

Marian KOPCZYŃSKI\*  
Jacek MAŃCZAK  
Władysław PRZEWOZNY

## Rozwój konstrukcji dwusuwowych silników okrętowych na tle osiągnięć firmy H. Cegielski-Poznań S.A.

*W artykule zawarto wybrane zagadnienia konstrukcyjne dotyczące dwusuwowych silników okrętowych produkowanych w HCP, które rzutują w zasadniczy sposób na ich rozwój oraz są podstawą do formułowania wniosków dalszego rozwoju tej grupy napędów okrętowych. Każdy z opisanych tu przedstawicieli kolejnych wersji silników był, jest lub będzie w najbliższym czasie produkowany w HCP-W2.*

Słowa kluczowe: silnik okrętowy, silnik dwusuwowy, system przepłukania, konstrukcja silnika

### Evolution of two-stroke marine diesel engines design in H. Cegielski-Poznań S.A. production

*The article presents only few chosen issues on the design of two-stroke marine diesel engines produced at HCP, which have a considerable influence on the development of these engines types and provide fully operational basis for a wide future development of these means of propulsion. Each of the described representatives of subsequent engine types was, is, or will be produced at HCP-W2.*

Key words: marine engine, two-stroke engine, scavenging system, engine design

#### 1. Stan światowej techniki w latach pięćdziesiątych ubiegłego stulecia

##### Napędy statków handlowych

O rozwoju i postępie w budownictwie okrętowym w latach pięćdziesiątych ubiegłego stulecia zdecydowały dwa czynniki. Pierwszym było zastąpienie w produkcji kadłubów procesów nitowania procesami spawania, co zdecydowanie usprawniło i przyspieszyło budowę statków; drugim – uzyskanie przewagi napędów spalinowych nad napędami parowymi. Ograniczono, a następnie całkowicie wyeliminowano stosowanie tłokowych maszyn parowych. W siłowniach statków o nośności najczęściej przekraczającej 30 000 DWT nadal stosowano turbiny parowe.

Nośność statków o pojemności powyżej 100 BRT napędzanych silnikami spalinowymi już w 1948 r. stanowiła 60% wszystkich statków handlowych oddanych w świat do eksploatacji. Ostateczne ugruntowanie tych tendencji ilustruje statystyka z 1963 r. dotycząca statków o nośności powyżej 2000 DWT. Zbudowano 547 motorowców o łącznej nośności 7911 000 DWT (średnia nośność motorowca wyniosła 14 500 DWT) i 108 parowców o nośności 4342 000 DWT (średnia nośność parowca wyniosła 40 200 DWT).

Wolnoobrotowe dwusuwowe wodorowe silniki wysokoprężne jednostronnego działania już w 1955 r. wyparły silniki dwustronnego działania. Równocześnie szybko zmniejszyło się stosowanie silników o tłokach przeciwbieżnych, które już w 1958 r. stanowiły zaledwie 15,2% liczby wszystkich zbudowanych silników okrętowych. Dwusuwowe silniki okrętowe jednostronnego działania pozwoliły na szerokie zastosowanie paliw ciężkich, co zdecydowanie obniżyło koszty transportu morskiego. Średnioobrotowe czterosuwowe silniki wysokoprężne w 1958 r. stanowiły zaled-

#### 1. The condition of the world-wide engineering in the 1950s

##### Propulsion of trading ships

Two factors had a considerable influence on the development and advance in marine building in the 50s of the last century. The first factor was that the riveting processes applied during the hull building were replaced by welding processes which made ship building quicker and more efficient. The other one was that diesel drives gained the advantage over the steam propulsion. The number of piston steam engines was limited first and totally eliminated from use later. Engine rooms on ships with the deadweight exceeding 30 000 DWT were still equipped with steam turbines.

Ships having the capacity over 100 BRT which were propelled by diesel engines made 60% of all trading vessels launched all over the world in 1948. The statistics of 1963 about ships with over 2000 DWT indicate that the diesel propulsion was becoming more and more popular all over the world. 547 motor ships with the total deadweight of 7911 000 DWT (~ 14 500 DWT per motor ship) and 108 steamers with total deadweight of 4342 000 DWT (~ 40 200 DWT per steamer) have been manufactured.

The development of the design of combustion engines installed on ships went into the direction complying with the design solutions applied nowadays. Already in 1955 slow-speed two-stroke crosshead single-acting diesel engines supplanted the double-acting ones. At the same time the use of the opposed-piston engines was decreased, and already in 1958 they constituted only 15.2% of all marine engines built. Two-stroke single-acting marine engines allowed for a wide use of heavy fuel oils, which had a considerable impact on lowering the costs related to sea transportation. In 1958,

wie 6,8% liczby wyprodukowanych silników okrętowych napędu głównego.

### Doładowanie dwusuwowych silników okrętowych

Patenty A. Büchi znalazły zastosowanie w czterosurowych silnikach wysokoprężnych wkrótce po ich ogłoszeniu (1905, 1915 r.). Szerokie prace nad zastosowaniem doładowania w okrętowych silnikach dwusuwowych zaczęto dopiero w drugiej połowie lat czterdziestych. W roku 1952 oddano do eksploatacji pierwszy zbiornikowiec z siłownią wyposażoną w dwusuwowy doładowany pulsacyjnie silnik typu VTBF zbudowany przez firmę Burmeister&Wain. Silnik stanowił adaptację niedoładowanego silnika VF (budowanego przez tę firmę od 1939 r.) o przepłukaniu wzdłużnym realizowanym przez zastosowanie jednego umieszczonego centralnie zaworu wylotowego.

Wszyscy pozostali producenci silników okrętowych przeprowadzili w pierwszej połowie lat pięćdziesiątych z pozytywnym rezultatem próby doładowania budowanych przez nich silników niedoładowanych. Już w 1956 r. 27% oddanych do eksploatacji dwusuwowych silników okrętowych zainstalowanych na statkach o nośności powyżej 2000 DWT było silnikami doładowanymi. W 1958 r. stanowiły one już 46% ogólnej liczby dwusuwowych silników okrętowych. Stosowano turbosprężarki z osiową turbiną zasilaną gazami spalinowymi i osadzoną na jednym wale z nią sprężarką promieniową. Spręż powietrza wynosił od około 1,5 do 2,0, a stopień doładowania od 35 do 65%.

### Producenci dwusuwowych silników okrętowych

Prace konstrukcyjne w dziedzinie dwusuwowych silników okrętowych były rozproszone w kilku firmach europejskich i japońskiej firmie Mitsubishi. Konstruktorzy każdej z nich reprezentowali odrębne koncepcje doskonalenia rozwiązań konstrukcyjnych. Rywalizacja dwóch głównych koncepcji przepłukania dwusuwowych silników okrętowych przebiegała pomiędzy firmami FIAT, Sulzer i MAN, które stosowały przepłukanie poprzeczne lub zwrotne, a firmami Burmeister&Wain, Göta Verken, Stork-Werkspoor, Mitsubishi i HCP-CBKSS, które stosowały przepłukanie wzdłużne z użyciem jednego lub większej liczby zaworów w głowicy (rys. 1). Każda z firm podkreślała zalety stosowanego przez nią systemu przepłukania. Rywalizacja ta zakończyła się w grudniu 1981 r., kiedy firma Sulzer zastąpiła przepłukanie zwrotne przepłukaniem wzdłużnym z jednym centralnie usytuowanym zaworem w głowicy. Znalazło ono zastosowanie w rodzinie silników RTA ( $p_c$  około 15 bar,  $p_{max}$  powyżej 120 bar i  $S/D = 2,9$ ).

Znaczne koszty związane z prowadzeniem prac rozwojowych zmusiły większość firm do rezygnacji z rozwoju konstrukcji i w rezultacie do zaprzestania produkcji wielu jednostek napędowych. W 1986 r. na światowym rynku budownictwa okrętowego pozostały jedynie trzy firmy: MAN B&W, Sulzer i Mitsubishi, które oferują użytkownikom w dużym stopniu zunifikowane typoszeregi (rodziny) dwusuwowych silników okrętowych.

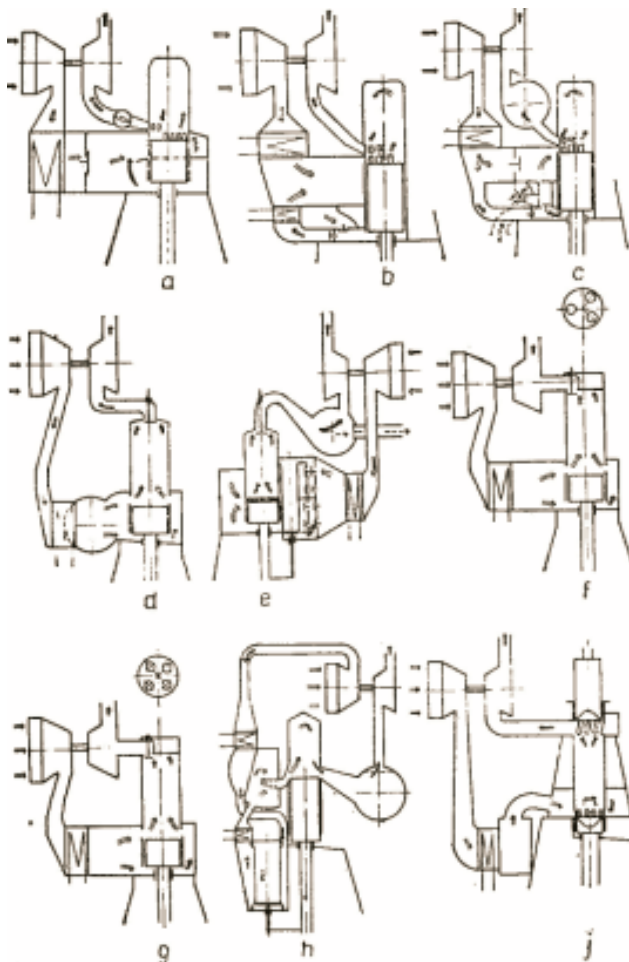
### Polski przemysł okrętowy

W okresie lat pięćdziesiątych XX w. w światowym budownictwie okrętowym wiodące były stocznie europejskie.

medium-speed four-stroke diesel engines made up only 6.8% of the total number of the main engines produced for ship propulsion.

### Supercharging in two-stroke marine engines

A. Büchi's patents were put in use soon after they had been announced in the four-stroke diesel engines (1905,



Rys. 1. Schematy przepłukania i doładowania okrętowych silników spalinowych o dużej mocy: a) przepłukanie zwrotne i doładowanie pulsacyjne silników Sulzer; b) przepłukanie zwrotne i doładowanie pulsacyjne silników MAN; c) przepłukanie zwrotne i doładowanie systemem stałego ciśnienia silników MAN; d) przepłukanie wzdłużne i doładowanie pulsacyjne silników Burmeister&Wain; e) przepłukanie wzdłużne i doładowanie systemem stałego ciśnienia silników Göta-verken; f) przepłukanie wzdłużne (3 zawory wylotowe) i doładowanie pulsacyjne silników Mitsubishi i polskich silników D55; g) przepłukanie wzdłużne (4 zawory wylotowe) i doładowanie pulsacyjne silników Stork; h) przepłukanie poprzeczne i doładowanie systemem stałego ciśnienia silników FIAT; i) przepłukanie i doładowanie silnika przeciwbieżnego Doxford

Fig. 1. Schemes of scavenging and supercharging systems applied on high-power marine engines: a) backflow scavenging and pulsatory charging on Sulzer engines; b) backflow scavenging and pulsatory charging on MAN engines; c) backflow scavenging and constant pressure charging system on MAN engines; d) uniflow scavenging and pulsatory charging on Burmeister&Wain engines; e) uniflow scavenging and constant pressure charging system on Göta-verken; f) uniflow scavenging (3 exhaust valves) and pulsatory charging on Mitsubishi and Polish D55 engines; g) uniflow scavenging (4 exhaust valves) and pulsatory charging on Stork engines; h) lateral scavenging and constant pressure charging system on FIAT engines; i) scavenging and charging systems on Doxford opposed-piston engine

Do grupy produkującej pełnomorskie statki handlowe w 1949 r. dołączyła odbudowana po drugiej wojnie światowej Stocznia Gdańska budując pierwszy rudowęglowiec o nośności 2600 DWT (pojemność 2083 BRT). W latach 1949-1962 w polskich stoczniach zbudowano następujące ilości statków o pojemności powyżej 100 BRT: 343 parowce napędzane tłokowymi maszynami parowymi i 310 motorowców.

Od 1962 r. w polskich stoczniach są budowane wyłącznie motorowce. W latach 1948-1963 wyprodukowały one łącznie statki morskie o nośności 2 mln DWT. Największy udział w tej liczbie miała Stocznia Gdańska, która do października 1963 r. zwodziła 364 statki o łącznej nośności 1,45 mln DWT (72% nośności wszystkich zwodowanych w stoczniach polskich statków).

### **Przygotowanie i uruchomienie produkcji silników okrętowych w kraju**

Już od końca lat czterdziestych XX w. szybki rozwój budownictwa okrętowego w polskich stoczniach wymagał dostaw do stoczni kosztownego wyposażenia do budowanych statków. Początkowo były to tłokowe maszyny parowe produkcji ZUT „Zgoda” – Świętochłowice i importowane silniki spalinowe małej mocy. Już na początku lat pięćdziesiątych zaistniała potrzeba importu dla stoczni silników napędu głównego dużej mocy.

W styczniu 1952 r. na konferencji w Państwowej Komisji Planowania Gospodarczego zatwierdzono przedstawioną przez przemysł koncepcję silnika polskiej konstrukcji o mocy 3530 kW przy 150 obr/min. Miał on służyć do napędu statków o nośności do około 5000 DWT. Realizację tego zadania powierzono zorganizowanemu w tym czasie Centralnemu Biuru Konstrukcyjnemu Silników Spalinowych w Warszawie (CBKSS). Pod koniec 1954 r. CBKSS przedstawiło założenia konstrukcyjne takiego silnika, które przyjęła Komisja Oceny Maszyn MPM. Zatwierdzono je na posiedzeniu Kolegium Ministerstwa Przemysłu Maszynowego w lutym 1955 r. Jako jego wykonawcę przewidywano wówczas Zakłady Urządzeń Technicznych „Zgoda”. W tym samym czasie Stocznia Gdańska przygotowywała budowę statków o nośności 10 000 DWT i większej. Pierwsze motorowce budowane w kraju od 1952 r. były wyposażane w silniki napędu głównego (FIAT, Sulzer, MAN, Burmeister&Wain i Werkspoor) importowane przez Centralę Handlu Zagranicznego „Centromor”. Ograniczenie kosztownego wówczas importu (średnia cena jednego KM silników wynosiła około 100 \$) wymagała szybkiego uruchomienia produkcji silników okrętowych w kraju.

**W styczniu 1956 r. Kolegium Ministerstwa Przemysłu Maszynowego zatwierdziło lokalizację w Zakładach Przemysłu Metalowego im. Hipolita Cegielskiego w Poznaniu (HCP) produkcji wysokoprężnych silników okrętowych.** Wtedy również zadecydowano o produkcji w HCP licencyjnego silnika 6RSAD76 firmy Sulzer i silnika krajowej konstrukcji typu D55 (CBKSS). Zgodnie z tymi decyzjami we wrześniu 1956 r. CHZ „Centromor” zawarło z firmą Sulzer na okres 15 lat umowę licencyjną, która obejmowała możliwość produkcji wszystkich silników okrętowych tej firmy. W umowie wskazano, że producentami będą: HCP

1915). However, advanced work on the application of supercharging in two-stroke marine engines was started as late as in the second half of the 40s. The first tank ship with engine room equipped with two-stroke engines of VTBF type with pulsatory supercharging built by Burmeister&Wain was put in service in 1952. The mentioned engine was the adaptation of the unsupercharged VF engine with uniflow scavenging which had been obtained by the application of one centrally placed exhaust valve (produced by Burmeister&Wain since 1939).

In the first half of the 50s the other producers of marine engines successfully performed the trials of supercharging introduced to the non-charged engines of their own production. Already in 1956 the supercharged two-stroke marine engines installed on ships with the deadweight over 2000 DWT comprised 27% of the total number of engines put into operation.

In 1958, supercharged engines already covered 46% of the total number of two-stroke marine engines. Turbochargers with axial-flow turbine supplied by exhaust gas and mounted on the same shaft with radial compressor were used. Air compression amounted from about 1.5 to 2.0 and the charging ratio amounted from about 35 to 65%.

### **Producers of two-stroke marine engines**

Design work on two-stroke marine engines was conducted in various European companies and in Mitsubishi/Japan. Separate and different concepts of design improvements were represented by particular design engineers. Two main scavenging concepts, i.e. lateral or backflow scavenging and the uniflow scavenging, were the subject of competition between FIAT, Sulzer and MAN, which used the lateral or backflow scavenging, and Burmeister&Wain, Götawerken, Stork-Werkspoor, Mitsubishi and HCP-CBKSS, which used the uniflow scavenging with one or more valves in the cylinder cover (Fig. 1). Each one of the companies underlined the benefits of scavenging systems used by them. The competition ended in December 1981, when Sulzer replaced the backflow scavenging with the uniflow one with single valve placed in the cover center. This scavenging system found its application in the group of RTA engines ( $MEP \sim 15$  bar,  $P_{max} > 120$  bar and  $S/B = 2.9$ ).

Many companies were forced to quit the development work and stop producing those driving units because of huge expenses connected with that. In 1986 the world-wide shipbuilding market was represented only by three companies: MAN-B&W, Sulzer and Mitsubishi, which offered their clients unified groups of two-stroke marine engines.

### **Polish shipbuilding industry**

European shipyards were the leaders in the world-wide shipbuilding industry in the 50s. In 1949 the Gdańsk Shipyard built the first coal-ore carrier with the deadweight of 2600 DWT (capacity equal to 2083 BRT) and, as a result, joined the group building the seagoing trading vessels. In the years 1949-1962 the Polish shipyards built 343 steam vessels driven by piston steam engines and 310 motor ships, all with capacity over 100 BRT.

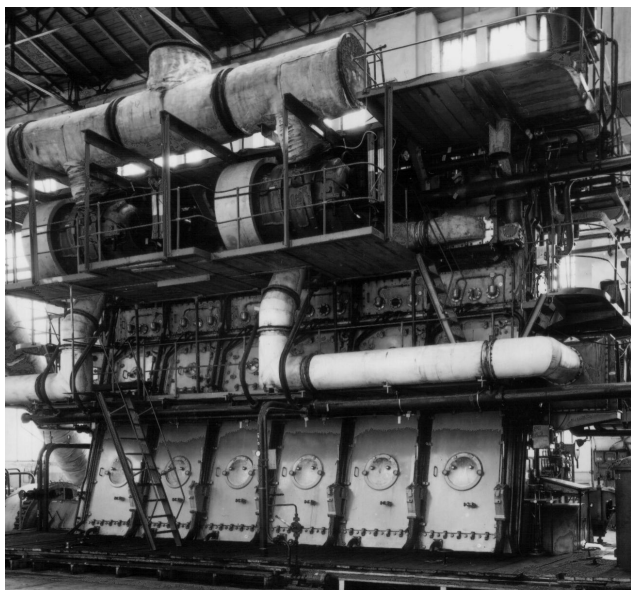
Since 1962 the Polish shipyards have been mainly concentrated on building motor vessels. In the years 1948-1963



i ZUT „Zgoda”. HCP zastępowało silnikami okrętowymi kończącą się produkcję parowozów (wyprodukowano ich łącznie 2628), okrętowych maszyn sterowych o napędzie parowym (produkowanych w latach 1953-1956) i tłokowych maszyn parowych typu TR800 do napędu trawlerów. Tych ostatnich wyprodukowano w latach 1956-1959 łącznie siedemdziesiąt. ZUT „Zgoda” w tym samym okresie kończyła produkcję tłokowych maszyn parowych do napędu statków.

Dokumentacja pierwszego silnika licencyjnego typu 6RSAD76 wpłynęła w pierwszej połowie 1957 r. do powołanego właśnie Biura Konstrukcyjnego Silników Spalinowych HCP-W2. Adaptację większości dokumentacji wykonał CBKSS. W pierwszej połowie 1958 r. z części wykonanych w firmie Werkspoor zmontowano silnik nr 1 o mocy 5735 kW przy 119 obr/min (rys. 2). Montaż zakończono w sierpniu 1958 r., a próbę zdawczą przeprowadzono w listopadzie 1958 r. Silnik zainstalowano w maszynowni drobnicowca „Jan Matejko” o nośności 10270 DWT, którego eksploatację rozpoczęto w czerwcu 1959 r.

Pod koniec 1956 r. CBKSS zaczął przekazywać do HCP dokumentację konstrukcyjną trzycylindrowego silnika doświadczalnego typu 3D55 o średnicy cylindra 550 mm i skoku tłoka 920 mm. Pierwsze uruchomienie niedoładowanego



Rys. 2. Silnik okrętowy główny wolnoobrotowy typu 6RSAD76 o mocy 5736 kW przy 119 obr/min

Fig. 2. Slow-speed main engine 6RSAD type – power 5736 kW at 119 rpm

wyposażonego w tłokowe pompy przepłukujące silnika miało miejsce w HCP 18 kwietnia 1958 r. (rys. 3). W próbach osiągnięto założoną moc 1100 kW przy 165 obr/min ( $p_e = 6,25$  bar).

