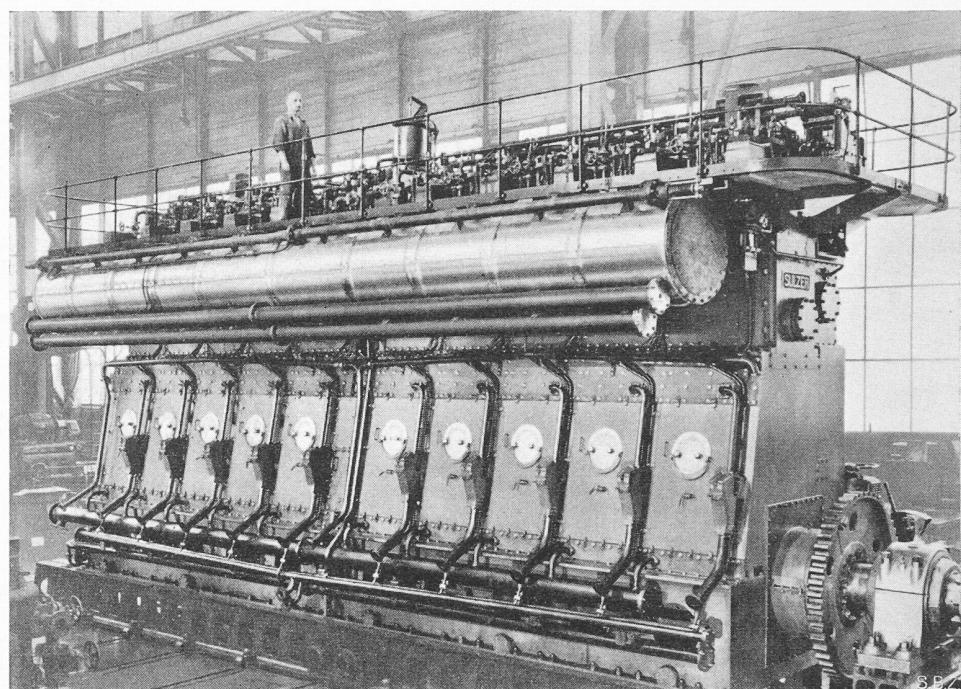


Bild 17. Der Prototyp der neuen Motoren RS 58/76 auf dem Prüfstand. Mit 10 Zylindern von 580 mm Bohrung und 760 mm Hub entwickelt diese Maschine 5200 PS Normalleistung bei 240 U/min

Diese ist allerdings nicht so wirksam wie diejenige der RS-Motoren, bei denen die Stopfbüchse auf dem viel kleineren Durchmesser der Kolbenstange dichtet.

Die rauchlose Verbrennung schwerer Oele verlangt eine sehr genaue Kontrolle der Einspritzverhältnisse. Um dies zu erleichtern, sind bei den neuen RS-Motoren die Brennstoffpumpen 3 auf der Höhe der Zylinderdeckel angeordnet (Bild 19), wodurch die Hochdruck-Brennstoffleitung 4 zwischen der Pumpe und dem Einspritzventil 5 kurz ausfällt. Der Strömungswiderstand der dickflüssigen Oele wird dadurch