Po zdemontowaniu pomp przepłukujących i zamontowaniu turbosprężarki uzyskano moc 1235 kW przy 165 obr/min ( $p_e = 7,25$  bar). Silnik był utrzymywany w zdolności do pracy na terenie Centrum Badawczo-Rozwojowego do lat 90-tych ubiegłego stulecia. W chwili podjęcia decyzji o rozbudowie hamowni, HCP poszukiwało możliwości prze-

the Polish shipyards launched the seagoing vessels of the total of 2 million DWT. Till 1963 the Gdańsk Shipyard built 364 ships of the total of 1,45 million DWT (72% of ships launched by the Polish shipyards), which made it the major contributor to the Polish shipbuilding industry.

### Preparations and starting the production of marine engines in Poland

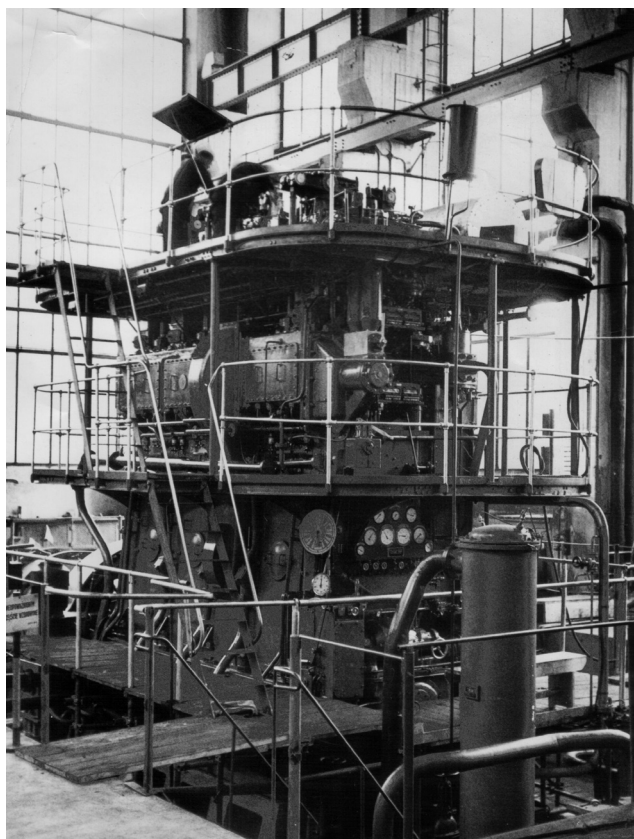
Since the very end of the 40s, a rapid advancement of the Polish shipbuilding industry required that the shipyards should be supplied with very expensive equipment for the ships made. First, these were the piston steam engines produced by ZUT “Zgoda” – Świętochłowice and imported low-speed combustion engines. Already at the beginning of the 50s the necessity arose to import high-speed main engines.

An engine of 4800 kW at 150 rpm of the Polish design was presented and approved during the conference of the State Committee for Economic Planning in January 1952. It was meant for the ships of about 5000 DWT. Centralne Biuro Konstrukcyjne Silników Spalinowych (CBKSS) in Warsaw was responsible for the project at that time. At the end of 1954, CBKSS presented the design project of such an engine, which was accepted by Komisja Oceny Maszyn. The project was approved in 1955 during the meeting of the Department of Engineering Industry. At the same time the Gdańsk Shipyard made preparations to start building ships of 10 000 DWT and more. The first motor ships built in Poland since 1952 were equipped with main engines (FIAT, Sulzer, MAN, Burmeister & Wain and Werkspoor) imported by “Centromor” – the Center of Foreign Trade. Limitations on the import which was expensive at that time (mean price of 1 bhp amounted to about 100 \$) required that the production of marine engines should be started in Poland.

**In January 1956 Ministerstwo Przemysłu Maszynowego accepted HCP as the producer of marine diesel engines.** At that time it was also decided that HCP would produce the Sulzer licence engine 6RSAD and the home-designed engine of D55 type (CBKSS). Following the above decisions, in September 1956 CHZ “Centromor” signed with Sulzer a license agreement enabling them to produce all Sulzer engine types during the next 15 years. The agreement also indicated that HCP and ZUT “Zgoda” would produce marine diesel engines. At HCP, marine diesel engines took the place of the decreasing production of steam locomotives (2628 produced in total), marine steering engines with steam propulsion (in the years 1953-1956) and piston steam engines of TR 800 type (70 engines produced in 1956-1956) intended for trawler propulsion. During that time, ZUT “Zgoda” finished their production of piston steam engines intended for ship propulsion.

In mid 1957, the technical files for the first engine of 6RSAD76 type was delivered to the new opened Combustion Engines Design Office HCP-W2. Most of these files were adapted by CBKSS. During the first six months of 1958 the engine No. 1 of 5735 kW at 119 rpm was made from the elements produced by Werkspoor (Fig. 2). Engine assembly was completed in August 1958 and the delivery test was performed in November 1958. The engine was installed on





Rys. 3. Silnik doświadczalny typu 3D55

Fig. 3. Experimental engine of 3D55 type

kazania silnika jako zabytku techniki. Niestety z uwagi na jego gabaryty nie udało się znaleźć instytucji, która byłaby zainteresowana przejęciem tego silnika. W rezultacie pod koniec lat 90-tych silnik został złomowany.

ZUT „Zgoda” kończąc produkcję maszyn parowych uruchomiły w 1959 r. produkcję morskich zespołów prądotwórczych z silnikami typu B(A)H22 na licencji firmy Sulzer oraz w 1960 r. dwusuwowych bezwodzikowych silników typu T(A)D48 na tej samej licencji. W czerwcu 1958 r. zmieniono nazwę istniejącej od 35 lat Fabryki Parowozów na Fabrykę Silników Okrętowych HCP-W2. Potrzeby rozwijającej się produkcji drogą inwestycji zwiększono powierzchnię produkcyjną o 45% budując całkowicie nową halę montażu i wyposażając fabrykę w wiele specjalistycznych maszyn i urządzeń.

Produkcja silników okrętowych w HCP i w ZUT „Zgoda” nie zaspokajała wszystkich potrzeb polskiego przemysłu okrętowego. Dla zaspokojenia tych potrzeb na podstawie wniosku przemysłu okrętowego zatwierdzonego przez Komitet Ekonomiczny Rady Ministrów CHZ „Centromor” zawarł w 1959 r. umowę licencyjną z duńską firmą Burmeister&Wain. Na jej podstawie w Stoczni Gdańskiej z części wykonanych w Danii zmontowano pierwszy dwusuwowy silnik wodzikowy typu 562-VT2BF-140. Oddano go do zabudowy na statku w lipcu 1961. W sierpniu 1963 r. produkcję takich silników uruchomiono również w HCP-W2.

board “Jan Matejko” – the cargo vessel of 10 270 DWT which was put into operation in June 1959.

At the end of 1956 CBKSS started submitting to HCP the design documentation for 3-cylinder experimental engine 3D55 with cylinder bore 550 mm and stroke 920 mm. The first start of the non-charged engine equipped with piston scavenging pumps was done at HCP on 18 April 1958 (Fig. 3). The defined power 1100 kW at 105 rpm (MEP = 6.25 bar) was reached during the tests.

After the scavenging pumps had been dismantled and turbocharger installed, the power of 1680 kW at 165 rpm (MEP = 7.25 bar) was reached. The experimental engine was kept operational at the Research and Development Center till the 1990s. After it had been decided that the engine test bed would be developed, HCP wanted to hand the engine down as a monument of technology. Unfortunately, due to the engine overall dimensions, HCP was unsuccessful in finding an institution interested in taking over such an exhibit. As a result of that, the engine was scrapped at the end of the 90s.

In 1959, on finishing the production of steam engines, ZUT “Zgoda” started the production of marine generating sets with B(A)H22 engine types on Sulzer license. Later, in 1960, they started the production of two-stroke trunk-piston engines of T(A)D48 type also made on Sulzer license. In June 1958 the name of the 35-year-old Steam Factory was changed into the Marine Diesel Engines Factory HCP-W2. To fill the needs of the developing production, the area of the factory was increased by 45% – a brand-new assembly room was built and the factory was equipped with numerous tools and machines.

Marine engines produced at HCP and ZUT “Zgoda” did not fulfill all needs of the Polish shipbuilding industry. Thus, CHZ “Centromor” signed a license contract with Danish company named Burmeister&Wain in 1959. Engine elements made in Denmark and delivered to the Gdańsk Shipyard allowed the shipyard to build the first two-stroke crosshead engine of 562-VT2BF-140 type. The engine was submitted to be installed on the ship in 1961. In 1963 the production of such engine types was also initiated at HCP-W2.

## 2. Characteristic features of engines produced at HCP-W2

HCP-W2 produces two-stroke slow-speed (68-210 rpm) crosshead single-acting reversible supercharged diesel engines with direct injection.

Cylinders are placed in-line vertically. The engine is started by compressed air. The engines are mainly applied as direct propulsion on cargo ships, but they have also found their application as generators drives in land power plants.

In the years 1958-2006 HCP also produced 36 two-stroke trunk-piston engine of 8TD48 type and 11 four-stroke medium-speed engines of MAN-B&W 32/40 type (power 3840 kW at 750 rpm).

The development stages of marine crosshead engines of Wärtsilä (Sulzer) design are presented in figure 4 which shows

## 2. Charakterystyka silników produkowanych w HCP-W2

HCP-W2 produkuje dwusuwowe silniki wysokoprężne wolnoobrotowe (68 do 210 obr/min) jednostronnego działania, wodorowe, nawrotne, doładowane turbosprężarkami z wtryskiem bezpośrednim. Silniki są budowane w rzędowym pionowym układzie cylindrów. Rozruch silnika odbywa się za pomocą sprężonego powietrza. Podstawowym ich zastosowaniem jest bezpośredni napęd śruby okrętowej statku handlowego. Stosowane są również do napędu prądnic w elektrowniach lądowych.

W latach 1958 do 2006 r. w HCP-W2 wyprodukowano ponadto 36 dwusuwowych silników bezwodzikowych typu 8TD48 i 11 silników czterosuwowych średnioobrotowych MAN-HCP typu 32/40 (moc 3840 kW przy 750 obr/min).

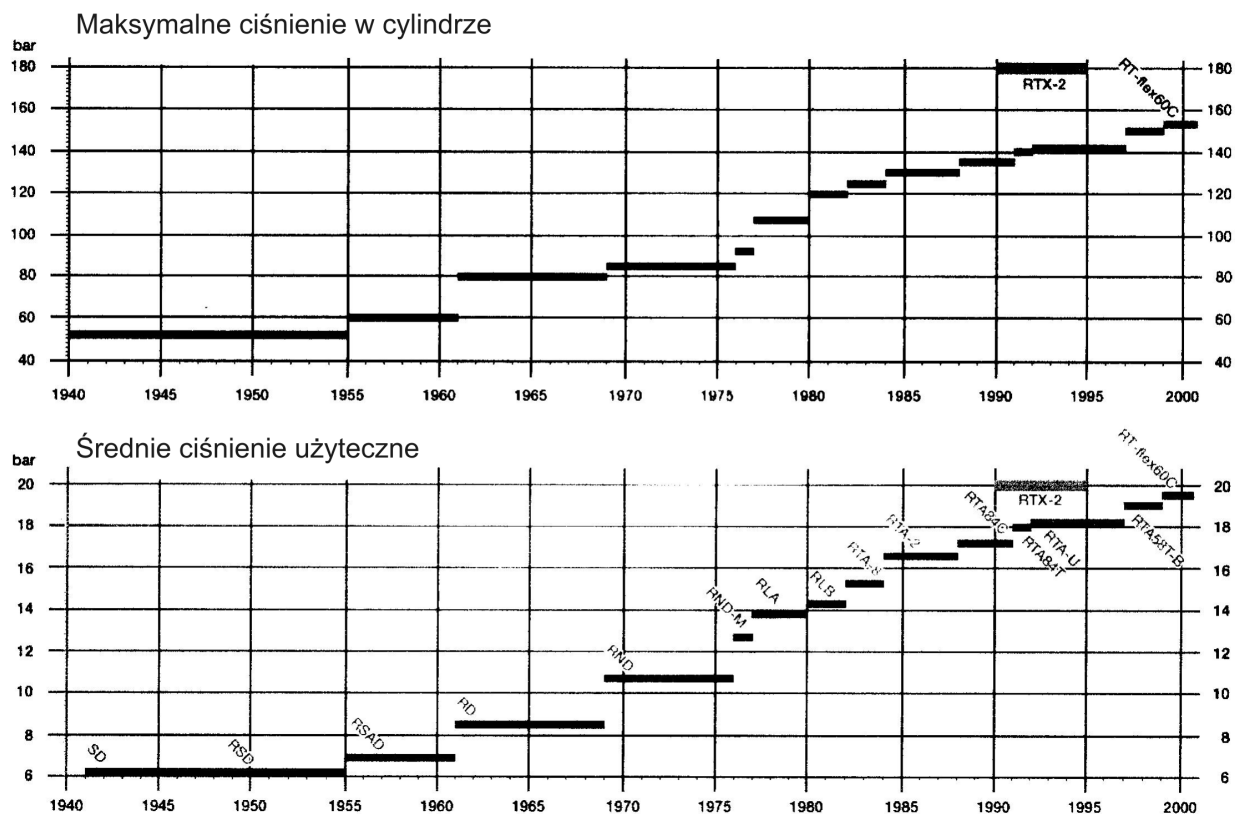
Etapy rozwoju okrętowych silników wodorowych firmy Wärtsilä (Sulzer) ilustrują wykresy zamieszczone na rys. 4, przedstawiające wzrost stopnia wysilenia silników na podstawie wzrostu  $p_e$  (z około 7 do 20 bar) i  $p_{max}$  (z około 60 do 160 bar). Zmiany tych dwóch parametrów, a szczególnie  $p_e$  w silnikach MAN B&W, przebiegały podobnie. Inne wspólne cechy rozwoju okrętowych silników, które ulegały zmianie to:

1. Wzrost S/D od wartości około 2 w 1958 r. do wartości 2,9 i do 4,42 obecnie. Średnia prędkość tłoka wzrosła z około 5 m/s do wartości około 9 m/s.
2. Sprawność cieplna silników od wartości rzędu 40% w 1958 r. osiągnęła obecnie wartość przekraczającą 50%. Zreduko-

the growth of engine power depending on the growth of MEP (from 7 to 20 bar) and  $P_{max}$  (from 60 to 160 bar). The course of changes of both parameters, and especially of MEP on all MAN-B&W engines was similar with regard to time and values.

Other common features of the development of marine engines which underwent changes:

1. Since 1956 the S/B value has grown from 2 to 2.9–4.42 nowadays. Mean piston speed has been increased from 5 m/s to 9 m/s.
2. Since 1958 the value of engine thermal efficiency has been increased from 40% to more than 50% at present. Specific fuel oil consumption  $g_e$  has been reduced by more than 20%. First, fuel oil consumption amounted to about 215 g/(kW·h), and now it amounts to 170 g/(kW·h).
3. The efficiency of turbochargers with non-cooled housings exceeded 70% and the compression has been increased from 1.5 to 4 and higher. This resulted in the growth of supercharging pressure from 0.5 to about 2.6 bar. Since the 80s the excessive energy produced by exhaust gases has been used by an additional turbocharger for creating the power transmitted to the engine shaft or used for the drive of a separate generator (total thermal efficiency of such engines obtains the value of 55%). The efficiency of turbochargers will undergo further changes, especially in the range of part loads, after the application of flow elements with variable geometry.
4. Values of maximal combustion pressure have been optimized by the change of injection initiation depending on loading – this ensures fuel saving.



Rys. 4. Parametry silników Wärtsilä (Sulzer)

Fig. 4. Parameters of Wärtsilä (Sulzer) engines

wało to jednostkowe zużycie paliwa  $g_e$  o ponad 20%. Początkowo wynosiło ono około 215 g/(kW·h), a obecnie około 170 g/(kW·h).

3. Sprawność stosowanych turbosprężarek o niechłodzonych korpusach przekroczyła 70%, a spręż wzrósł z 1,5 do 4 i wyżej. Zapewniło to wzrost ciśnienia doładowania z około 0,5 bar do około 2,6 bar. Od lat osiemdziesiątych nadmiar energii gazów wydechowych jest wykorzystywany w dodatkowej turbinie do wytwarzania mocy oddawanej na wał silnika lub służącej do napędu odrębnej prądnicy (całkowita sprawność cieplna takich silników osiąga wartość do 55%). Sprawność turbosprężarek będzie ulegała dalszej poprawie po zastosowaniu elementów przepływowych o zmiennej geometrii, szczególnie w zakresie obciążeń częściowych.
4. Wartości maksymalnego ciśnienia spalania są optymalizowane przez zmianę początku wtrysku w zależności od obciążenia, co zapewnia oszczędność paliwa.
5. Wdrożone po 2000 r. sterowanie elektroniczne wtryskiem paliwa i zaworami wylotowymi (rezygnacja z wału rozrządu) jest dalszym ważnym etapem rozwoju silników okrętowych.
6. Dzięki koncentracji mocy cylindrowej masa jednostkowa silnika została zredukowana do 16 kg/kW. W latach sześćdziesiątych wartość ta wynosiła około 50 kg/kW.

Poniżej opisano kilka wybranych zagadnień konstrukcyjnych dwusuwowych silników okrętowych produkowanych w HCP, które rzutują w zasadniczy sposób na ich rozwój oraz są podstawą do formułowania perspektyw rozwoju tej grupy napędów okrętowych. Każdy z opisanych tu przedstawicieli kolejnych wersji silników był, jest lub będzie w najbliższym czasie produkowany w HCP-W2.

## 2.1. Silniki H.Cegielski-Wärtsilä (Sulzer)

Okresy rozwoju tych silników można podzielić na trzy fazy:

1. Silniki doładowane o przepłukaniu zwrotnym (typu: RSAD, RD, RND, RND-M, RLA, RLB), które produkowano do 1987 r. (rys. 5 i rys. 6).
2. Silniki doładowane o przepłukaniu wzdłużnym typu RTA produkowane w HCP od 1984 r.
3. Silniki doładowane z elektronicznym systemem wtrysku paliwa *common rail* i zaworów, które będą zbudowane w 2007 r.

Pierwsze konstrukcje silników doładowanych pulsacyjnie o przepłukaniu zwrotnym były stale ulepszane. Silniki 6RSAD76 były adaptacją niedoładowanego silnika RS76, natomiast pierwsza zunifikowana rodzina doładowanych silników RD miała następujące średnice cylindrów: 900, 760, 680, 560 i 440 mm. Wartość S/D tych silników wynosiła od 1,72 do 2,03.

Następną generacją tej rodziny były silniki typu RND i RND-M o doładowaniu w systemie stałego ciśnienia. Uzupełniono ją o średnicę 1050 mm nieprodukowaną w HCP. Wartość S/D w kolejnych generacjach tych silników (RLA, RLB) nie uległa zmianie. W grudniu 1981 r. firma Sulzer wdrożyła nową rodzinę silników typu RTA (o sprawności

5. Camshaftless construction and electronically controlled fuel injection and exhaust valve implemented after year 2000 are the milestones in the development of marine engines.

6. Owing to the concentration of cylinder power the engine weight has been reduced to 16 kg/kW. In the 60s that value amounted to about 50 kg/kW.

Further, this elaboration will describe only a few chosen issues on the design of two-stroke marine engines produced by HCP which have had a particular impact on engine development and which may form a basis for further evolution of this group meant for marine propulsion. Each of the described representatives of subsequent engine types was produced at HCP, is now being produced or will be produced in the nearest future.

## 2.1. H.Cegielski-Wärtsilä (Sulzer) engines

The development of these engines may be divided into 3 stages:

1. Supercharged engines with backflow scavenging (RSAD, RD, RND, RND-M, RLA, RLB). These engines types were built at HCP till 1985 (Fig. 5 and 6).
2. Engines with uniflow scavenging of RTA type were introduced into HCP production in 1984.
3. Engines with fuel injection and exhaust valve electronic control "common rail". The first engines of this type are to be built at HCP in 2007.

The first construction of engines with pulsatory supercharging and backflow scavenging had been improved constantly. Engines of 6RSAD76 type were the adaptation of the non-charged engine RS76. The first unified supercharged RD engine group had the following cylinder bores: 900, 760, 680, 560 and 440 mm. The S/B value amounted from 1.72 to 2.03.

The next generation of this engine group is represented by RND and RND-M engines with constant pressure supercharging system.

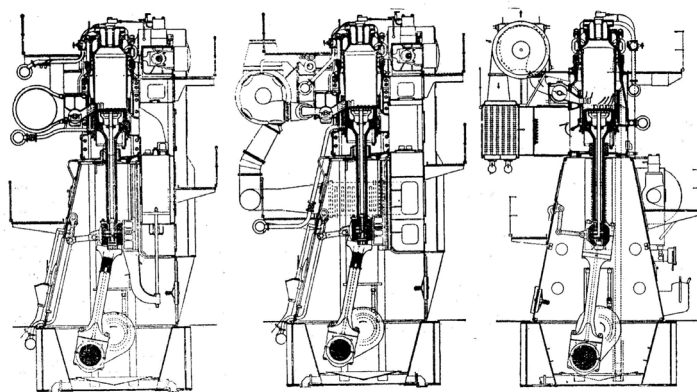
The group was completed with the engine cylinder bore of 1050 mm which was not produced at HCP. The S/B value was not changed in subsequent generations of these engines (RLA, RLB). In December 1981 Sulzer implemented a new engine group of RTA type (thermal efficiency = 50%) with uniflow scavenging system. First, the S/B value amounted to 2.9 (8-engine series) and in the second generation S/B amounted to 3.45 and 3.75. Engines with super-long stroke of third generation had the S/B value varying from 4.0 to 4.17. The 8-engine series of RTA type had the following cylinder bores: 760, 680, 580, 480 and 380 mm. The second series of engines covered cylinder bores equal to 720, 620 and 520 mm. Further stage of development was characterized by the growth of power on the -U engine series.

In 1994 the series of that type was supplemented with cylinder bore 960 mm. Engines of T series cover the bores 680, 580 and 480 mm. In 1997 further design modifications were introduced and engines received a common name of compact engines (U-B and T-B versions) which covered the engines with cylinder bores included in the engine series 2



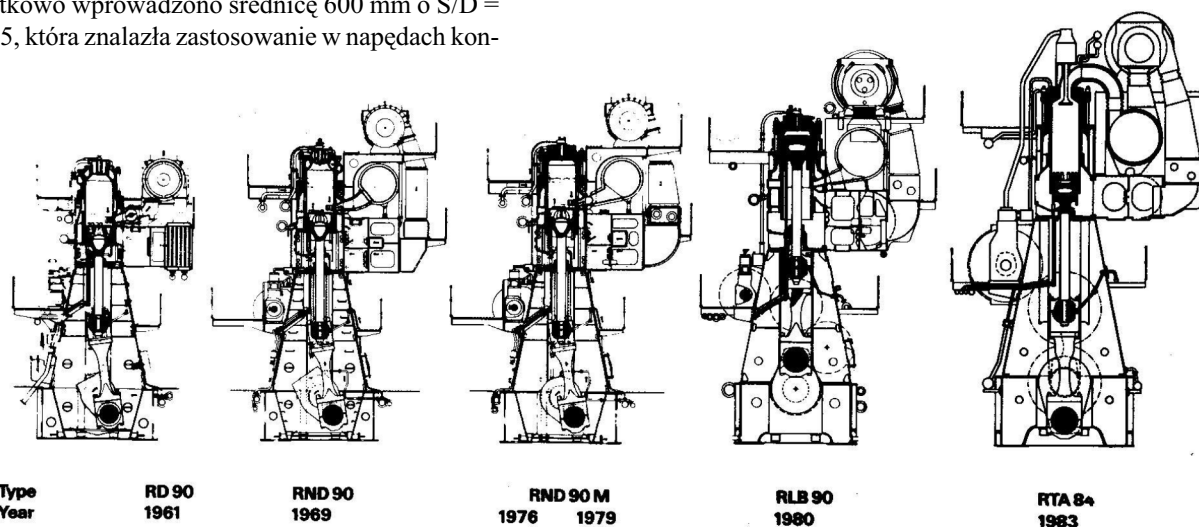
cieplnej wynoszącej 50%) o przepłukaniu wzdłużnym, w których początkowo (w serii 8) S/D wynosiło 2,9, następnie w drugiej generacji 3,45 i 3,75. W kolejnej, trzeciej generacji określanej jako silniki o super długim skoku S/D ma wartość 4,0 do 4,17. Serie 8 silników RTA reprezentowały średnice cylindrów: 840, 760, 680, 580, 480 i 380 mm. W serii 2 wykonano silniki o średnicach: 720, 620 i 520 mm. Kolejnym etapem rozwoju tych silników było podniesienie mocy dla serii silników -U.

W 1994 r. uzupełniono typoszereg o średnicę 960 mm. Natomiast serie T reprezentują średnice: 680, 580 i 480 mm. W roku 1997 wprowadzono dalsze zmiany konstrukcyjne określone wspólną nazwą silników kompaktowych (wersje U-B i T-B), która objęła silniki o średnicach serii 2 i serii 8. W roku 1999 dodatkowo wprowadzono średnicę 600 mm o S/D = 3,75, która znalazła zastosowanie w napędach kon-



Rys. 5. Przekroje poprzeczne silników RS76, RSAD76, RD76

Fig. 5. Cross-section of RS76, RSAD76, RD76 engines



Rys. 6. Pięć generacji silników „R” ilustrujących rozwój konstrukcji silników prowadzącej do oszczędności w zużyciu paliwa o 20%

Fig. 6. Five generations of R type engines illustrate the design development which has resulted in a 20% reduction in fuel oil consumption

tenerowców. W 2005 r. do rodziny silników RTA włączono silniki o średnicy 820 mm. Rodzina silników RTA ze sterowaniem mechanicznym obejmuje obecnie następujące odmiany (w oznaczeniu występuje zawsze średnica cylindra w centymetrach): RTA48T-B, RTA50-B, RTA52U, RTA58T-B, RTA62U-B, RTA68-B, RTA72U-B, RTA84C/T, RTA82T, RTA96C.

### Systemy przepłukania

Do lat osiemdziesiątych XX w. silniki Sulzera produkowane w HCP miały przepłukanie zwrotne. Tymczasem w połowie lat siedemdziesiątych do napędu statków wdrożono śruby okrętowe o mniejszych prędkościach obrotowych i większych średnicach, tzn. o wyższej sprawności i mniejszym zapotrzebowaniu mocy. Wymagało to znacznego obniżenia znamionowej prędkości obrotowej silników, co z kolei związane było z wydłużeniem skoku tłoka (zwiększeniem wartości S/D). Według wyników badań firmy Sulzer, przy S/D rzędu 2,1 (silniki typu RL) silnik o przepłukaniu zwrotnym dzięki wyższym ciśnieniom spalania uzyskiwał takie same wartości  $g_c$  co silnik o przepłukaniu wzdłużnym. Jednak przy zastosowaniu S/D rzędu 2,9 system przepłuka-

and 8. Additionally, in 1999 the cylinder bore 600 mm with S/B = 3.75 was introduced and applied as container ships propulsion. In 2005, engines with cylinder bore 820 mm joined the group of the RTA engine series. Nowadays, the RTA engine series with mechanical control is represented by the following types (cylinder bore is always given in centimeters): RTA48-T-B, RTA50-B, RTA52U, RTA58T-B, RTA62U-B, RTA68-B, RTA72U-B, RTA84C/T, RTA82T, RTA96C.

### Scavenging systems

Until the 80s, Sulzer engines produced at HCP had the backflow scavenging systems applied. Meanwhile, in the mid 70s, new propellers were implemented to ship driving system. These propellers had smaller operating speeds and larger diameters, i.e., they were more efficient at smaller power demand. This required a considerable reduction of the engine nominal speed, which, as a consequence, was connected with increasing the piston stroke (increase of S/B value). Research done by Sulzer shows that thanks to higher combustion pressures the engine with backflow scavenging obtained the same  $g_c$  value as the engine with uniflow scav-

nia zwrotnego okazał się termodynamicznie niekorzystny. Jednostkowe zużycie paliwa było zdecydowanie wyższe niż przy przepłukaniu wzdłużnym (przy tej samej wartości  $S/D$ ). Zdecydowano więc o odstąpieniu od przepłukania zwrotnego i zastosowaniu wyłącznie przepłukania wzdłużnego z jednym centralnie usytuowanym zaworem wydechowym. Silniki takie oznaczono symbolem RTA.

### Systemy doładowania

Doładowanie pulsacyjne było stosowane w silnikach RSAD i RD. W roku 1968 firma Sulzer wprowadziła system doładowania przy stałym ciśnieniu, który stosowano w silnikach RND, RND-M i RL. Przy pracy na małych obciążeniach wykorzystywano efekt sprężania dolną częścią tłoka i stosowano dodatkową jedną dmuchawę pomocniczą. W silnikach RTA stosowany jest nadal system doładowania przy stałym ciśnieniu z wykorzystaniem dwóch dmuchaw pomocniczych w zakresie małych obciążeń.

### Budowa tłoka

Przy określonych wartościach  $S/D$ , zaletą przepłukania zwrotnego była stosunkowo prosta budowa części stanowiących komorę spalania (tłoka, tulei cylindrowej i głowicy). Niedogodnością tego systemu są niesymetryczne obciążenia cieplne tych części.

W silnikach niedoładowanych typu RS, a następnie doładowanych typu RSAD i początkowo RD, budowa tłoka była ściśle związana z systemem jego chłodzenia. Było to chłodzenie olejowe, w którym olej obiegowy dostarczany jest do tłoka przez drogę tłokową za pośrednictwem wahaczy olejowych.

Konstrukcje dwuczęściowych tłoków składanych z chłodzeniem olejowym, a następnie z chłodzeniem wodnym pokazano na rys. 7 i rys. 8. W celu poprawienia skuteczności chłodzenia w silnikach RD przy  $p_e = 8,1$  bara wprowadzono wodne chłodzenie tłoka. Wzrost  $p_e$  i  $P_{max}$  spowodował, że konstrukcja górnej części tłoka chłodzonego wodą była stale doskonalona powodując obniżenie naprężeń (rys. 9).

Przełomem w koncepcji konstrukcyjnej tłoków było wprowadzanie chłodzenia otworowego kolejno do elementów komory spalania. Patent na tego typu chłodzenie firma Sulzer uzyskała wiele lat wcześniej i wykorzystywała go początkowo w silnikach czterosuwowych. Najpierw w 1969 r. wdrożono takie chłodzenie w tulejach cylindrowych, a następnie w 1976 r. zastosowano je w głowicach silników RND-M.

W tym też roku wdrożono zestaw zmian w układzie komory spalania (rys. 10), co pozwoliło obniżyć naprężenia mechaniczne i cieplne tych części.

W latach 1979-80 chłodzenie otworowe wprowadzono również w tłokach silników RL skracając jednocześnie dolną część tłoka. Wprowadzając jednocześnie kolejne ulepszenia konstrukcyjne mierzono poziom temperatur części komory spalania (rys. 11 i 12). Już w silnikach RTA62 w tłoku o zmniejszonej do czterech ilości pierścieni zastosowano natryskowo-koktajlowy system olejowego chłodzenia tłoka (rys. 12 i 13). System ten wykorzystujący specjalne dysze natryskowe jest nadal stosowany.

enging at  $S/B$  equal 2.1 (RL engines) However, the backflow scavenging system turned to be thermodynamically disadvantageous at  $S/B$  equal 2.9. Specific fuel oil consumption was considerably higher than on engines with uniflow scavenging (with the same  $S/B$  value). As a result, backflow scavenging was withdrawn from use and only uniflow scavenging with one centrally placed exhaust valve was used. These engines received RTA notation.

### Supercharging systems

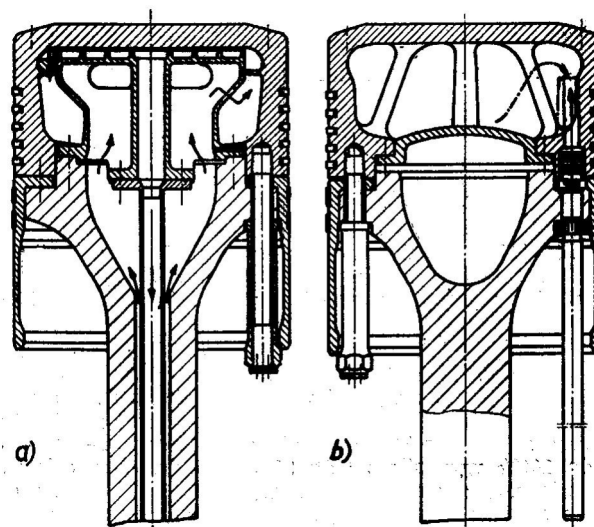
Pulsatory supercharging was used on RSAD and RD engine types. In 1968 Sulzer introduced new supercharging system with stable pressure which was used on engines of RND, RND-M and RL types. Additionally, when running the engine at low loads, the compression done by piston skirt was used and another auxiliary blower was applied. Supercharging systems with constant pressure and two auxiliary blowers are still used on RTA engines when operating at low loads.

### Piston construction

The advantage of backflow scavenging with defined  $S/D$  values was the relatively simple construction of combustion chamber elements (piston, cylinder liner and cylinder cover). The disadvantage of this system is asymmetric heat load of the mentioned elements.

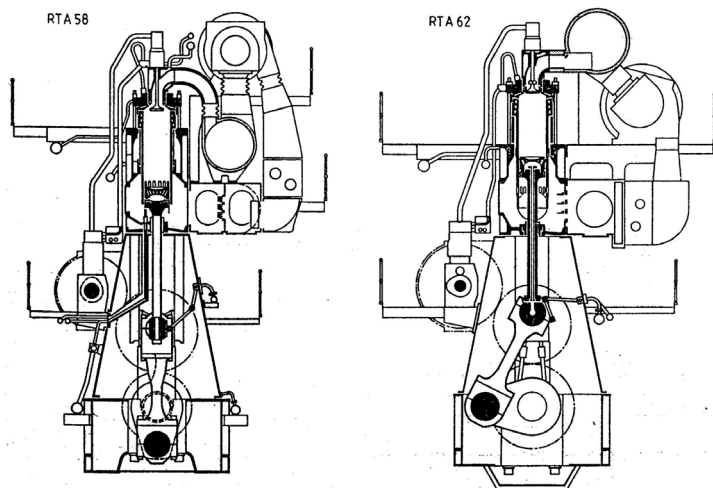
Piston construction was closely connected with its cooling system – first on the uncharged engines of RS type, later on charged engines of RSAD type and initially on RD engine type. Cooling system was of the oil type, where the circulating oil was supplied to piston through piston rod with the use of oil rocking levers.

The construction of two-part pistons with oil and water cooling systems is presented in figure 7 and 8. To improve the efficiency of the piston cooling system, water cooling was introduced already on RD engines at MEP 8.1 bar. The increase of MEP i  $P_{max}$  caused that the construction of the water cooled piston upper part was constantly improved which resulted in lowering the mechanical stresses in main engine elements (Fig. 9).



Rys. 7. Chłodzenie tłoków (a – olejowe, b – wodne)

Fig. 7. Piston cooling systems (a – oil cooling, b – water cooling)

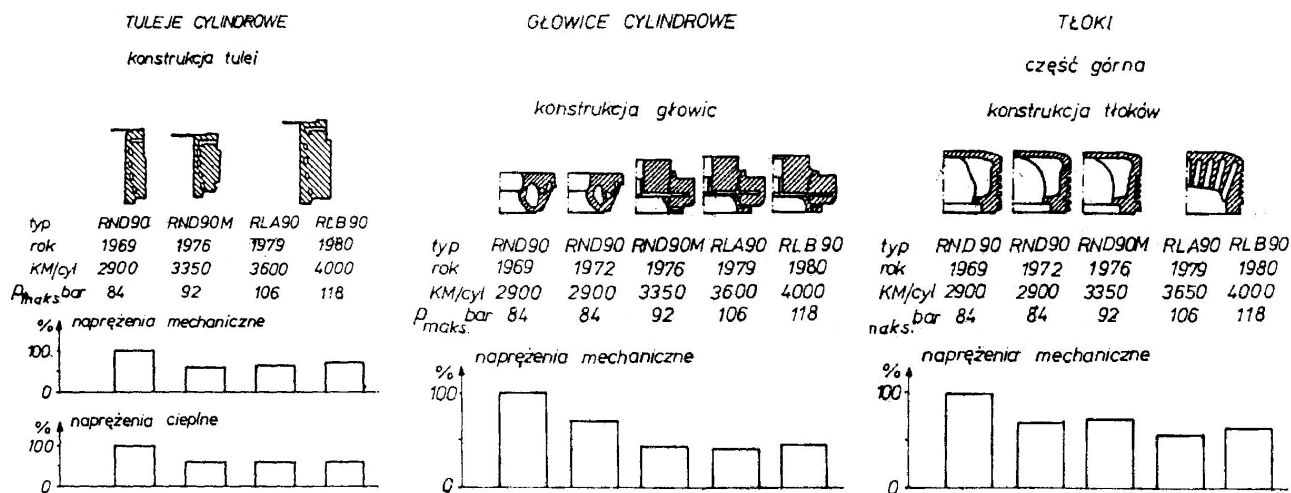


Rys. 8. Przekroje poprzeczne silników H. Cegielski-Sulzer  
Fig. 8. Cross section of diesel engines H. Cegielski-Sulzer

Bore-cooling concept introduced gradually to the elements of combustion chamber was the turning point in piston construction. Sulzer company was granted the patent for this type of cooling many years earlier and used those systems on four-stroke engines in the beginning. First, in 1969, bore-cooling system was introduced to cylinder liner design and only later, in 1976, it was applied on cylinder covers installed on RND-M engines.

Already in 1976 combustion chamber construction underwent some changes (Fig. 10) which allowed to reduce mechanical stresses and heat load of combustion chamber elements.

In 1979-1980 bore-cooling was introduced on pistons installed on RL engines; simultaneously, piston skirt was shortened. Further design improvements were accompanied by the temperature measurements



Rys. 9. Porównanie naprężeń w głównych elementach silników po ulepszeniach konstrukcyjnych  
Fig. 9. Mechanical loads and stresses in main engine elements after design modifications

Wielu zmianom i modyfikacjom ulegały również pierścienie tłokowe. Już pod koniec lat 60-tych wprowadzono chromowanie rowków i zmniejszono odstęp między rowkami. W późniejszym okresie górny pierścień został pokryty plazmowo specjalną warstwą o grubości 0,1 mm obniżając jego zużycie oraz zużycie tulei cylindrowej w okresie docierania. Aktualnie górny profilowany pierścień pokryty jest warstwą CrCer (*chromium-ceramic*), a pozostałe trzy profilowane pierścienie są typu RC (*running-in coating*) polepszająca pracę pierścienia w czasie docierania. Zwiększono też grubość warstwy chromu w rowkach. W dolnej części tłoka znajdują się brązowe pierścienie prowadzące, których liczba ulegała zmianie, np. w silnikach RND-M o stosunkowo długiej dolnej części tłoka stosowano cztery brązowe pierścienie prowadzące. Aktualnie krótka dolna część tłoka wyposażona jest w dwa brązowe pierścienie prowadzące.

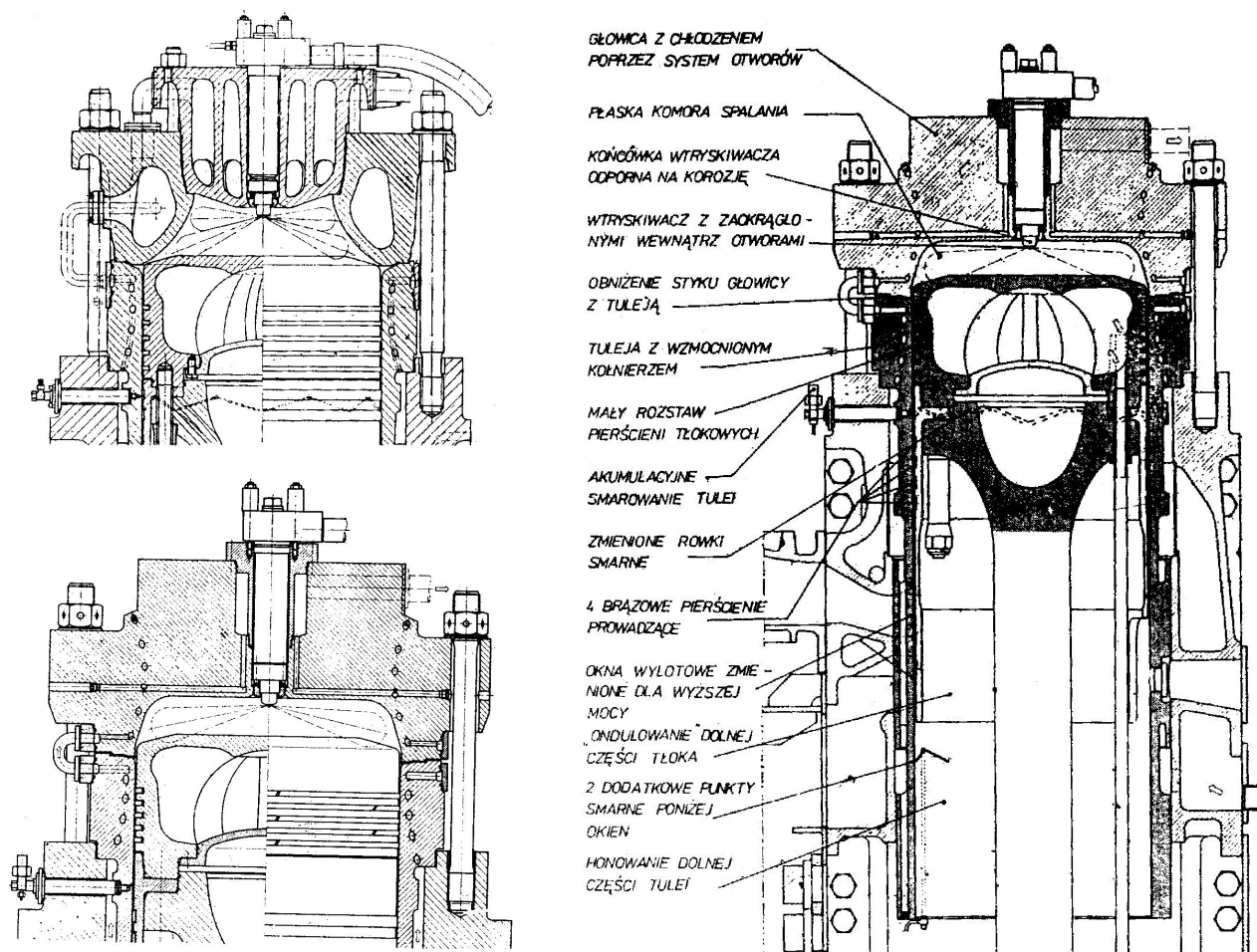
#### Budowa tulei cylindrowej

W budowie tulei cylindrowych silników konstruowanych przez firmę Sulzer wyróżnia się dwa wyraźne okresy roz-

wojstwa konstrukcyjnego (Fig. 11 and 12). Already on RTA engines with the number of piston rings reduced to four, the piston was cooled with oil spraying cooling system (Fig. 12 and 13). This system takes the advantage of special nozzles and is still used on present engines.