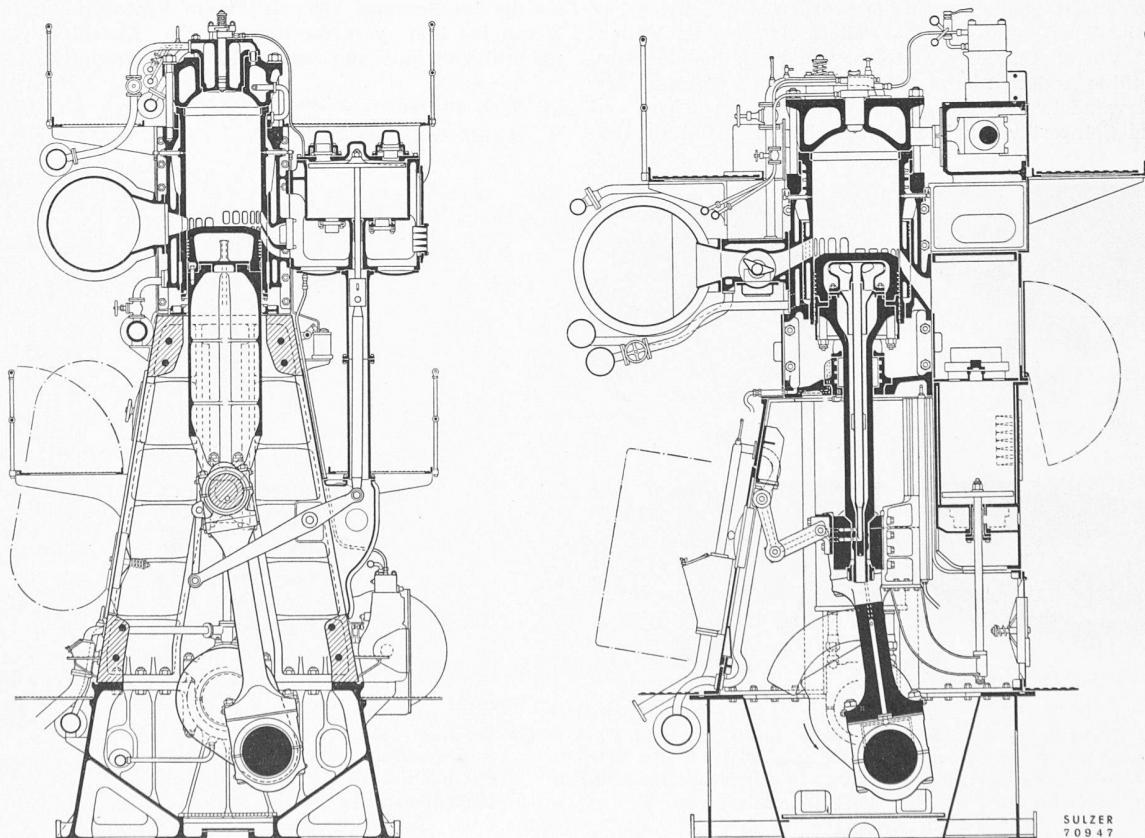


Bild 18. Vergleich des konstruktiven Aufbaues des Sulzer-Motors SD 72 mit «Laterne» und Oelabstreifringen (links) und des Motors RS 58 mit Trennwand und Stopfbüchse (rechts)

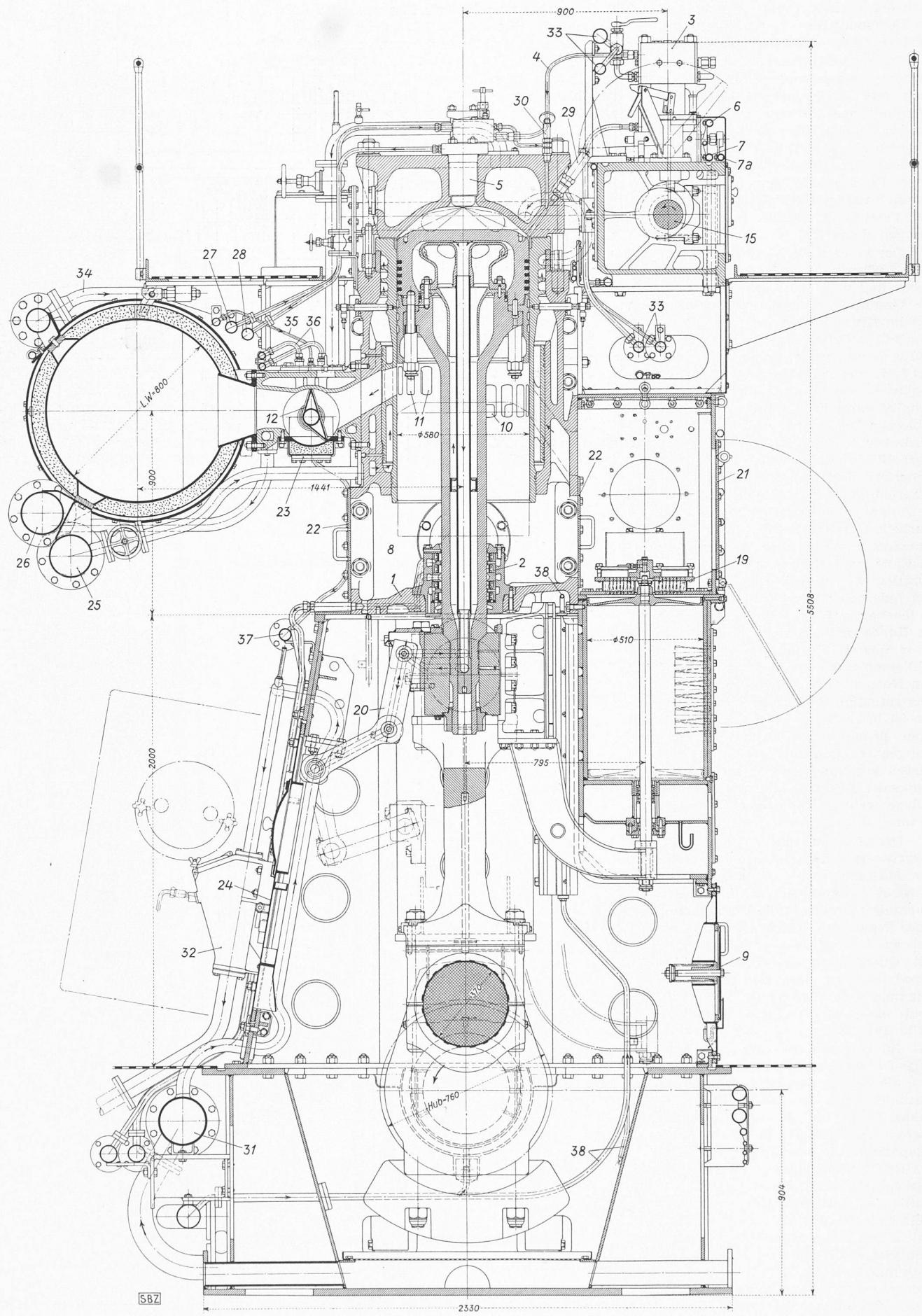


Bild 19. Querschnitt durch die Zylinderaxe des neuen Motors R 58/76; Legende siehe Seite 605

herabgesetzt, dementsprechend sinkt auch der höchste Pumpendruck. Auf die Beheizung des kurzen Leitungsstückes konnte verzichtet werden.

Die Brennstoffpumpe ist so konstruiert, dass sowohl der Beginn als auch das Ende ihres Förderhubes während des Betriebes korrigiert werden können. Dies dürfte sich entschieden als Vorteil erweisen, da die Zündeigenschaften der Schweröle von einer Bunkerstelle zur andern oft ziemlich unterschiedlich sind. Zu dieser Verstellung dienen die Reglerstangen 6 und 7.

Der bei den RS-Motoren vorhandene Luftraum 8 zwischen dem Zylinder und dem Kurbelgehäuse setzt die Gefahr von Oeldampf-Explosionen im Kurbelkasten wesentlich herab. Jede Möglichkeit, dass ein etwa heissgelaufener Kolben das Gemisch aus Luft und Oeldämpfen des Kurbelgehäuses zur Entzündung bringen könnte, kann in der Tat als ausgeschlossen betrachtet werden. Damit wird aber die wichtigste Ursache von Kurbelkasten-Explosionen beseitigt. Neueren Bestrebungen sowie den Empfehlungen von Lloyd's Register of Shipping entsprechend, sind die Kurbelkasten-Türen der RS-Motoren trotzdem mit reichlich bemessenen, im Falle einer Explosion abblasenden Ventilen 9 versehen. Diese bestehen aus federbelasteten Stahlplatten, die angehoben werden, sobald der Druck im Kurbelgehäuse einen bestimmten Wert übersteigt, und sofort wieder schliessen, nachdem dieser Druck auf den Normalwert zurückgegangen ist. Das sofortige Schliessen dieser Ventile ist besonders wichtig, da es nach einer primären Explosion das Ein dringen frischer Luft in den Kurbelkasten verhindert, durch die ein beginnender Brand genährt würde und welche weitere Explosionen auslösen könnte.

Der Einbau einer Stopfbüchse vergrössert normalerweise die Höhe der Maschine, was als sehr unerwünscht angesehen wird. Dieser Nachteil kann durch die Verwendung eines kürzeren Kolbens vermieden werden. Dem steht aber bei Motoren mit Querspülung der Umstand hindernd im Weg, dass der kurze Kolben im oberen Teil seines Hubes die Spül- und Auspuffschlitze 10 und 11 (Bild 19) freilegt, so dass die Spül luft im Kurzschluss durch die Auspuffschlitze entweichen kann. Daher sind die Kolben der Zweitaktmotoren normalerweise so lang (Bild 18, links), dass der Kolbenmantel im oberen Hubbereich die Spül- und Auspuffschlitze geschlossen hält. Bei den RS-Motoren, die mit kurzen Kolben versehen sind (Bild 18, rechts), wurde den Auspuffschlitzen eine oszillierende Klappe 12 nachgeschaltet, welche den Auspuffkanal geschlossen hält, wenn sich der Kolben im oberen Totpunkt befindet. Diese Klappe wird zudem so gesteuert, dass sie den Auspuffkanal schon gegen das Ende der Spülperiode schliesst. Der Zylinder wird infolgedessen zu Beginn des Kompressionshubes bis auf den Spül luftdruck nachgeladen, ohne dass es zu diesem Zwecke nötig ist, den Zylinder mit einer