Piston rings have also undergone numerous changes and modifications. Already at the end of the 60s, piston rings grooves chromium layer and lower distance between the grooves were introduced. Later, the uppermost ring was plasma-coated with a special layer of the thickness equal to 0.1 mm which lowered the wear rate of cylinder liner and the ring itself during the running-in period. At present, the upper profiled ring is covered with the CrCer (chromium-ceramic) layer, and the other three profiled rings are of RC (running-in coating) type, which improves the rings performance during the running-in period. The thickness of chromium layer in ring grooves has also been increased. Bronze guide rings of changeable number are placed in piston skirt. RND-M engines characterized by a relative long piston skirt





Rys. 10a. Elementy w obrębie komory spalania silników RND90

Rys. 10b. Elementy w obrębie komory spalania silników RND90M

Rys. 10c. Charakterystyczne cechy przestrzeni spalania i układu tuleja-tłok silnika typu RND-M

Fig. 10a. Combustion chamber elements on RND90 engines

Fig. 10b. Combustion chamber elements on RND90M engines

Fig. 10c. Characteristic features of combustion chamber and cylinder liner-piston unit on RND-M engine

woju, ściśle związane ze stosowanym systemem przepłukania. Pierwszy to tuleje z oknami wydechowymi i przepłukującymi, drugi to tuleje wyposażone jedynie w okna przepłukujące. Odlewy tulei wykonane są ze specjalnego żeliwa szarego, którego struktura zapewnia możliwie dużą odporność na obciążenia mechaniczne, cieplne, korozyjne i odporność na zatarcia.

Górna część tulei cylindrowej w silnikach o przepłukaniu zwrotnym ulegała kilkakrotnym udoskonaleniom (rys. 9 i 14). Rowki smarne i króćce smarne systemu smarowania tulei cylindrowych były również kilkakrotnie ulepszone.

Już w silnikach RND-M wprowadzając nową głowicę obniżono płaszczyznę podziału między głowicą a tuleją cylindrową. W ten sposób chroniono górną część tulei przed czołem płomienia podczas początkowej fazy spalania. Zmniejszyło to naprężenia cieplne w tej strefie tulei. Zmniejszono jednocześnie naprężenia mechaniczne stosując grubszą ściankę w górnej części tulei. Ilustruje to rys. 15, który przedstawia ewolucję konstrukcji komory spalania przy wykorzystaniu chłodzenia otworowego. Aktualnie w górnej czę-

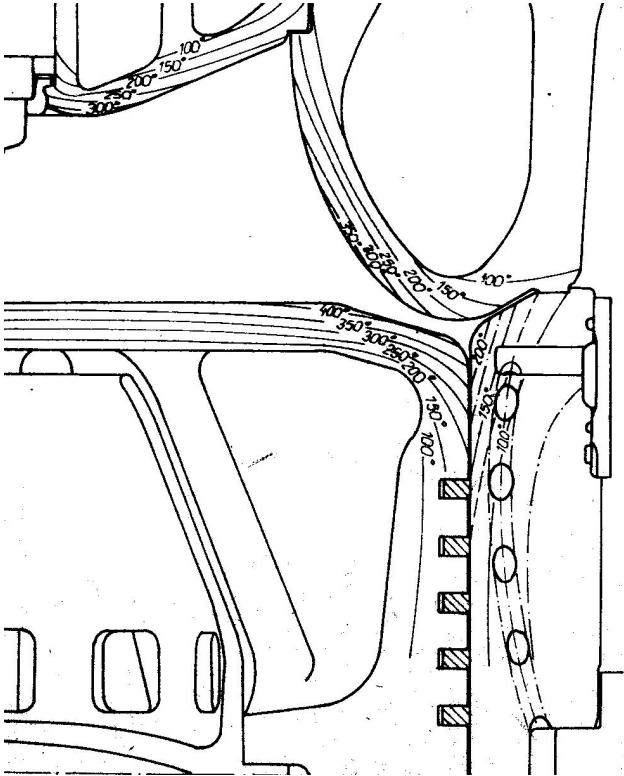
were equipped with four bronze guide rings. As of now, short piston skirt is equipped with two bronze guide rings.

### Cylinder liner construction

Two main development stages, closely connected with scavenging system applied, are distinguished in the construction of cylinder liners installed on engines produced by Sulzer. The first stage is characterized by the presence of exhaust and scavenging ports in cylinder liners. In the second stage of development, cylinder liners are only equipped with scavenging ports. The castings are made of grey cast iron which assures a considerably high resistance to mechanical and heat loads, and reveals high anti-corrosive and anti-seizure properties.

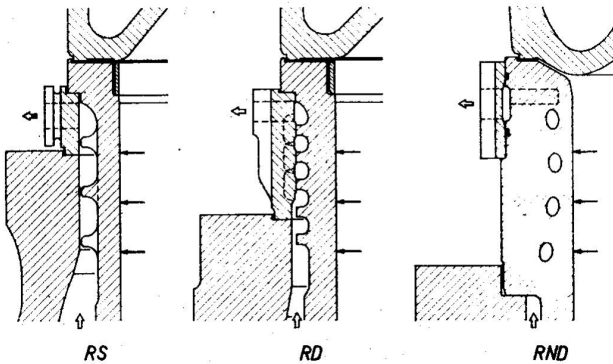
The upper part of cylinder liners installed on engines with backflow scavenging has undergone several modifications (Fig. 9 and 14). Moreover, improvements to lubricating grooves and stub pipes in have also been made several times.

Already on RND-M engines, with the new type of cylinder cover the parting plane between cylinder cover and cylinder liner was lowered. This solution allowed to protect cylinder liner against the flame in the first stage of combus-



Rys. 11. Rozkład temperatur [°C] w elementach otaczających komorę spalania silnika RND

Fig. 11. Measured temperatures [°C] on combustion chamber elements on RND engine

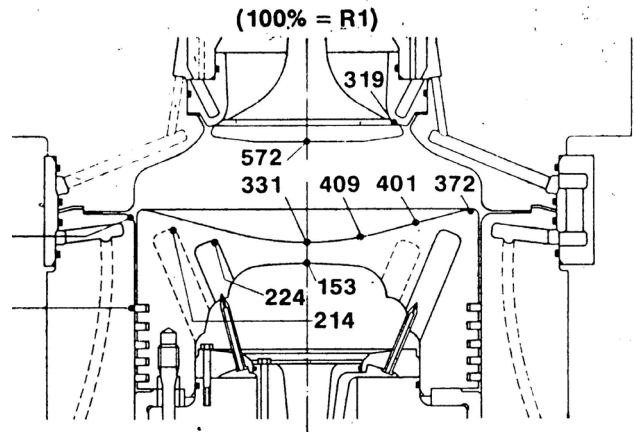


Rys. 14. Etapy rozwoju konstrukcji górnej partii tulei cylindrowej

Fig. 14. Development of cylinder liner upper part

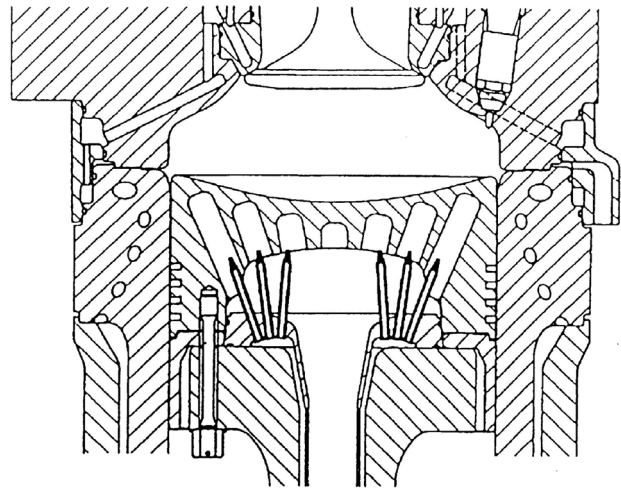
ści tulei cylindrowej zlokalizowany jest *anti-polishing ring* (APR) chroniący dodatkowo tą strefę tulei cylindrowej. Równocześnie stosowane jest wielopoziomowe smarowanie tulei.

Dużą wytrzymałość na rozciąganie oraz odpowiedni poziom ciągliwości zapewniają tulejom odlewy kokilowe. Tuleje cylindrowe współczesnych silników okrętowych posiadają w swojej masie specjalną strukturę metalograficzną, w której wyróżnia się kompozycja „fazy twardej”. Jest to struktura uzyskiwana przez specyficzny dobór składników metalurgicznych dodawanych w momencie odlewania do tulei cylindrowej, by faza twarda zawierała się w granicach



Rys.12. Rozkład temperatur [°C] elementów otaczających komorę spalania silnika RTA62 z chłodzeniem olejowym, przy mocy R1 ( $p_e = 16,6$  bar,  $n = 106$  obr/min)

Fig. 12. Measured temperatures [°C] on combustion chamber elements of RTA62 engine with oil cooling system, output R1 (MEP = 16,6 bar,  $n = 106$  rpm)



Rys. 13. Komora spalania silników RTA48T i RTA58T

Fig. 13. Combustion chamber on RTA48T and RTA58T engines

tion and caused the heat load to decrease. At the same time mechanical stresses were reduced by the application of thicker walls in cylinder liner upper part. Figure 15 presents the evolution of combustion chamber design with bore-cooling. Nowadays, cylinder line has multi-level lubrication and the cylinder upper part is equipped with “anti-polishing ring” (APR) which provides an extra protection to this part of cylinder liner.

High tensile strength and adequate toughness level result from the fact that cylinder liners are permanent-mould castings. Present marine engines have cylinder liners of special metallographic structure which is characterized by the composition of “hard-phase”. The “hard-phase” structure is obtained by specific selection of metallurgical components which are added to a cylinder liner during its casting process. Then, “hard-phase” shall constitute about 3.5-7% of the whole liner material. Further, after the ondulation stage, cylinder liner surface undergoes the process of deep honing.

3,5-7% masy. Gładź takich tulei jest poddawana po toczeniu „ondulacyjnym” procesowi głębokiego honowania.

Tuleje cylindrowe silników Sulzera, ze względu na swoją nietechnologiczność konstrukcji – duża masa skupiona w górnej części tulei, przy stosunkowo cienkich ściankach w pozostałej jej części są elementem szczególnie trudnym i niewiele odlewni światowych opanowało niuanse technologiczne w procesie ich odlewania.

Aby zapewnić w czasie pracy silnika optymalne, stosunkowo wysokie temperatury tulei zapobiegające kondensacji na gładzi kwasu siarkowego zastosowano izolację w wierceniach chłodzących oraz zewnętrzną izolację tulei cylindrowej na poziomie połowy skoku.

### Budowa głowicy

Dwuczęściowa składana głowica silników RND o przepłukaniu zwrotnym wykonana była ze staliwa i żeliwa sferydalnego. W silnikach RND-M wprowadzono masywną jednoczęściową głowicę stalową z chłodzeniem otworowym (rys. 10). Radykalna zmiana konstrukcji głowicy związana była z wprowadzeniem przepłukania wzdłużnego, przy którym zawór wydechowy osadzony w koszu zaworowym stanowi element decydujący o niezawodności silnika (rys. 16).

Szczególnie dużą uwagę zwrócono na konstrukcję hydraulicznego zespołu napędu zaworu połączonego ze sprężyną powietrzną. Na trzonie zaworu sformowano wirnik obracający zawór w czasie pracy. Sam zawór wykonany jest z żaroodpornego i odpornego na korozję i wysokie temperatury stopu Nimonic 80A. Przy wdrażaniu tego rozwiązania

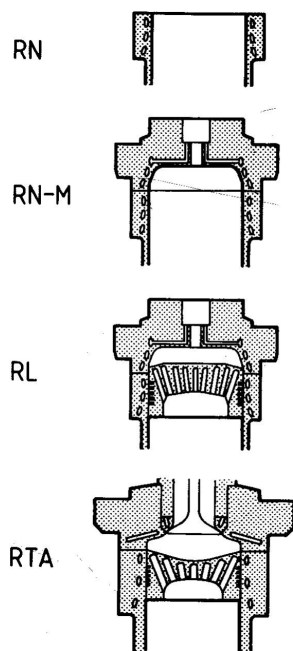
Cylinder liners are technologically complicated elements due to a huge amount of material concentrated in its upper part and relatively thin walls of the remaining part. There are only few foundries world-wide well-prepared and acquainted with technological nuances of the casting process. Insulation in cooling bores and external insulation in the middle of stroke have been applied to provide most optimal and relatively high temperatures preventing from the condensation of sulphuric acid on the liner surface.

### Cylinder cover construction

Two-part cylinder cover on RND engines with backflow scavenging was made of cast steel and spheroidal graphite iron. Unified cylinder cover of cast steel with bore-cooling system (Fig. 10) was implemented on RND-M engines. Radical modification in the construction of cylinder cover was connected with introducing the uniflow scavenging where the exhaust valve placed in the valve cage was an element which ensured engine reliability (Fig. 16).

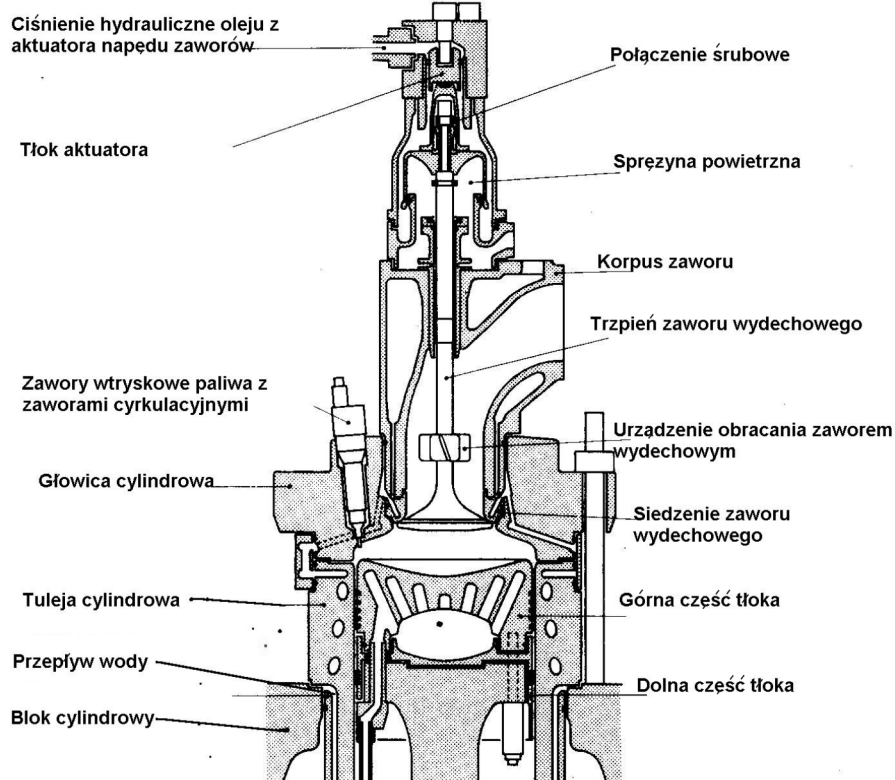
Particular attention was given to the hydraulic valve actuator connected with the air spring. Valve spindle was equipped with the impeller which caused the valve to rotate during operation. The valve itself is made of Nimonic 80A alloy which is heat and corrosion resistant. Adequate temperatures on exhaust valve and bore-cooled valve seat were measured while implementing the above solution (Fig. 17).

New construction of cylinder cover with the centrally placed exhaust valve resulted in modification introduced to the fuel supply system, so far consisting of one centrally



Rys. 15. Wykonanie otworów chłodzących w tulejach cylindrowych i głowicach różnych silników

Fig. 15. Cooling bores arrangement in cylinder liners and cylinder covers on various engine types



Rys. 16. Komponenty komory spalania dla silników typu K1A

Fig. 16. Combustion chamber elements on RTA engines



przeprowadzono pomiary temperatur zaworu wylotowego i chłodzonego otworowo gniazda (rys. 17).

Nowa konstrukcja głowicy cylindrowej z centralnie umieszczonym zaworem wydechowym wymusiła weryfikację dotychczas stosowanego systemu podawania paliwa – jeden centralnie umieszczony wtryskiwacz. W nowym rozwiązaniu Sulzer zastosował dwa a nawet trzy wtryskiwacze, rozmieszczone wokół zaworu wylotowego ze specjalnie ukierunkowanymi otworami w rozpylaczu, które zapewniają zawirowanie powstającej mieszanki paliwowo-powietrznej.

### Zestaw rozwiązań konstrukcyjnych „TriboPack”

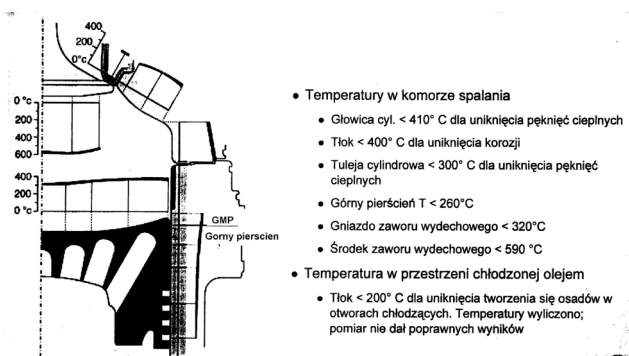
Użytkownicy preferują niezawodne i ekonomiczne w eksploatacji silniki spalające różne rodzaje paliw. Uzyskanie tych cech wymaga możliwie niskich obciążeń cieplnych i mechanicznych części komory spalania. Na prawidłowość rozwiązań konstrukcyjnych wskazują między innymi temperatury tych części mierzone w trakcie ruchu silnika przy maksymalnych obciążeniach. Na rysunku 18a zestawiono wyniki pomiaru temperatury na silniku RT-flex 60C przy  $p_e$  równym 19,5 bar.

Opis udoskonaleń konstrukcyjnych części komory spalania pokazano na rys. 18b. System „TriboPack” obejmuje następujące komponenty komory spalania silników okrętowych Sulzer:

1. Głębokie honowanie tulei cylindrowej,
2. Zastosowanie izolacji tulei cylindrowej,
3. Wprowadzenie pierścienia *Anti-polishing ring*,
4. Zestaw zunifikowanych profilowanych pierścieni tłokowych,
5. Pokrycie chromowo-ceramiczne wybranych pierścieni,
6. Wielopoziomowe smarowanie tulei cylindrowych,
7. Chromowanie rowków pierścieni tłokowych.

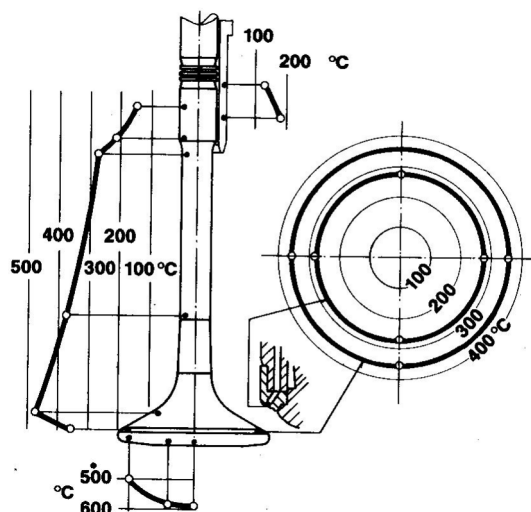
Dzięki wdrożeniu tego pakietu zmian konstrukcyjnych obniżono zużycie tulei cylindrowej do wartości rzędu 0,05 mm/1000 h, zużycie pierścienia tłokowego rzędu 0,4 mm/1000 h przy dawce oleju cylindrowego około 1,0 g/(kW·h).