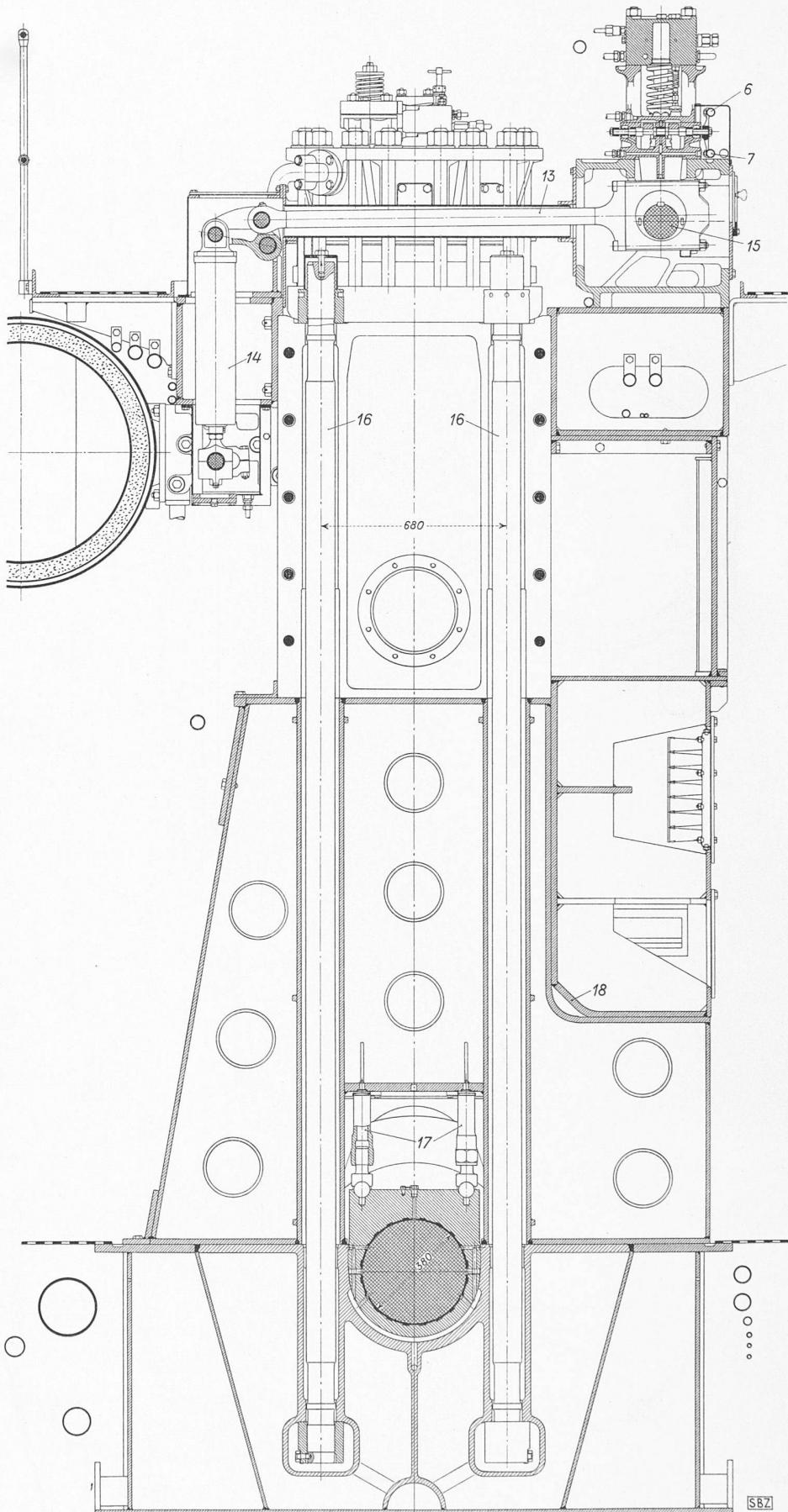


Bild 20. Querschnitt durch die Zuganker zwischen den einzelnen Zylindern des Motors RS 58/76

zweiten Reihe von Spülslitzen mit vorgeschalteten Rückschlagventilen zu versehen. Das Fehlen der Rückschlagventile, die öfters gereinigt werden müssen, dürfte als weiterer Vorteil gewertet werden, da dadurch der Zeitaufwand für den