Najnowszym osiągnięciem ulepszającym współpracę tłoka z tuleją cylindrową jest wdrażany obecnie *Pulse Jet Lubrication System*. Doskonali on dostarczanie oleju cylindrowego na powierzchnię współpracującą i ustala precyzyjnie



Rys. 18a. Zmierzzone w silniku RT-flex60C temperatury gorących części dla obciążenia R1 przy  $p_e = 19,5$  bar i 114 obr/min

Fig. 18a. Measured temperatures of hot elements for R1 with  $MEP = 19.5$  bar and 114 rpm on RT-flex60C engine



Rys. 17. Rozkład temperatury w zaworze wylotowym silników RTA58

Fig. 17. Measured temperatures on exhaust valve on RTA58 engine

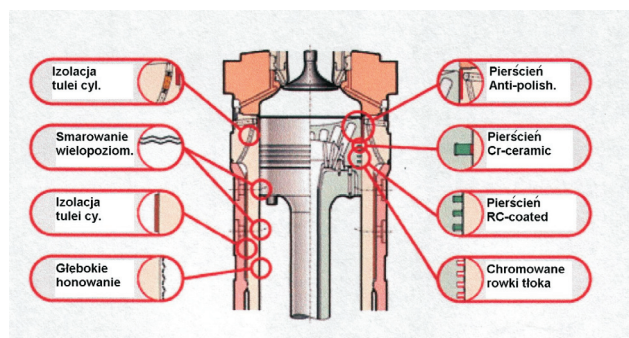
placed injector. New Sulzer solution implemented 2 or even 3 fuel injectors placed around exhaust valve and equipped with nozzle holes oriented in a special way, which ensured whirling of the fuel-air mixture.

### TriboPack-combination of design measures

The operators prefer reliable and economic engines which can run on fuels of various kinds. To achieve these particular features it is necessary to have the lowest possible heat and mechanical load on combustion chamber elements. Temperatures measured on combustion chamber elements during engine operation with the maximum loads show the correctness of the applied design solutions. Figure 18a pictures measured temperatures on RT-flex60C engine with  $MEP = 19.5$  bar.

A combination of design measures introduced to combustion chamber is pictured on Figure 18b. The following design measures are incorporated in TriboPack technology applied by Sulzer:

1. Deep honing of cylinder liner,
2. Cylinder liner insulation,
3. Anti-polishing ring,



Rys. 18b. Elementy systemu „TriboPack” zastosowane w silnikach typu Sulzer-Wärtsilä RTA

Fig. 18b. Design measures incorporated in TriboPack on RTA Wärtsilä (Sulzer) engines

czas natryskowego podawania oleju przez specjalne króćce zasilane przez udoskonaloną pompę oleju. Stosując ten system zredukowano dawkę oleju cylindrowego do wartości rzędu 0,6 g/(kW·h).

## 2.2. Silniki H.Cegielski-MAN B&W

Silniki firmy B&W, a od lat osiemdziesiątych MAN B&W (MBD), można podzielić na następujące grupy:

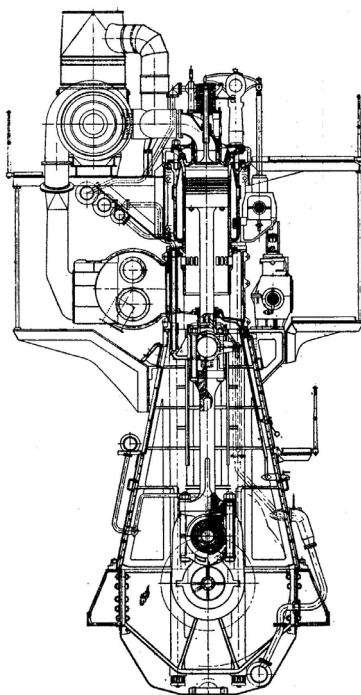
1. Silniki VT2BF, GFCA, EF, GFC, GFCA i GB
2. Silniki rodziny MC z sterowaniem mechanicznym: L, S i K-MC i MC-C
3. Silniki rodziny ME z sterowaniem elektronicznym: S- MEC.

Udział wyprodukowanych w HCP silników na licencji tej firmy był do 1987 roku skromny. Na 1070 wyprodukowanych w tym czasie silników tylko 88 wyprodukowano w oparciu o dokumentację firmy MAN B&W. W tej liczbie jest 46 silników typu 62-VT2BF-140 (5 i 6 cyl.) wyprodukowanych w latach 1963–1969.

Na początku lat 80-tych na skutek likwidowania produkcji silników w Stoczni Gdańskiej, HCP przejął produkcję silników 10L45GFCA wyprodukowano 4 takie silniki.

Do roku 1987 wyprodukowano też 23 silniki L67GFCA (4 i 6 cyl.) Od roku 1986 rozpoczęto produkcję silników MC, której rozwój następował w latach dziewięćdziesiątych i obecnie. Przekrój poprzeczny doładowanego pulsacyjnie silnika 62-VT2BF-140 o przepłukaniu wzdłużnym pokazano na rys. 19. Wdrażając doładowane silniki typu VT2BF firma B&W przeprowadziła badania porównawcze tłoków, dotychczasowej i nowej konstrukcji z chłodzeniem olejowym i wodnym. Pomiary temperatur wykazały tylko nieznaczne obniżenie temperatur przy chłodzeniu wodnym. Wartości tych pomiarów zestawiono na rys. 20 (punkty pomiarowe I i II).

Konstrukcja nowego typu jednocześnie tłoka chłodzonego olejem z sześciu pierścieniami tłokowymi wykonana jest ze stali stopowej. Doprowadzenie oleju chłodzącego tłok odbywa się poprzez rurę teleskopową. Tuleja cylindrowa z usytuowanymi w dolnej części oknami wlotowymi wykonana jest z żeliwa stopowego. Głowica cylindrowa jest stalowa-



Rys. 19. Przekrój poprzeczny silnika 62-VT2BF-140

Fig. 19. Cross-section of 62-VT2BF-140 engine

4. Set of unified pre-profiled piston rings,
5. Chromium – ceramic coating on selected rings,
6. Multi-level cylinder liner lubrication,
7. Chromium layer in piston ring grooves.

Thanks to these design modifications the wear rate of cylinder liner has been lowered to 0.05 mm/1000 running hours and wear rate of piston ring amounts to 0.4 mm/1000 running hours at about 1.0 g/(kW·h) cylinder oil feed rate.

The latest design achievement which improves piston-cylinder mating is called „Pulse Jet Lubrication System”, now being implemented to engines. The system improves the supply of cylinder lubrication oil to the mating surfaces and precisely sets the time when oil is sprayed with special nozzles fed by modified oil pump. The system allows to reduce the cylinder oil feed rate to about 0.6 g/(kW·h).

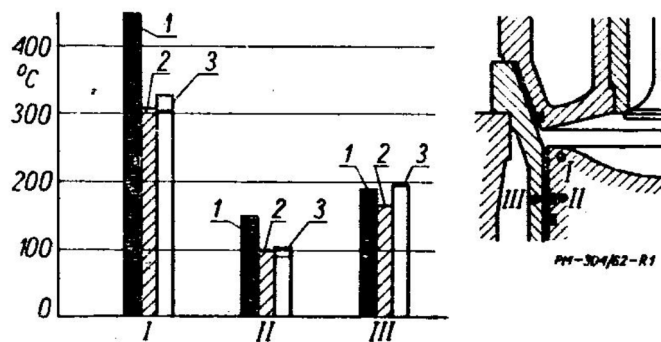
## 2.2. H. Cegielski – MAN B&W engines

Firstly B&W, and since the 80s MAN-B&W have been producing engines that may be divided into the following groups:

1. VT2BF, GFCA, EF, GFC, GFCA and GB engines,
2. MC engine series with mechanical control: L, S, K-MC and MC-C versions,
3. ME engine series with electronic control: S-MEC version.

Until 1987 HCP had a small contribution to the engines produced on MAN-B&W license. Total number of 1070 engines made by HCP in that period included only 88 engines produced based on MAN-B&W technical files. The number of 88 engines covers 46 pieces of 62-VT2BF-140 (5 and 6 cylinders) engine type made in the years 1963–1969.

At the beginning of the 80s HCP took over the production of 10L45GFCA engines due to stopping the engine production at the Gdańsk Shipyard. HCP made 4 engines of that type.

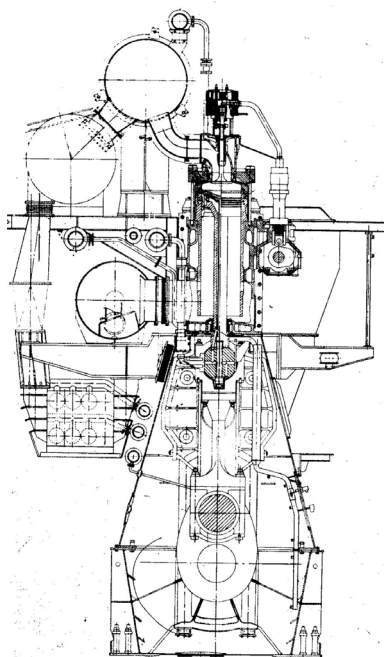


Rys. 20. Wyniki pomiarów temperatury tłoka i tulei cylindrowej dla silników Burmeister&Wain: I, II, III – punkty pomiaru temperatury, 1 – silnik VTBF –  $p_i = 8,0$  bar, 2 – silnik VTBF –  $p_i = 8,0$  bar, nowa konstrukcja tłoka, 3 – silnik VT2BF –  $p_i = 9,5$  bar, nowa konstrukcja tłoka; linią przerywaną zaznaczono temperaturę tłoka z chłodzeniem wodnym

Fig. 20. Measured temperatures of piston and cylinder liner on Burmeister&Wain engines: I, II, III – measuring points, 1 – VTBF engine –  $p_i = 8.0$  bar, 2 – VTBF engine –  $p_i = 8.0$  bar – new piston design, 3 – VT2BF engine –  $p_i = 9.5$  bar – new piston design; broken line presents temperatures on water-cooled piston

na z dwoma wtryskiwaczami i centralnie umieszczonym koszem zaworowym. Zawór wylotowy wykonany jest jako jednolita odkuwka ze specjalnej żaroodpornej stali. Przyłgnie i gniazda zaworów napawane są stellite.

W silnikach L67GFCA (rys. 21) osiągnięto po raz pierwszy sprawność cieplną powyżej 50% stosując doładowanie systemem stałego ciśnienia. Najważniejsze zmiany w częściach komory spalania to dwuczęściowy tłok składający się z górnej części wykonanej ze staliwa, żeliwnego płaszczka i żeliwnej wkładki chłodzącej.



Rys. 21. Przekrój poprzeczny silnika 6L67GFCA

Fig. 21. Cross-section of 6L67GFCA

Tłok wyposażony w pięć pierścieni o jednakowej wysokości jest połączony z drągiem tłokowym. Głowica jest kuta ze stali stopowej z otworami chłodzącymi i spawanym pierścieniem przestrzeni chłodzącej. Zawór wylotowy otwierany jest hydraulicznie, a zamykany przez zespół sprężyn.

### Silniki rodziny MC

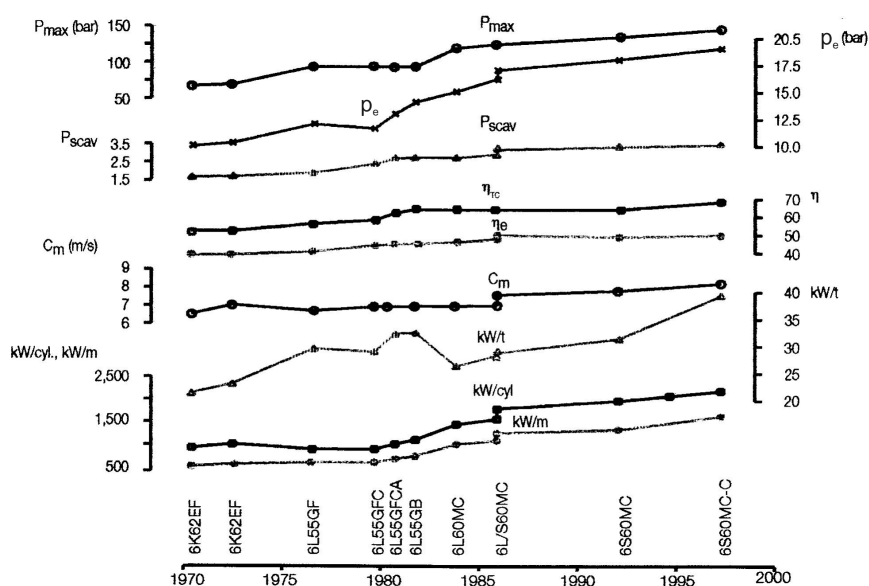
Etapy rozwoju kolejnych konstrukcji silników MAN B&W od 1970 roku przedstawione są na rys. 22. W pierwszym okresie rozwoju rodzina silników MC o S/D = 3-3,25 i  $p_e$  rzędu 13 do 15 bar miała następujące średnice cylindrów: 350, 500, 600, 700, 800 i 900 mm. W roku 1985 rodzina została uzupełniona o średnicę 420 mm, w 1987 r. o średnicę 260 mm, a w 1994 r. wdrożono średnicę 980 mm, następnie średnicę 460 mm.

Silniki o różnych wartościach S/D i  $p_e$  = 16–19 bar przyjęły następujące oznaczenia:

- L-MC i K-MC-S: S/D = 3,2 (o skoku średnim),
- K-MC i K-MC-T: S/D = 2,8 (o skoku krótkim),
- S-MC i K-MC-C: S/D = 3,8 (o skoku długim),
- S-MC-C: S/D = 4,0 (o skoku bardzo długim).

Till 1987, 23 engines of L67GFCA (4 and 6 cylinders) were produced. In 1986 HCP initiated the production of MC engines which were developed in the 90s and still are being developed nowadays. Cross-section of pulsatory charged engine 62-VT2BF-140 with uniflow scavenging is shown on Fig. 19.

When implementing the supercharged engines of VT2BF type, B&W was conducting comparative investigations on pistons of previous and new design with oil and water cooling systems. Measured temperatures revealed only slight drop of temperature on pistons with water cooling system. Values



Rys. 22. Rozwój parametrów ruchowych silników na przestrzeni ostatnich 30 lat dla konstrukcji MAN Burmeister&Wain

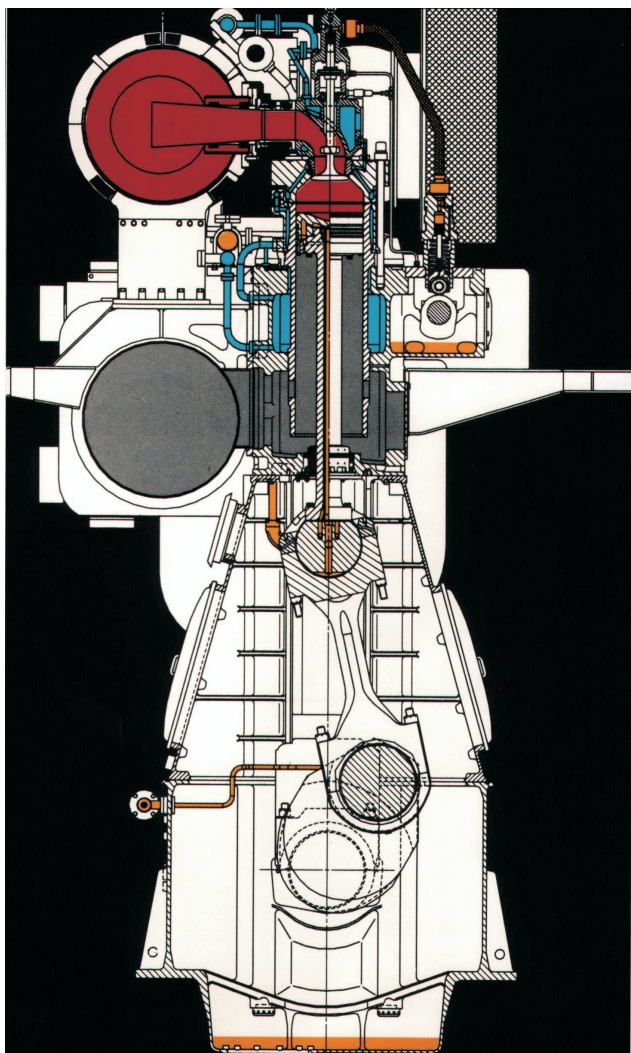
Fig. 22. Thirty years of development of MAN B&W engine running parameters

of measured temperatures are pictured on figure 20 (measuring points I and II).

New oil-cooled one-part piston with 6 piston rings is made of alloy steel. A telescopic pipe feeds the piston with cooling oil. Cylinder liner with inlet scavenging port placed in its lower part is made of alloy cast iron. Cast steel cylinder cover has two injectors and centrally placed valve cage. The exhaust valve is a homogenous forging made of special heat resistant steel. Valve seats and faces are padded with stellite.

For the first time the thermal efficiency exceeded 50% on L67GFCA engines thanks to the applied constant pressure scavenging system. The most crucial modification introduced to a combustion chamber is the two-part piston composed of the upper part which is made of cast steel, cast iron piston skirt and cast iron cooling insert.

Piston is equipped with 5 rings of equal height and is connected with piston rod. Piston head is forged from alloy steel and is equipped with cooling bores and welded ring of cooling space. Exhaust valve is hydraulically opened and closed by a set of springs.



Rys. 23. Przekrój silnika L35MC

Fig. 23. Cross-section of L35MC engines

Firma MBD zaczęła wdrażanie silników tej rodziny od silników L35MC. Pierwszy zbudowano w Japonii w 1982 r. ( $p_e = 14,8$  bar). HCP zbudowało pierwszy silnik tego typu w 1986 r. ( $p_e = 16,6$  bar); (rys. 24).

Wspólne cechy konstrukcyjne komory spalania pierwszej wersji silników MC są następujące:

- chłodzona olejem górna część tzw. „krótkiego” tłoka wykonana z odkuwki lub odlewu stalowego z rowkami chromowanymi, część dolna żeliwna. W silnikach o ciśnieniu spalania 150 bar i  $p_e$  rzędu 19 bar wydłużono górną część tłoka (rys. 24 i 25) i zwiększono grubość dwóch górnych pierścieni tłokowych. Zastosowano pierścienie o specjalnym kształcie z pokryciem plazmowym i zamkiem noskowym. W silnikach tych wprowadzono także nowe rozwiązania chłodzenia zaworu wydechowego, które pozwalają na bardziej optymalne wymuszenie przepływu wody zapobiegające zjawiskom korozji niskotemperaturowej;
- tuleje cylindrowe z żeliwa szarego z dodatkiem boru, kołnierz tulei chłodzony (rys. 26) z wysoko usytuowanymi rowkami smarnymi (rys. 24 i 25);
- głowice jednoczęściowe kute (rys. 24, 25).

### MC engine series

Figure 22 presents the development stages of subsequent engines of MAN B&W design since 1970. The first development stage is characterized by MC engine series with  $S/B = 3 - 3.25$  and  $MEP = 13$  do 15 bar and covers the following cylinder bores: 350, 500, 600, 700, 800 and 900 mm. In 1985 the MC engine series was completed with cylinder bore 420 mm, in 1987 – 260 mm, and then in 1994 – 980 mm and 460 mm.

Engines of various  $S/B$  and  $MEP = 16-19$  bar were designated in the following way:

- L-MC and K-MC-S:  $S/B = 3.2$  (with medium stroke),
- K-MC and K-MC-T:  $S/B = 2.8$  (with short stroke),
- S-MC and K-MC-C:  $S/B = 3.8$  (with long stroke),
- S-MC-C:  $S/B = 4.0$  (with very long stroke).

L35 MC engine type was the first one of the series implemented by MBD. The very first engine ( $MEP = 14,8$  bar) was built in Japan in 1982. HCP produced the first engine of this type in 1986 ( $MEP = 16.6$  bar); (Fig. 24).

The common features of combustion chamber installed on the first version of MC engines are the following:

- Upper part of the so called “short” piston was cooled with oil. Piston upper part was made of forging or steel casting with chromium-plated grooves; lower part made of cast iron. Piston upper part was made longer on engines with combustion pressure equal to 150 bar and  $MEP = 19$  bar (Fig. 24 and 25). Two upper piston rings were made thicker. The new piston rings were specially shaped and plasma-coated and equipped with nose-shaped piston-ring joint. New design solutions in exhaust valve cooling allow for a more optimal cooling water flow which prevents from low-temperature corrosion.
- Cylinder liners made of grey cast iron with the addition of boron; cooled liner flange (Fig. 26) with lubricating grooves placed high (Fig. 24 and 25).
- One-piece forged cylinder covers (Fig. 24 and 25).

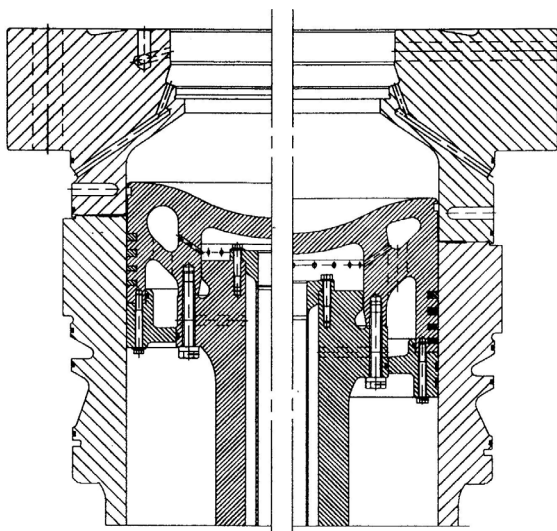
The details of design modifications introduced to cylinder liners are illustrated on Fig. 25. Instead, Fig. 26 presents the elements of the so-called dry cylinder frames with non-cooled lower part of the frame in the area of piston rod sealing (only about 30% of cylinder liner is cooled). Water cooling was eliminated on S-MC-C engines which allowed to reduce the height of the cylinder frames. Cooling water is now supplied to cooling jacket by a separate pipe (Fig. 27).

The casting of cylinder frame has been considerably simplified thanks to the design modification introduced. Oblique bores in cylinder liner upper part have been eliminated. Only one lubrication level remained. The number of fixing bolts for cylinder cover was reduced from 16 to 8 pieces. Hydraulic exhaust valve actuator with cooled or non-cooled valve face area was implemented (Fig. 29 and 30).

Figure 30 pictures all most important design features in exhaust valve area. Modifications introduced are the following:

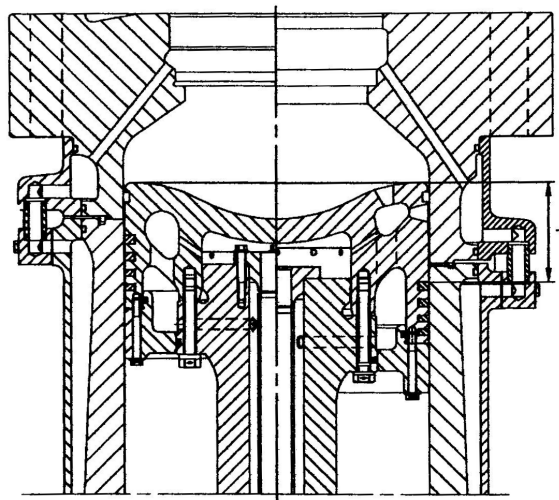
- 1) Valve turning mechanism,
- 2) Valve seat cooling,
- 3) Application of “inner” contact between valve face and seat,
- 4) Valve seat shaped into Venturi tube.





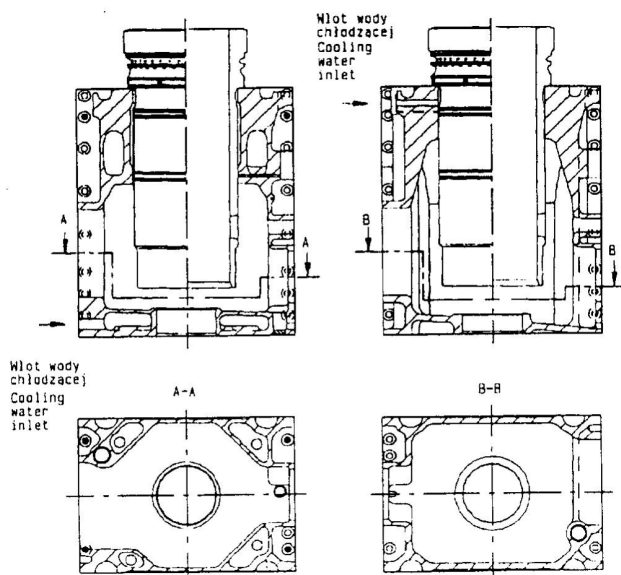
Rys. 24. Zespół tłok-pierścienie tłokowe dla silników typu L-MC oraz L-MC-C

Fig. 24. Piston and piston rings on engines of L-MC and L-MC-C types



Rys. 25. Zespół tłok-pierścienie tłokowe dla silników typu S-MC oraz S-MC-C

Fig. 25. Piston and piston rings on engines of S-MC and S-MC-C types

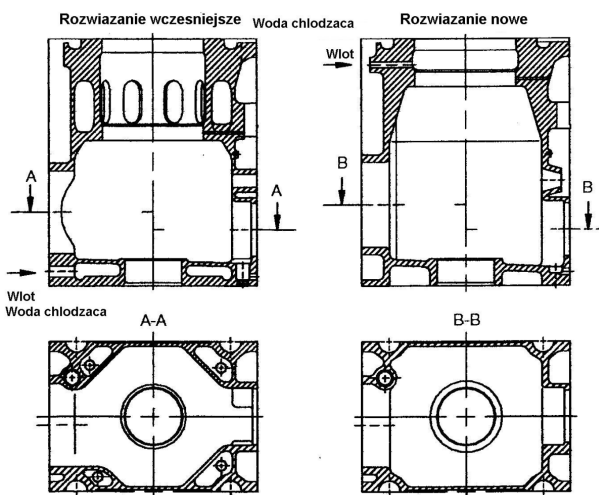


Rys. 26a. Blok cylindrowy z tuleją cylindrową: po lewej rozwiązanie stare, po prawej nowe

Fig. 26a. Cylinder frame and cylinder liner: old design – left; new design – right

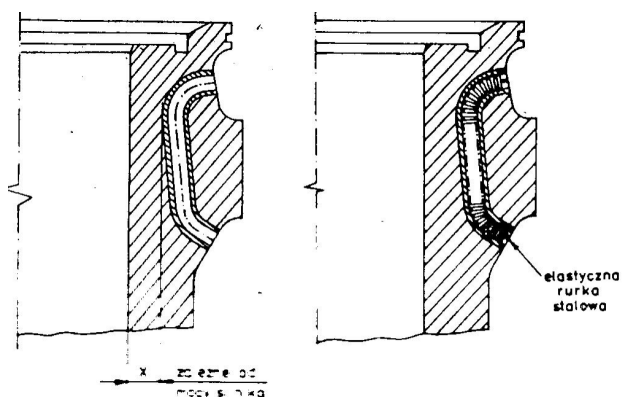
Szczegóły zmian konstrukcyjnych w tulei cylindrowej pokazano na rys. 25. Na rysunku 26 przedstawione są szczegóły dotyczące tzw. suchych bloków cylindrowych, w których dolna część bloku w obrębie uszczelnienia drąga tłokowego nie jest chłodzona (tylko około 30% obszaru tulei jest chłodzone). W silnikach S-MC-C wysokość bloków znacznie zredukowano eliminując z nich chłodzenie wodą. Woda chłodząca dostarczana jest do płaszcza cylindrowego odrębnym przewodem (rys. 27).

Dzięki wprowadzonym zmianom konstrukcyjnym nastąpiło znaczne uproszczenie odlewu bloku. W tulei cylindrowej zlikwidowano skośne wiercenia w górnej części tulei. Pozostał tylko jeden poziom smarowania. Ponadto zmniejszono



Rys. 26b. Uproszczenie konstrukcyjne bloku cylindrowego pokazane w porównaniu do konstrukcji dotychczas stosowanej

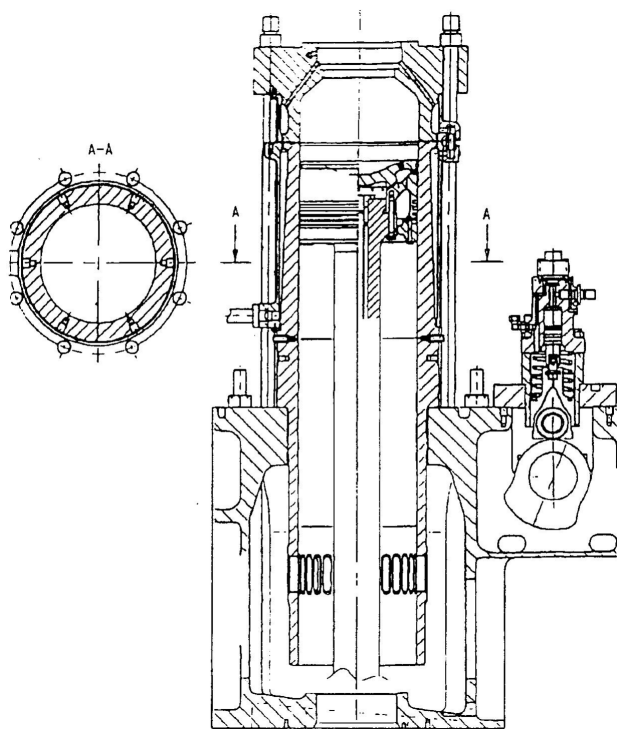
Fig. 26b. Simplified design of cylinder frame compared to the old design



Rys. 26c. Kołnierze tulei cylindrowych silników z zalanyymi rurkami chłodzącymi (po lewej) i elastycznymi rurkami chłodzącymi (po prawej)

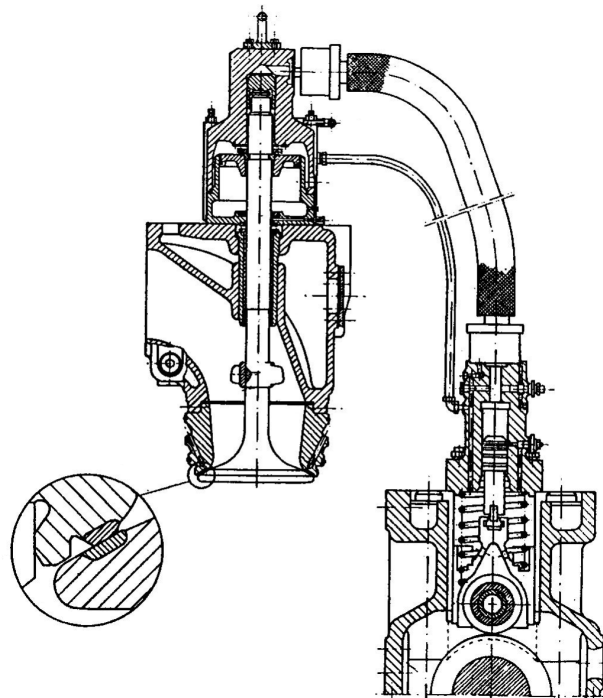
Fig. 26c. Cylinder liner flanges with submerged cooling pipes (left) and flexible cooling pipes (right)





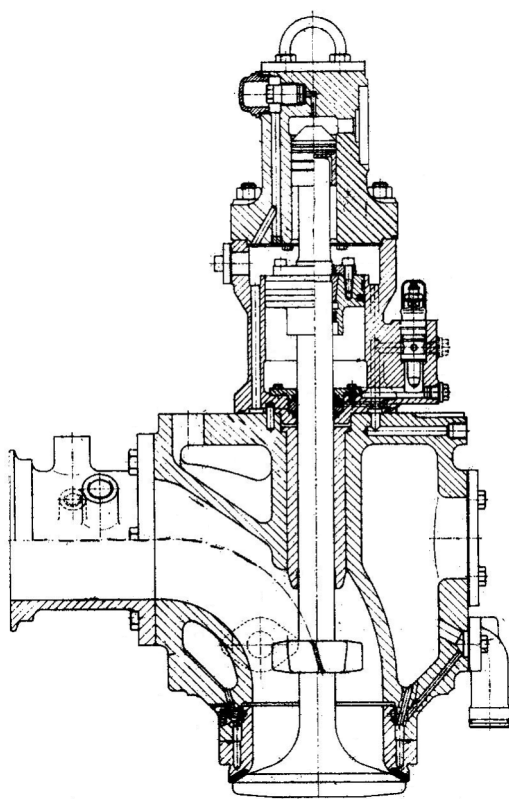
Rys. 27. Przekrój zespołu głowica cylindrowa – blok cylindrowy silnika S50MC-C

Fig. 27. Cross-section of cylinder cover – cylinder frame unit of S50MC engine C



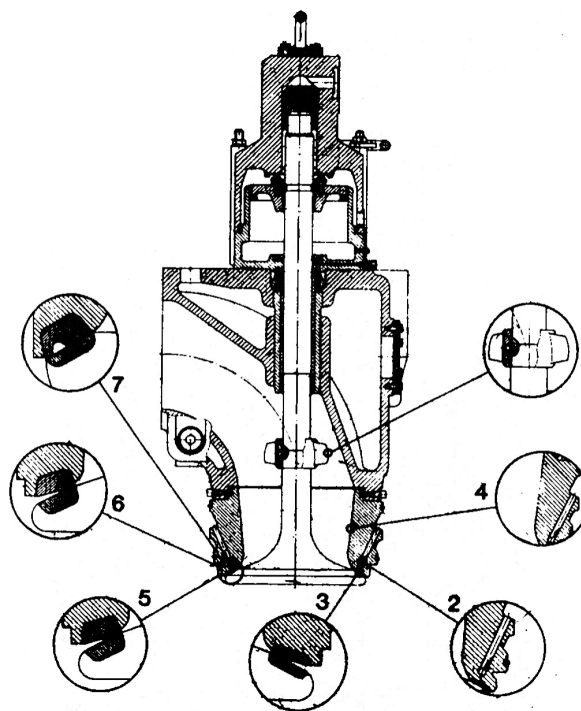
Rys. 28. Napędzany hydraulicznie zawór wylotowy silnika L-MC

Fig. 28. Hydraulically driven exhaust valve on L-MC engine



Rys. 29. Zawór wylotowy z komorą pierścieniową silników L35MC o podwyższonej mocy

Fig. 29. Exhaust valve with ring chamber on L35 MC engine power



Rys. 30. Cechy charakterystyczne zaworu wydechowego silników L-MC

Fig. 30. Characteristic features of exhaust valve on L-MC engines

The modifications mentioned above are standard on GB engines, whereas MC engines have the following improvements introduced:

- 5) Thicker and hardened surface of valve seat,
- 6) Valve face padded with Alloy 50,
- 7) Ring chamber placed in the valve seat to eliminate leakiness.

szono ilość śrub mocujących głowicę z 16 do 8. Wprowadzono hydrauliczny napęd zaworu wylotowego (rys. 28) z nie chłodzoną lub chłodzoną strefą przylgni (rys. 29 i 30).

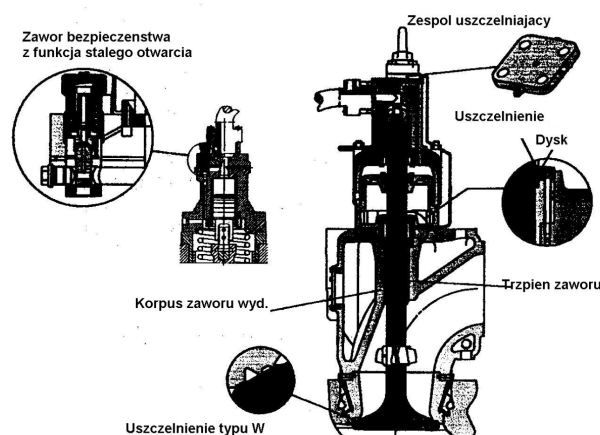
Na rysunku 30 przedstawiono wszystkie najważniejsze cechy konstrukcyjne w strefie zaworu wylotowego. Ulepszenia tej strefy obejmują:

- 1) mechanizm powodujący obrót zaworu,
- 2) chłodzenie gniazda zaworu,
- 3) zastosowanie „wewnętrznego” styku przylgni zaworu z gniazdem,
- 4) wyprofilowanie gniazda w kształt zwężki Venturiego.

Wymienione wyżej ulepszenia wprowadzono jako standard już w silnikach GB, a w silnikach MC wprowadzono dalsze usprawnienia:

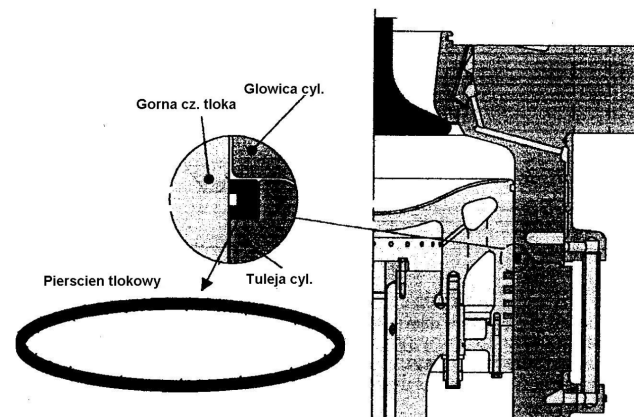
- 5) grubszą warstwę utwardzoną gniazda zaworu,
- 6) napawanie przylgni zaworu stopem Alloy 50,
- 7) komorę pierścieniową w gnieździe zaworu likwidującą nieszczelności.

Dalsze modyfikacje zaworu wydechowego na silnikach MC przedstawiono na rys. 31. Pomiary temperatury elementów komory spalania wykonane na silniku 6L60 MC zestawione są na rys. 32. W trakcie dalszego doskonalenia komory spalania wprowadzono pierścień o nazwie *Piston Cleaning Ring* (PC). Zadaniem pierścienia jest usuwanie nagarów z rejonu korony tłoka (rys. 33). Na podstawie prac



Rys. 31. Zawór wydechowy silników L80 – L90MC

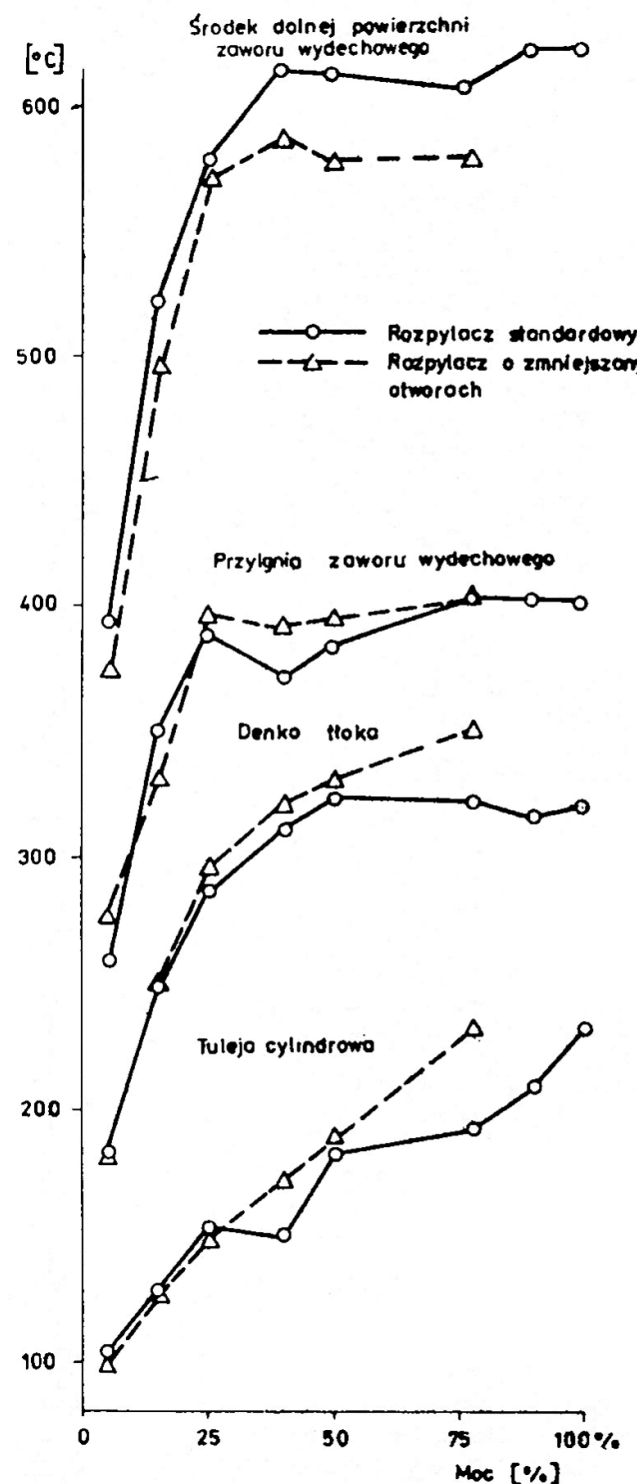
Fig. 31. Exhaust valve on L80 – L90MC engines



Rys. 33. Pierścień czyszczący PC – Piston Cleaning Ring

Fig. 33. PC – Piston Cleaning Ring

Further modifications introduced to exhaust valve on MC engines are presented on Fig. 31. Measured temperatures of 6L60MC engine combustion chamber are shown on Fig. 32. “Piston Cleaning Ring” has been the next improvement introduced to combustion chamber. The ring is meant to re-

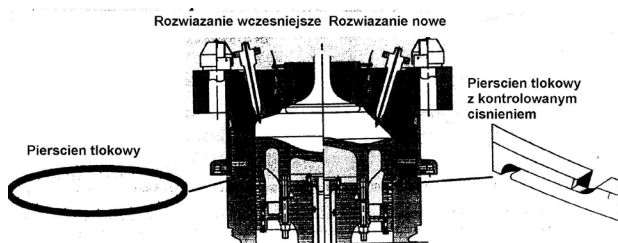


Rys. 32. Porównanie średniej temperatury elementów komory spalania dla rozpylaczy standardowych i o zmniejszonych otworach

Fig. 32. Comparison of mean temperatures of combustion chamber elements with standard nozzles and the ones with smaller holes

obliczeniowych i badawczych zmieniono całkowicie komorę spalania, a nową jej geometrię nazwano OROS (rys. 34a).