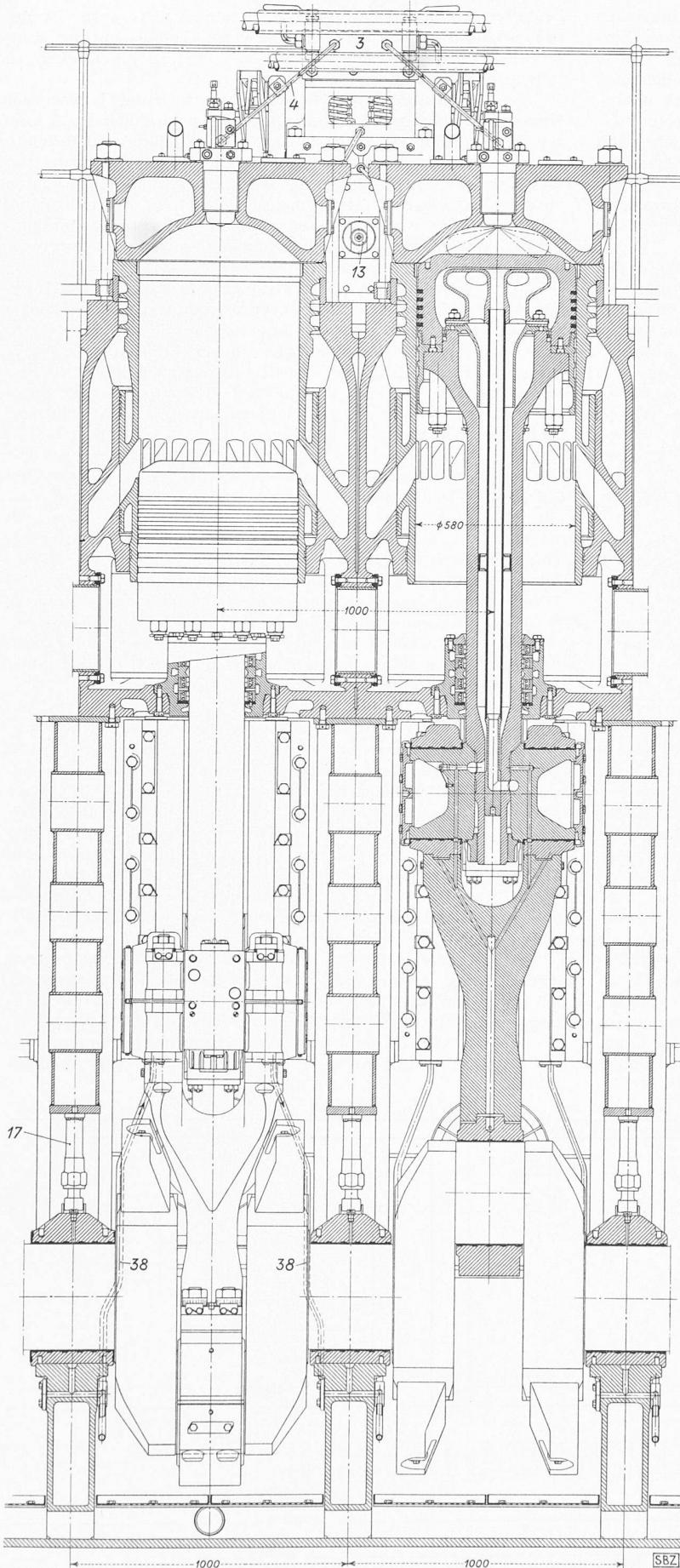


Bild 21. Längsschnitt durch die Zylinderaxe des Motors RS 58/76

Unterhalt der Maschine geringer ausfällt. Bevor die Auspuffklappe in die Konstruktionsentwürfe der RS-Motoren endgültig aufgenommen wurde, mussten alle Momente, die sich aus ihrem Gebrauch für den Betrieb mög-

Legende zu den Bildern 19, 20 und 21

- 1 Trennwand zum Abschluss des Luftraumes 8 gegen das Kurbelgehäuse
- 2 Kolbenstangen-Stopfbüchse
- 3 Brennstoff-Einspritzpumpe
- 4 Brennstoff-Einspritzleitung
- 5 Einspritzventil
- 6 Regulierstange zur Verstellung des Förderendes
- 7 Regulierstange zur Verstellung des Förderbeginns
- 7a Regulierstange zum Verstellen des Fliehkräftreglers vom Manövierstand aus
- 8 Luftraum unter dem Kolben
- 9 Explosionsventile
- 10 Spülslitze
- 11 Auspuffslitze
- 12 Auspuffklappe
- 13 Schubstange zum Antrieb von 12
- 14 Federndes Zwischenglied im Antrieb zu 12
- 15 Steuerwelle
- 16 Zuganker
- 17 Druckschrauben zum Deckel des Kurbelwellenlagers
- 18 Spülpumpenkasten
- 19 Spülpumpenventile
- 20 Gelenkrohre für Kühlöl zum Kolben
- 21 Deckel zum Spülreceiver
- 22 Deckel zum Raum 8
- 23 Deckel zum Schieberkasten
- 24 Kurbelkastentüre
- 25 Kühlwasserzufuhr zum Zylinder
- 26 Kühlwasserablauf
- 27 Kühlwasserzufuhr zu 5
- 28 Kühlwasserablauf von 5
- 29 Sicherheitsventil
- 30 Indikatorstutzen
- 31 Drucköl für Kreuzkopf- und Pleuellager-Schmierung und Kolbenkühlung
- 32 Oelablauf vom Kolben mit Kontrollöffnung
- 33 Brennstoffleitungen
- 34 Anlassluftleitung
- 35 Schmieröl zum Lager von 12
- 36 Sperrluftzu- und -abfuhr zu 12
- 37 Lecköle aus den Lagern von 12
- 38 Kühlöl für Kreuzkopf-Gleitbahnen

licherweise als nachteilig erweisen könnten, sorgfältig abgeklärt werden. So besteht z. B. die Möglichkeit der Verschmutzung und des Steckenbleibens infolge Ablagerungen aus den heißen Auspuffgasen. Man hat daher eine solche Klappe während rund 2000 Betriebsstunden mit verschiedenen Schwerölen am Versuchsmotor von 720 mm Bohrung ausprobiert. Während den ersten paar Stunden wurde die Klappe mit Wasser gekühlt, während allen folgenden Versuchen jedoch ohne jede Kühlung verwendet. Nach Abschluss der Versuche zeigte diese Klappe keinerlei Anzeichen von Verkokung (Bild 24). Um ferner die Gefahr eines Bruches des Antriebsgestänges zu beseitigen, herrührend von gebrochenen Kolbenringstücken, die während des Betriebes zwischen der Auspuffklappe und ihrem Gehäuse eingeklemmt werden könnten, wurde das Antriebsgestänge 13 (Bild 20) mit einer vorgespannten Feder 14 ausgerüstet, die so bemessen ist, dass sie bei festgeklemmter Klappe den vollen Hub des Antriebes aufnehmen kann.

Das Spiel zwischen der Auspuffklappe und ihrem Gehäuse wurde reichlich bemessen, damit sich die Klappe auch unter dem Einfluss allfälliger Wärmedeformationen nicht festklemmen kann. Eine geringe Undichtheit ist durchaus tragbar. Die Steuerkanten der Auspuffklappe sind verhältnismässig schmal (Bild 19), so dass sie als Schaber wirken und die sich im Innern des Gehäuses allenfalls bildenden Kokansätze sogleich entfernen. Die Auspuffklappen werden von der Steuerwelle 15 (Bild 20) aus über das Gestänge 13 einzeln angetrieben. Diese Antriebsart erleichtert den Ausbau. Die erste in dieser Weise gesteuerte Klappe wurde vor etwa 26 Jahren benutzt, um einen kleineren Sulzer-Zweitaktmotor nachzuladen. Diese Lösung wurde jedoch zu jener Zeit nicht weiterentwickelt.

Der kurze Kolben, dessen Verwendung durch die eben beschriebene Auspuffklappe ermöglicht wird, ergibt nicht nur eine geringe Gesamthöhe, sondern auch bessere Laufeigenschaften;

auch ist die Gefahr des Heisslaufens infolge Deformationen des Zylindereinsatzes oder der Kolbenlauffläche stark herabgesetzt. Dem genauen Ausrichten der Kreuzkopfbahnen auf die Zylinderaxe kommt nicht mehr so entscheidende Wichtigkeit zu. Zudem dürfte der Schmierölverbrauch niedriger werden, weil das Oel des Kurbelgehäuses infolge der Stopfbüchse nicht mehr auf den Kolben gespritzt wird und anderseits die kleinere Kolbenlauffläche weniger Zylinderschmieröl benötigt. Oelabstreibringe können in diesem Falle wegfallen, um so eher, als das vom Zylinderschmierapparat geförderte Oel grundsätzlich im Zylinder bleiben und dort zur Schmierung dienen sollte.