Tłok wyposażono w nowy pakiet pierścieni (rys. 34b). Na rysunku 35 przedstawiono ostatnią modyfikację komory spalania o nazwie OROS-P.



Rys. 34a. Nowy kształt komory spalania z pierścieniami PC i CPR

Fig. 34a. New shape of combustion chamber with PC and CPR rings

W konstrukcji OROS chłodzony otworowo, kuty z odpornej na obciążenia stali tłok pozwolił na obniżenie temperatury górnej jego powierzchni o około 100°C. Nowy zestaw pierścieni przedstawiony jest na rysunku 34b. Nowa geometria komory spalania pozwoliła na korzystniejsze warunki zawirowania powietrza również dzięki zmianie lokalizacji wtryskiwaczy.

Na rysunku 37 porównano pomiary temperatury górnej części tłoka i zaworów dwóch rozwiązań konstrukcyjnych, a na rys. 38 przedstawiono obliczone na podstawie tych pomiarów obciążenia cieplne dwóch wersji tłoka. Tuleje cy-

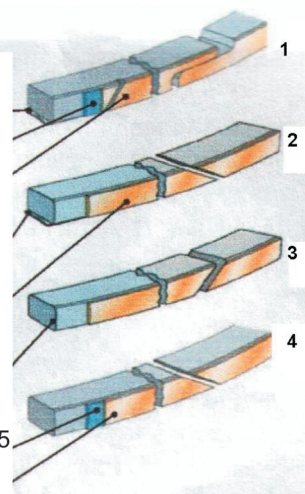
#### Pierścienie typu: "Hard coated/Semi Alucoat"

Materiał żeliwo perlityczne  
pokrycie pow. Chromowe.  
Pokrycie ceramiczne.  
Pokrycie "Alucoat" gr = 0,1  
na okres docierania

Materiał żeliwo szare,  
pokrycie pow. Chromowe  
Pokrycie "Alucoat"

Materiał żeliwo szare,  
pokrycie pow. "Alucoat"

Materiał żeliwo szare,  
pokrycie ceramiczne gr=0,5  
Pokrycie "Alucoat" gr=0,1



Rys. 34b. Nowe rozwiązanie pierścieni tłokowych

Fig. 34b. New piston ring solution

move hard carbon deposits from piston crown (Fig. 33). Detailed calculations and investigations allowed to completely change the design of combustion chamber and its new construction is called OROS (Fig. 34a).

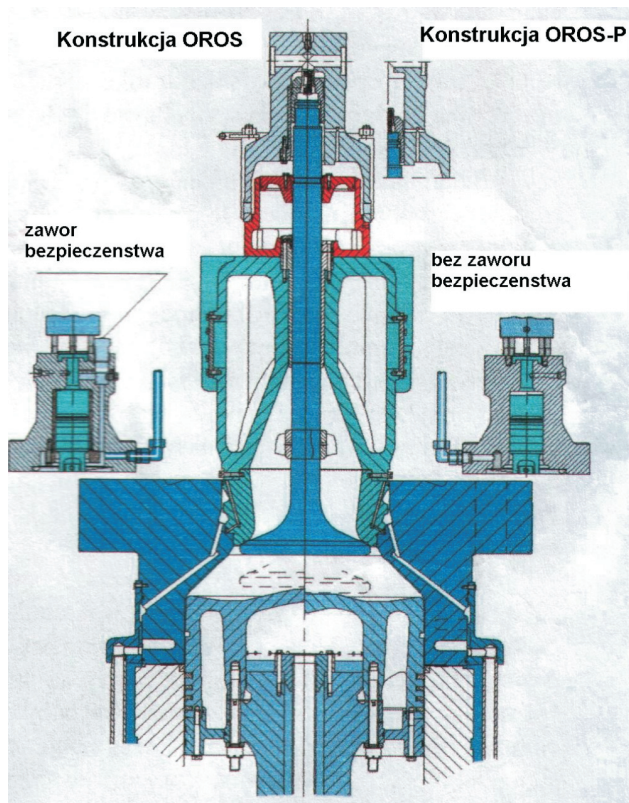
Piston has been equipped with a new set of rings (Fig. 34b). Figure 35 presents the last modification – OROS-P – introduced to combustion chamber.

In OROS construction, the bore-cooled piston is made of the load-resistant forged steel which allows to lower the temperature of piston upper surface by about 100°C. New set of piston rings is presented on Fig. 34b. Modified geometry of combustion chamber assures more advantageous conditions for air mixing inside, also due to changed location of fuel injectors.

Figure 37 compares the measured temperatures of piston upper part and valves of two different design solutions.

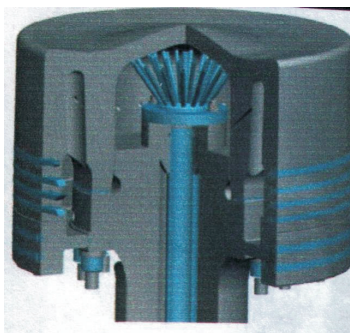
Figure 38 shows the calculated heat load on pistons of two different constructions. The design of cylinder liners assures that the temperature of the surface in cylinder liner upper part is slightly higher than the dew point which protects the liner against the low-temperature sulphur corrosion.

Cylinder liners are Tarkalloy sand castings with special structure and material properties. The requirements for cylinder liner material are similar to those set for cast iron used in cylinder liners installed on Wärtsilä's engines. MBD prefers shallow honing which removes only peaks from material surface after boring, maintaining the oil pockets for the running-in period (Fig. 39). Such a prepared surface ensures safe and stable run-



Rys. 35. Rozwiązanie OROS-P

Fig. 35. OROS-P design



Rys. 36. Wkład chłodzący górnej części tłoka

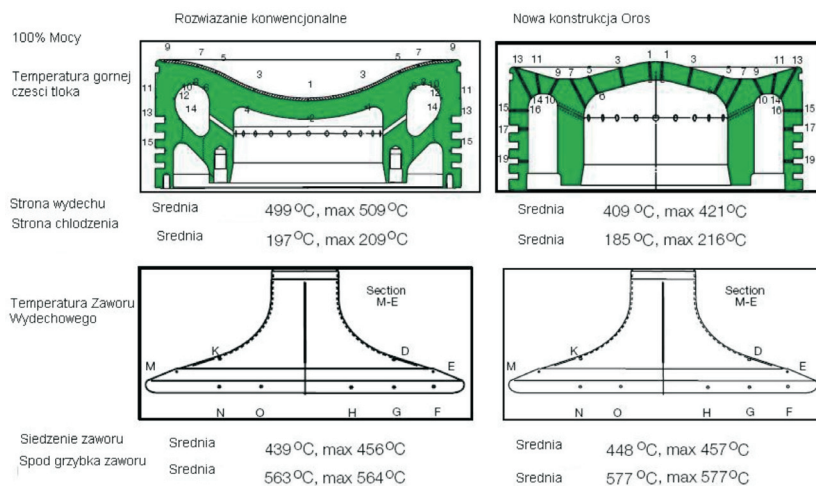
Fig. 36. Cooling insert in piston upper part



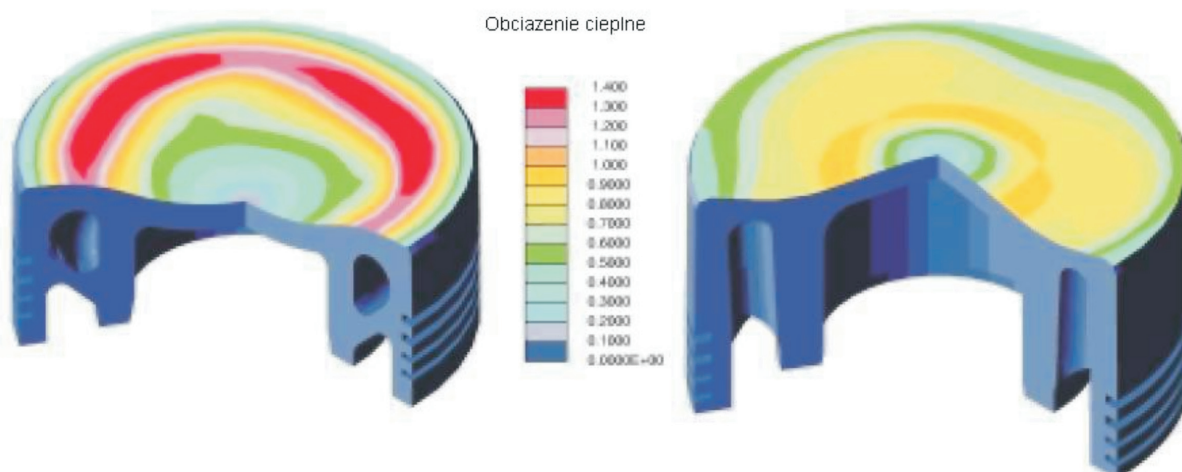
lindrowe są tak konstruowane, aby temperatura gładzi w górnym rejonie leżała nieznacznie ponad punktem rosy wody, co zabezpiecza ją przed niskotemperaturową korozją siarkową.

Tuleje cylindrowe są odlewami piaskowymi z żeliwa stopowego Tarkalloy o specjalnej strukturze i właściwościach materiałowych. Wymagania dla materiału tulei są podobne do wymagań stawianych żeliwu używanemu w tulejach silników Wärtsilä. Przy obróbce wykańczającej MBD preferuje płytkie honowanie, które usuwa jedynie wierzchołki z powierzchni materiału po wytaczaniu zachowując na okres docierania kieszenie olejowe (rys. 39). Taka powierzchnia zapewnia bezpieczne i stabilne

K90MC-C



Rys. 37. Rozkład temperatury komory spalania nowej generacji silników  
Fig. 37. Measured temperatures in combustion chamber on engines of new generation  
Oros K98MC-C



Rys. 38. Rozkład obciążeń cieplnych górnej części tłoka silników S-MC-C  
Fig. 38. Relative heat load on piston crown of S-MC-C engines

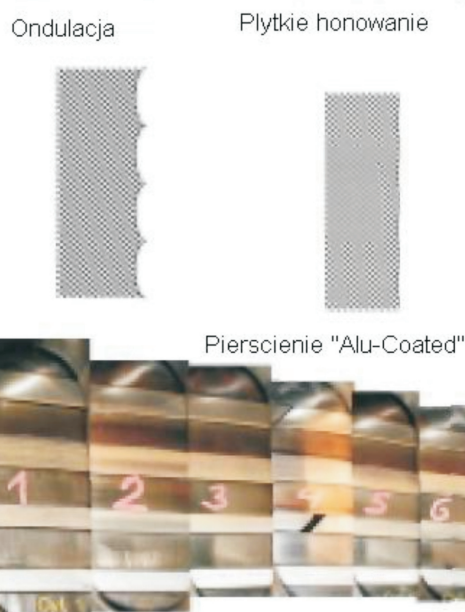
warunki docierania we współpracy z wcześniej opisanym zestawem pierścieni.

Jednocześnie MBD stosuje elektroniczny system smarowania cylindrów „ALPHA”, w którym dawka oleju cylindrowego jest proporcjonalna do rzeczywistego obciążenia silnika i zawartości siarki w paliwie. Dodatkowo system ten pozwala podawać różne gatunki oleju smarnego (np. o BN 70 lub BN 40) w zależności od zawartości siarki używanej w konkretnym okresie eksploatacji.

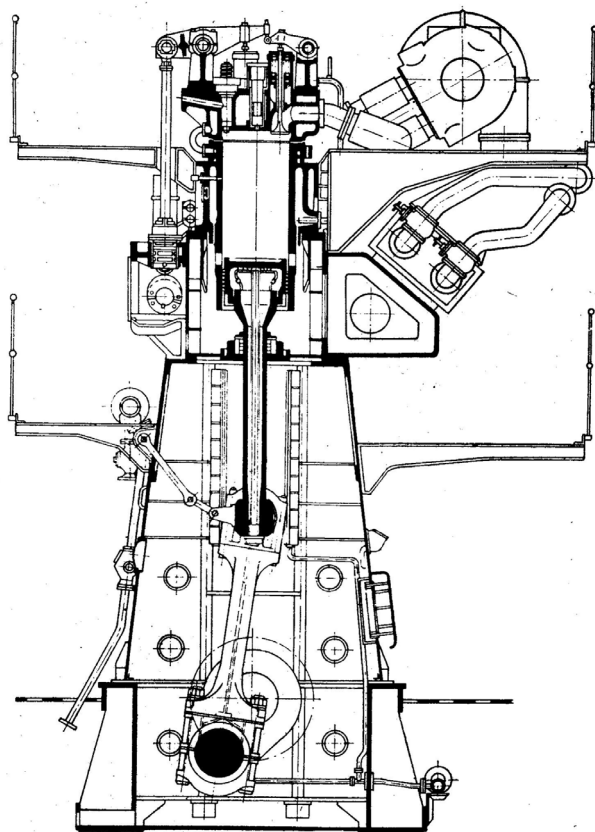
### 2.3. Silniki H.Cegielski-CBKSS typu D55

W historii rozwoju światowych rozwiązań konstrukcyjnych silników okrętowych silnik D55 był zapewne tylko epizodem, jednak w rozwoju polskich konstrukcji silnikowych stanowi przykład śmiałego nowatorskiego rozwiązania. W HCP-W2 rozpoczęto wykonanie części do pierwszego w kraju trzycylindrowego wodzikowego silnika doświadczalnego polskiej konstrukcji w lipcu 1957 r., a montaż silnika zakończono w kwietniu 1958 r.

Założenia konstrukcyjne silników typu D55 przyjęte w końcu 1954 r. odpowiadały parametrom produkowanych



Rys. 39. Pierścienie tłokowe pokryte „Alu-coat”  
Fig. 39. Alu-coated piston rings



Rys. 40. Przekrój poprzeczny silnika 7D55

Fig. 40. Cross-section of 7D55 engine

wówczas silników okrętowych znanych firm światowych. Dokumentacja trzycylindrowego silnika doświadczalnego typu 3D55 stanowiła środkowy fragment silnika dziewięciocylindrowego. Dla wersji doładowanej o  $D = 550$  mm i  $S = 920$  mm przyjęto moc 365 kW/cylinder przy 160 obr/min ( $p_e = 6,25$  bar).

Przeznaczeniem silnika dziewięciocylindrowego miały być w pierwszej kolejności motorowe drobnicowce o nośności od 5000 do 6000 DWT. Konstruktorzy ówczesnych statków dla osiągnięcia zakładanych jego parametrów pływania wymagali mocy silnika około 3670 kW przy obrotach rzędu 150 obr/min.

Brak krajowego silnika zmuszał przemysł okrętowy do importu silników z firm B&W (662-VTBF-115) i MAN (K6Z70/120C). Pierwszy silnik 9D55 o mocy 3700 kW przy 150 obr/min ( $p_e = 7,05$  bar) został w 1961 r. zainstalowany na 13 statkach z serii drobnicowców typu B55 (m/s Jan Żiżka). W 1962 r. wszedł do eksploatacji drugi silnik D55 na kolejnym drobnicowcu B55. Dalszych dziewięć drobnicowców typu B455 wyposażono w latach 1965-67 w zmodernizowane silniki 7D55 (rys. 40). Silnik 7D55 rozwijał moc 3600 kW (515 kW/cylinder) przy 150 obr/min i  $p_e = 7,37$  bar. Silnik miał wydłużony skok z 1000 mm do 1200 mm ( $S/D = 2,18$ ).

W roku 1970 na statkach szkolnych na eksport zainstalowano dalsze dwa silniki typu 7D55. W ostatnie cztery silniki typu 7D55 wyprodukowane w HCP wyposażono zespoły prą-

ning-in conditions in combination with the set of rings described above.

MBD also uses electronically timed cylinder lubrication system "Alpha", where the dosage of cylinder lubricating oil is proportional to the real engine load and sulphur content in fuel oil. Additionally, Alpha system allows to use various kinds of cylinder lubricating oils (BN 70 or BN 40) depending on the sulphur content in fuel oil used at a specific stage of operation.

### 2.3. H.Cegielski-CBKSS engines of D55 type

Engine D55 was certainly only an episode in the world-wide history of marine diesel engines design, yet it should be considered to be a daring innovative design solution implemented into the group of marine engines produced in Poland. In July 1957 HCP-W2 started the production of engine elements meant for the very first experimental three-cylinder crosshead engine of Polish design. Engine assembly process was completed in 1958.

Brief foredesign for D55 engine type was accepted at the end of 1954 and it corresponded to the parameters of marine engines made by world-famous companies of that time. Technical files for the three-cylinder crosshead engine of 3D55 type constituted the middle part of the nine-cylinder engine. Power 365 kW/cyl at 160 rpm (MEP = 6.25 bar) was assumed for the supercharged engine version with  $B = 550$  mm and  $S = 920$  mm.

The nine-cylinder engine was first of all meant for the motor cargo ships with overall deadweight 5000–6000 DWT. At that time the design engineers required that the engine should have power 3670 kW at 150 rpm to secure obtaining the assumed engine parameters.

Since the home marine market felt the shortage of home made marine engines, it was necessary to import engines from B&W (662-VTBF-115) and MAN (K6Z70/120C). The first 9D55 engine with power 3670 kW at 150 rpm (MEP = 7.05 bar) was installed on the thirteenth of the general cargo ship series of B55 type (m/s Jan Żiżka) in 1961. In 1962 the second engine was installed on the next cargo ship of B55 type and launched in 1962. Further 9 of B455 cargo ships were equipped with modified 7D55 engines in the years 1965-67 (Fig. 40).

The 7D55 engine was capable of reaching power output of 3600 kW (515 kW/cyl.) at 150 rpm and MEP = 7.37 bar. The engine had the stroke extended from 1000 to 1200 mm ( $S/B = 2.18$ ).

In 1970 two more engines of 7D55 type were installed on training ships intended for exportation. The last four engines of 7D55 type made at HCP were equipped with generating sets and put into operation (on heavy fuel oil) in Manta/ Ecuador in 1973.

In the 60s, the Polish authorities responsible for the ship-building industry and production of marine engines were leading lively discussions and arguing about the purposefulness to continue the production of the home designed engines of D55 type and further development research. At that time CBKSS and HCP ceased to conduct wide development work.



dotwórcze przekazane w 1973 r. do eksploatacji (na paliwie ciężkim) w elektrowni miasta Manta w Ekwadorze.

W latach sześćdziesiątych w kołach polskich decydentów odpowiedzialnych za przemysł okrętowy i budowę silników trwała dyskusja i spór dotyczących celowości kontynuacji produkcji silników krajowej konstrukcji typu D55 i kontynuacji dalszych prac rozwojowych. W tym czasie w CBKSS i w HCP nie prowadzono szerszych prac rozwojowych.

Na początku lat siedemdziesiątych zachodni producenci wdrożyli do produkcji nowe, bardziej wysilone silniki okrętowe o podobnych jak D55 średnicach cylindra i  $p_e$  do 12 bar (RND56M, L55GF, UEC52). Tak więc na początku lat siedemdziesiątych silnik D55 przestał być silnikiem nowoczesnym. Dopiero w latach 1971-1973 (w 1971 r., CBKSS został włączony do HCP-COKBSS) przystąpiono do opracowania dokumentacji całkowicie zmodernizowanego silnika typu D55M o  $p_e$  równym 12 bar (840 kW/cyl.). Realizacja tego wolnego od opłat licencyjnych i innych ograniczeń projektu zakończona została na etapie dokumentacji technicznej.

Wspólne dla wyprodukowanych w HCP silników D55 cechy to: przepłukanie wzdłużne i doładowanie pulsacyjne. Głowica silnika była odlewem stalowym z trzema zaworami wydechowymi i centralnie umieszczonym wtryskiwaczem, tłok stanowił jednolitą odkuwkę stalową i chłodzony był olejem, zastosowane były mokre żeliwne tuleje cylindrowe. Temperatury tłoka i głowicy zostały zmierzone na silniku doświadczalnym 3D55 przy  $p_e = 7$  bar (rys. 41).