Der Antrieb der unmittelbar unter den Brennstoffpumpen gelagerten Nockenwelle 15 warf infolge der Entfernung von der Kurbelwelle verschiedene Fragen auf. Beim Prototyp RS 58 und den zurzeit in England gebauten Maschinen dieses Typs werden die Nockenwellen über Renold-Rollenketten angetrieben (Bild 26). Im Falle der langhubigen Maschine von 760 mm Bohrung, bei der die Entfernung zwischen der Kurbel- und der Nockenwelle noch grösser ist, stellt der Kettenantrieb die technisch gegebene und zweifellos wirtschaftlichste Lösung dar. In beiden Motortypen ist jedoch das Kettengehäuse so konstruiert, dass an Stelle des Antriebs durch eine Kette auch ein solcher durch Zahnräder eingebaut werden kann.

Besondere Sorgfalt wurde auf die Konstruktion der Kettenspannvorrichtung verwendet. Die schliesslich angenommene Lösung zeichnet sich dadurch aus, dass sich beim Verstellen der Kettenspannung der Phasenwinkel zwischen der Kurbel- und der Nockenwelle nicht verändert. Die Spannung der Kette lässt sich einfach und rasch nachstellen.

Schluss folgt

Zur Darstellung von Aussparungs-Plänen

Von KARL BÖSCH, Dipl. Techniker, Zürich DK 696:693:744.4

Für die Angabe von Aussparungen in Baukonstruktionen und für die Erstellung entsprechender Aussparungspläne bestehen keine verbindlichen Normen oder Richtlinien. Fast jedes Büro hat seine eigene Art der Darstellung und Bezeichnung¹⁾. Das Fehlen einer allgemein angewandten, eindeutigen Methode zeitigt daher viele mühsame Verhandlungen und Missverständnisse.

Die meisten Fehler entstehen wohl aber dadurch, dass die Ersteller von Aussparungsplänen von bestehenden Gewohnheiten ausgehen. Die Grundrisspläne der Architekten stellen natürlicherweise die Ansicht des Objektes von oben dar. So ist es folglich auch für den Installationsfachmann am einfachsten, wenn er die Aussparungen für Apparate und Leitungen im Plan desjenigen Grundrisses einträgt und vermassen kann, in welchem diese Leitungen liegen. Aussparungen in Decken erscheinen somit als Bodendurchbrüche. Damit ist auch die hauptsächlichste Begriffsverwirrung und Fehlerquelle aufgedeckt. Denn es ist ja so, dass die Aussparungspläne nicht für den Installateur, sondern für diejenigen gezeichnet werden, die die Aussparungen am Bau vorzunehmen haben. Die Gegebenheiten im Eisenbetonbau und der Arbeitsvorgang am Bau verlangen die Betrachtungsweise «von unten nach oben». Der

1) Vgl. z. B. SBZ 1951, S. 366.

	DD		BD*		MD
	DS		BS*		MS
DD Decken-Durchbruch	UK	Unterkant			
BD Boden-Durchbruch	ÜB	Mass ab rohem			
MD Mauer-Durchbruch		Boden aufwärts			
DS Decken-Schlitz	DG	Durchgehend			
BS Boden-Schlitz	D	Decke			
MS Mauer-Schlitz	B	Boden			
OK Oberkant					
* Kommen nur in nicht unterkellerten Räumen vor.					

Bild 1. Signaturen und Abkürzungen. Bei farbiger Darstellung: gelb für Decken, braun für Mauern.

Ersteller von Aussparungsplänen hat sich also dieser Forderung anzupassen und konsequenterweise alle horizontalen Konstruktionselemente nicht als Böden, sondern als Decken zu sehen und zu behandeln.

In Beachtung dieses Gebotes ist auf Grund jahrelanger Nutzanwendungen und Erfahrungen die nachstehende, in kurzen Zügen erläuterte Methode für die Darstellung und Bezeichnung von Aussparungen entstanden. Indem ich diese zur Diskussion stelle, hoffe ich gerne, damit einen Beitrag zu leisten an die Verbesserung der bis heute vielfach zu stiefmütterlich behandelten Aussparungspläne, und an die frühere oder spätere Einbürgerung einer einheitlichen Methode im Interesse des allgemeinen Fortschrittes.

Wer benötigt die Aussparungspläne: Der Eisenbeton-Ingenieur, der Architekt und Bauführer, der Maurer-Polier. Bei der Erstellung der Aussparungspläne haben wir uns daher den Planungs- und Arbeits-Prinzipien dieser Baufachleute anzupassen. In erster Linie ist also Rücksicht zu nehmen auf die besondere Art der Schalungspläne des Eisenbeton-Ingenieurs und in zweiter Linie auf die Gegebenheiten, wie sie sich dem Polier auf der Baustelle ergeben.

Das im Hochbau am meisten vorkommende Bauelement wird durch die Wände oder Stützen mit der darüber liegenden Platte oder Decke gebildet. Der Eisenbeton-Ingenieur spricht folglich immer von Decken; Böden existieren für ihn nur in nicht unterkellerten Räumen. Alle ein Geschoss betreffenden Angaben sollen sich daher immer auf die Wände und Stützen mit den darüberliegenden Decken und Unterzügen beziehen. *Im Grundrissplan eines bestimmten Geschosses sind konsequenterweise alle Aussparungen einzutragen von OK rohem Betonboden bis OK roher Betondecke des Nenngeschosses.* Es kann nur von Nutzen sein, das gleiche Prinzip auch für die Erstellung der Installationspläne anzuwenden.

Auf den Bauplänen 1 : 50 oder 1 : 100 kann man normalerweise immer den Vermerk finden, dass alle Angaben als Rohmasse zu betrachten sind. Für den Maurer existieren vorerst nur die rohen Baukonstruktionen. Beim Einmessen der Aussparungen soll er sich daher immer auf die rohen Wände oder Decken beziehen können. Das Operieren unter Berücksichtigung der Putz- und Belagstärken wäre zu umständlich und würde nur zu oft zu Fehlangaben und Irrtümern führen. *Alle Massangaben sollen daher stets ab roher Baukonstruktion erfolgen.* Die Putz- und Belagstärken müssen vom Planbearbeiter bei der Dimensionierung der Aussparungen einkalkuliert werden.

Es ist anzustreben, mit einem Minimum an Bezeichnungen auszukommen. Deren Abkürzungen sollen allgemein verständlich und daher auch allgemein gebräuchlich sein. Die Erläuterung der Abkürzungen ist aus der Legende zu Bild 1 ersichtlich.

Bei der Angabe der Dimensionen von Aussparungen empfiehlt sich, eine allgemeine Regel anzuwenden. Die Arbeiten

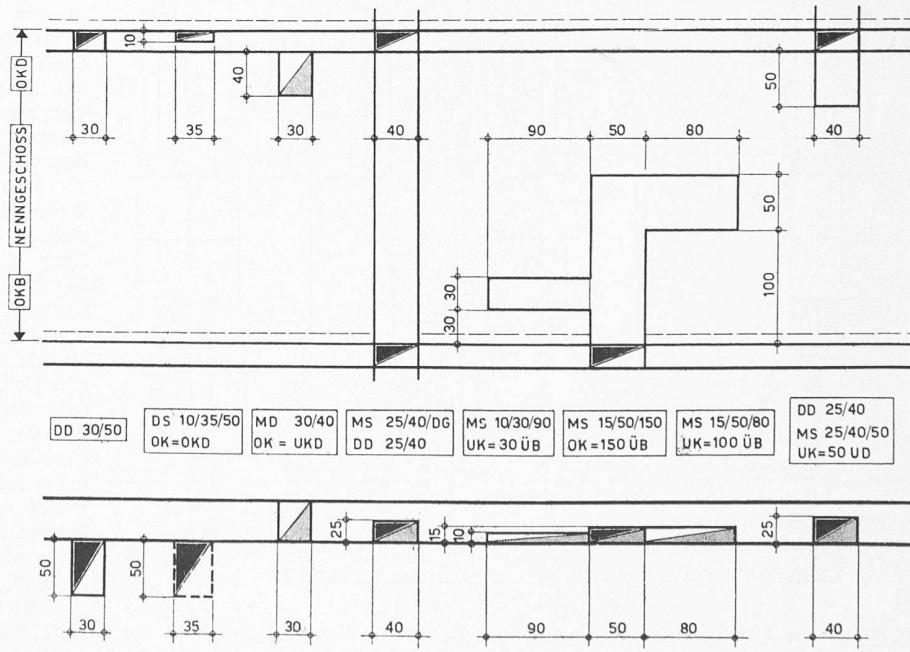


Bild 2. Wand und Decke in Ansicht (oben) und Grundriss (unten); dazwischen die abgekürzten Bezeichnungen.