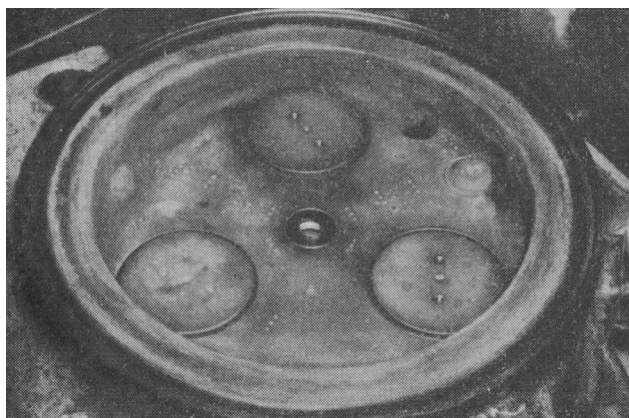
#### Silniki sterowane elektronicznie

W latach 1972-1984 zakłady HCP wspólnie z Politechniką Poznańską prowadziły prace konstrukcyjno-badawcze z zakresu elektronicznego sterowania silnikami wysokoprężnymi. W tym czasie stanowiący wspólną własność wynalazek pt. Silnik wysokoprężny z elektronicznym sterowaniem (*Diesel engine with electronic control*) uzyskał patent krajowy oraz patenty we Francji, Szwajcarii, USA i Wielkiej Brytanii. Prace przerwano z braku środków finansowych. Ochrona patentowa wygasła w 1988 r, w związku z zaniechaniem wnoszenia opłat ochronnych.

Dzisiejszy silnik sterowany elektronicznie stanowi nowy etap rozwoju dwusuwowych silników okrętowych i jest kon-

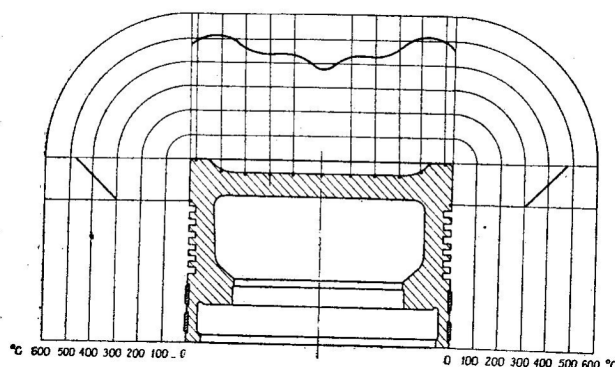
At the beginning of the 70s the producers from the west countries implemented to their production new more powerful marine engines with bores similar to those of D55 and  $MEP = 12$  bar (RND56M, L35GF, UEC52). As a result, at the beginning of the 70s, the D55 engine was no longer a modern engine. It is as late as in the years 1971-1973 (in 1971 CBKSS was incorporated in HCP-COKBSS) that a new preparation work on the technical files for a completely modified engine D55M with  $MEP$  up to 12 bar (840 kW/cyl.) began. Even though this project was not charged with any limitations and debited with any license royalties, the development work was finished already at the stage of technical files preparations.

Uniflow scavenging system and pulsatory supercharging are the common features of D55 engines made by HCP. Engine cylinder cover was made of cast steel and equipped with three exhaust valves and one injector placed centrally. Oil-cooled piston was a homogenous steel forging; wet cast



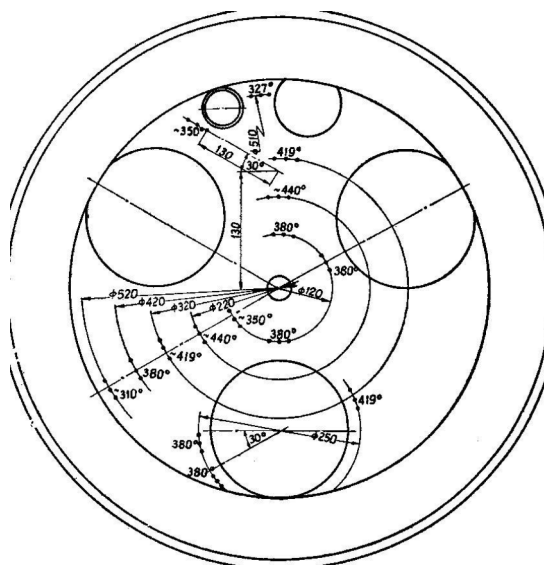
Rys. 41a. Widok komory spalania w głowicy silnika 7D55

Fig. 41a. View of the combustion chamber in 7D55 engine cylinder cover



Rys. 41b. Rozkład temperatury na tłoku silnika 3D55 przy mocy i prędkości obrotowej nominalnej

Fig. 41b. Measured temperatures on piston of 3D55 engines. Measures taken at nominal speed and power



Rys. 41c. Rozkład temperatury na głowicy cylindrowej silnika 3D55 przy mocy i prędkości obrotowej nominalnej

Fig. 41c. Measured temperatures on cylinder cover of 3D55 engine. Measures taken at nominal speed and power

tynuacją realizacji koncepcji, tzw. „silnika inteligentnego”. Trzy firmy konstruujące obecnie silniki tej grupy napędów okrętowych prawie jednocześnie począwszy od 2000 r. wdrożyły różne rozwiązania tego samego systemu sterowania wtryskiem paliwa i ruchem zaworu wydechowego.

Firma MAN B&W rodzinę silników sterowanych elektronicznie oznaczyła symbolem ME. Są to silniki typu: S50ME-C, S60ME-C, S65ME-C, L70ME-C, S70ME-C, S80ME-C, K80ME-C, K90ME-C, K90ME, S90ME-C, K98ME-C, K98ME-C, K98ME, K98ME i K108ME-C. System ten zastosowano również w najnowszych silnikach o średnicy 800 mm, ( $S/D = 4,31$ ,  $p_e = 20$  bar i  $p_{max} = 160$  bar). Nową grupę silników, w których jedynie elektronicznie sterowany jest wtrysk paliwa stanowią silniki S-ME-B, w których  $S/D = 4,42$ .

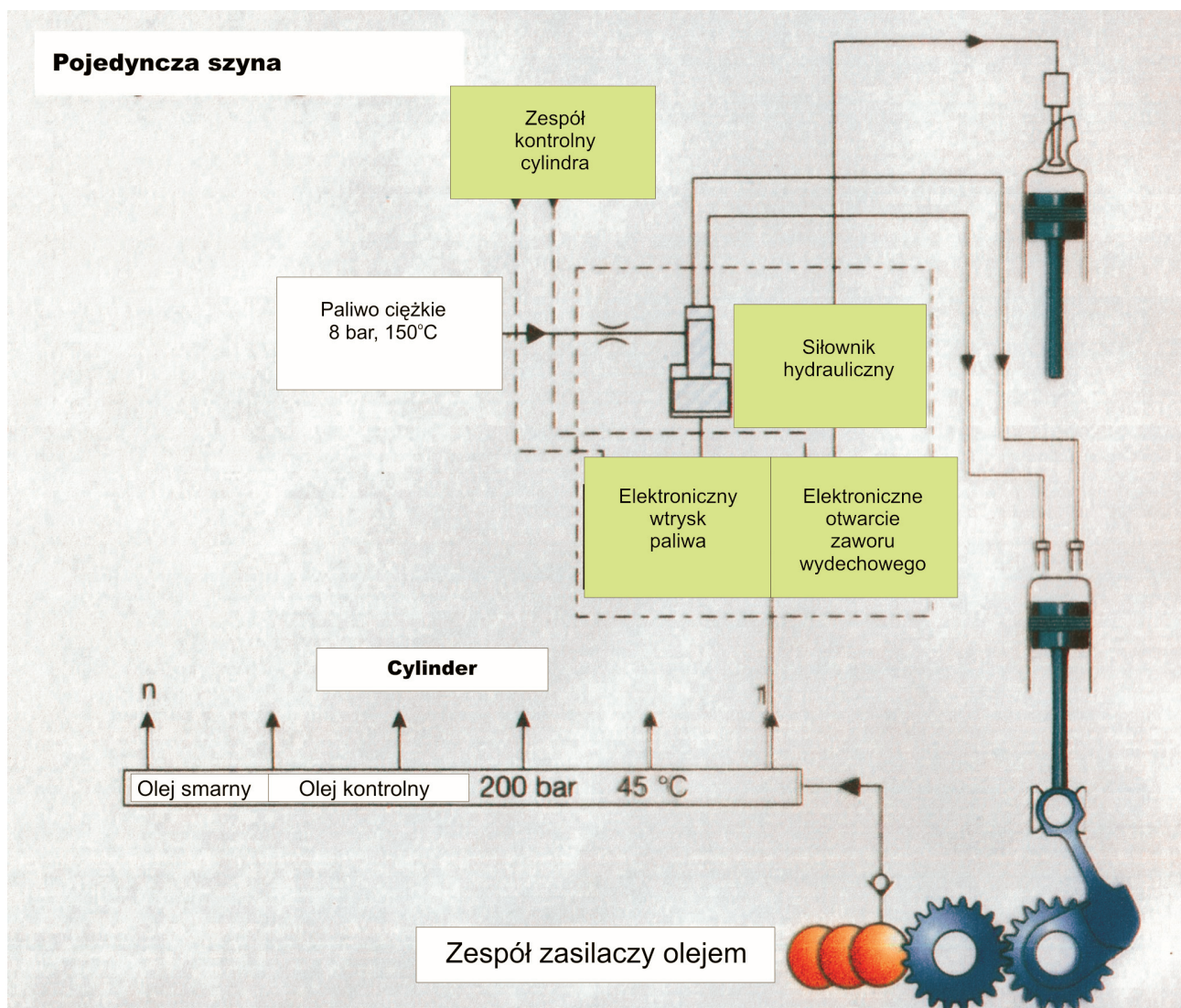
Elektroniczne sterowanie silnikiem firmy MAN B&W sprowadza się do podawania oleju kontrolnego pod ciśnieniem 200 bar do zespołu wzmacniacza hydraulicznego na poszczególnych pompach paliwowych i zaworowych. O chwili otwarcia wzmacniacza hydraulicznego i podaniu pa-

iron cylinder liners were applied. Temperatures on piston and cylinder cover were measured on the experimental engine D55 with MEP = 7 bar (Fig. 41).

### Electronically controlled engines

In the years 1972-1984, HCP together with the Poznań University of Technology conducted design and research work within the scope of electronic control of diesel engines. At that time, a mutually owned invention called ‘Diesel engine with electronic control’ was granted national patent and patents in France, Switzerland, USA and Great Britain. The work was stopped for lack of financial means. The patent protection expired in 1988 because the protection fee was no longer paid.

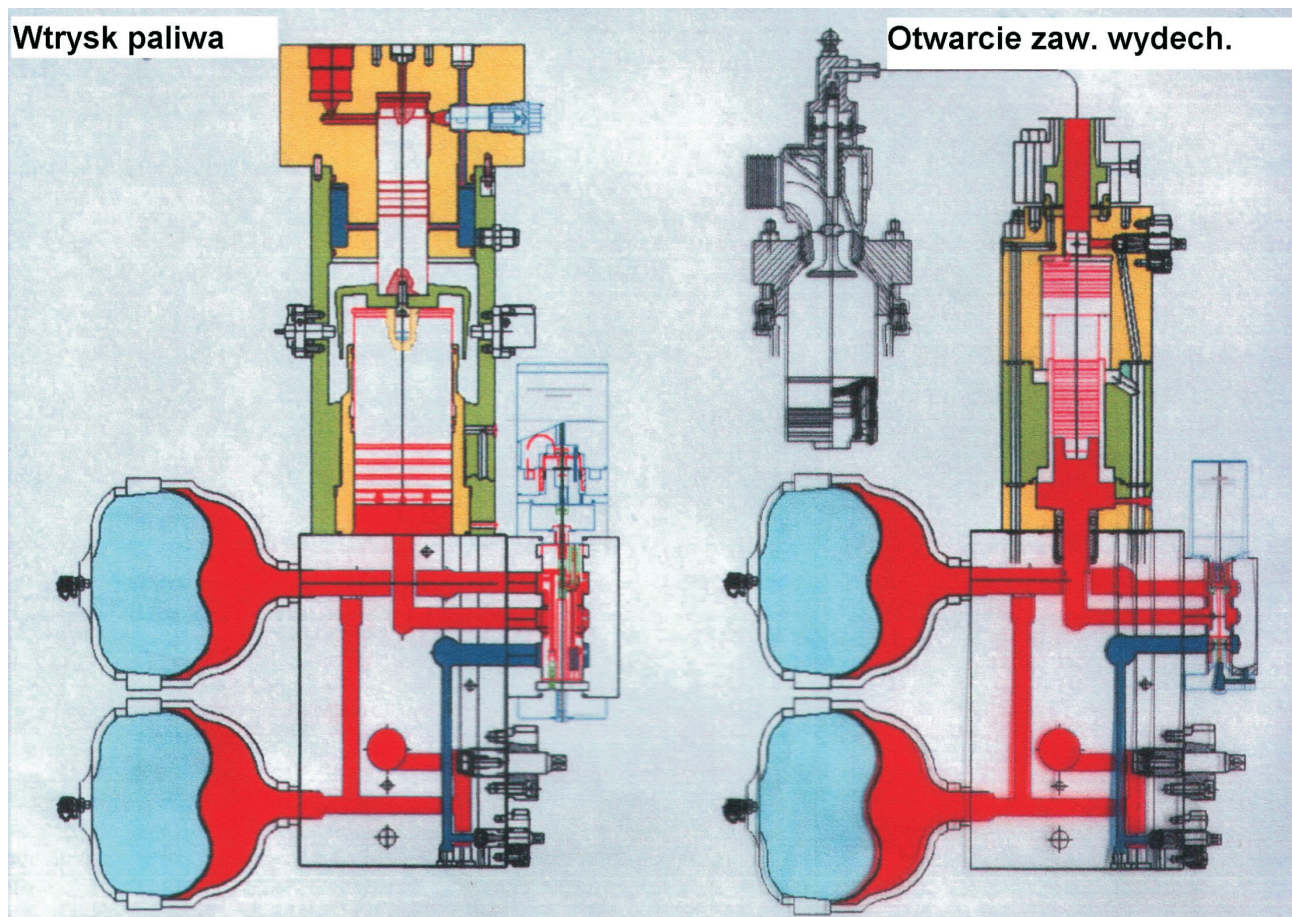
Today, electronically controlled engine constitutes a new stage in the development of two-stroke marine engines and is the continuation of the so-called “intelligent engine” concept. In 2000 three companies, which nowadays produce marine engines of common rail type, almost simultaneously started implementing different solutions of the same fuel injection and exhaust valve operation control systems.



Rys. 42a. Schemat sterowania pojedynczym zespołem pomp paliwowych i zaworu wydechowego silników S-MEC

Fig. 42a. Scheme of single fuel pumps unit and exhaust valve control system on S-MEC engines





Rys. 42b. Zespół cylindrów hydraulicznych dla pomp wtryskowych i zaworu wydechowego silników S-MEC

Fig. 42b. Hydraulic cylinders for injection pumps and exhaust valve on S-MEC engines

liwa do wtryskiwaczy oraz podania oleju do aktuatorów pomp zaworowych decyduje komputerowo sterowany zespół wtrysku i zespół aktywacji. Przebieg sterowania pompami wtryskowymi oraz zaworami wylotowymi przedstawiono na rys. 42a i 42b.

W rozwiązaniu silników typu S-ME-B sterowanie zaworów wydechowych realizowane jest przez zminiaturyzowany wał rozrządu. Dzięki zwartej budowie silniki są krótsze i cechuje je dalsze obniżenie masy jednostkowej. Te silniki przy  $p_e = 21$  bar i  $p_{max}$  powyżej 160 bar mają nie osiąganą dotąd moc cylindrową, np. dla silnika 6S35ME-B jest to 870 kW/cyl. przy 167 obr/min. Przekonstruowano w nich całkowicie elementy komory spalania (rys. 43, 44 i 45).

Przekrój poprzeczny silnika S40ME-B przedstawiono na rys. 46 ( $D/S = 400/1770$  mm, moc = 1135 kW/cyl. przy 146 obr/min). Na rysunku 47 pokazano widok na zespół pomp paliwowych i pomp sterujących zaworami wylotowymi.

Rodzinę silników sterowanych elektronicznie firma Wärtsilä oznaczyła symbolem „flex”. Są to silniki typu: RT-flex50-B, RT-flex58 T-B, RT-flex60 C-B, RT-flex68-D, RT-flex82C, RT-flex82T, RT-flex-84T-D i RT-flex96C.

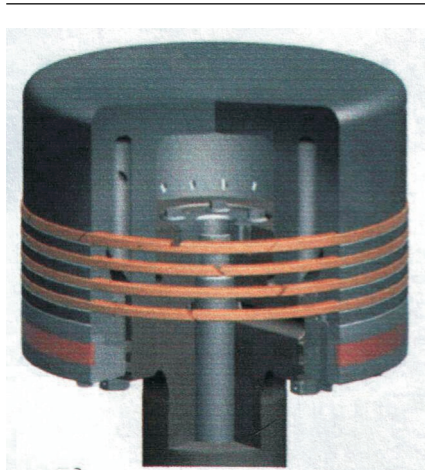
Sterowanie układem paliwowym oraz otwieranie i zamykanie zaworów wydechowych realizowane jest systemem *common rail*, który dla wszystkich układów rozdziela olej i paliwo pod wysokim ciśnieniem. Olej steruje zaworami

Electronically controlled engine group produced by MAN is marked with ME notation. The group is represented by the following engine types: S50ME-C, S60ME-C, S65ME-C, L70ME-C, S70ME-C, S80ME-C, K80ME-C, K90ME-C, K90ME, S90ME-C, K98ME-C, K98ME, K98ME and K108ME-C. Moreover, that system has been implemented on engine of the newest design with cylinder bore 800 mm and  $S/B = 4.31$ ,  $MEP = 20$  bar and  $P_{max} = 160$  bar. The new group of engines with electronic control limited to the fuel injection is represented by S-ME-B engines with  $S/B = 4.42$ .

The point of the electronic control concept presented by MAN-B&W is that the control oil is supplied at the pressure of 200 bar to hydraulic actuators on particular fuel and valve pumps. Electronic fuel injection unit and valve activation unit decide about the moment when the hydraulic actuator is opened and fuel is supplied to injectors and oil supplied to the valve pump actuators. The scheme of injection pump and exhaust valve control is presented on Fig. 42a and 42b.

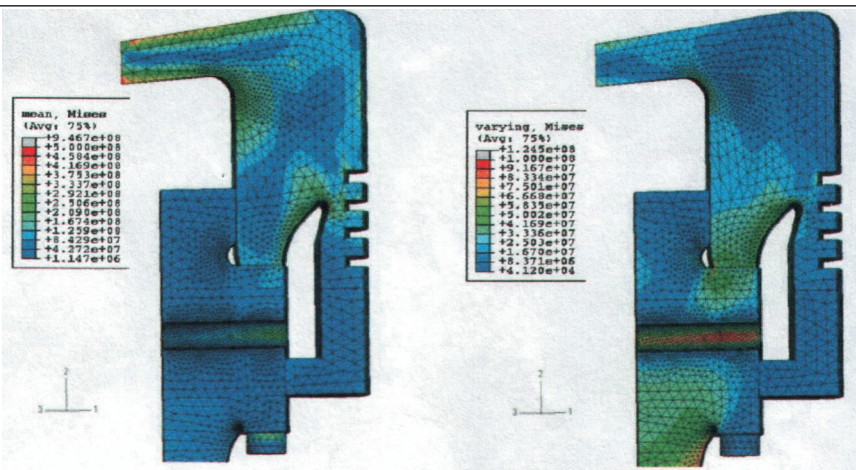
The control of exhaust valves on engines of S-ME-B type is done by a miniature camshaft. Due to compact construction the engines are shorter and have lower unit weight. With  $MEP = 21$  bar and  $P_{max}$  more than 160 bar these engines are characterized by cylinder power not obtained so far, e.g. for 6S35ME-B engine it amounts to 870 kW/cyl. at 167 rpm.





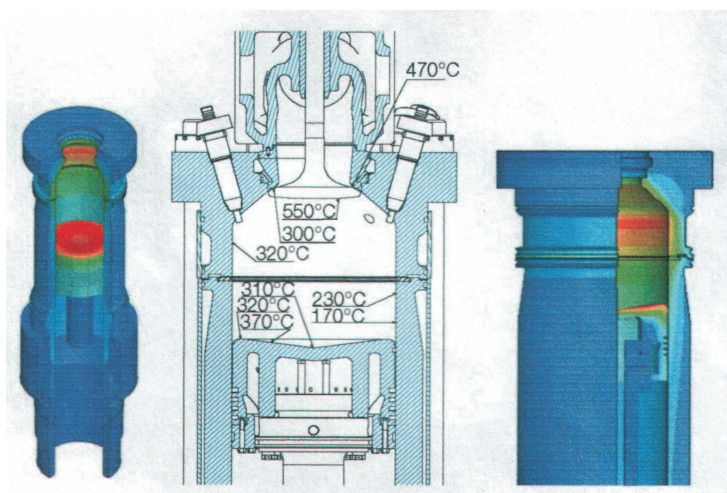
Rys. 43. Tłok silnika S-ME-B

Fig. 43. Piston on S-ME-B engine



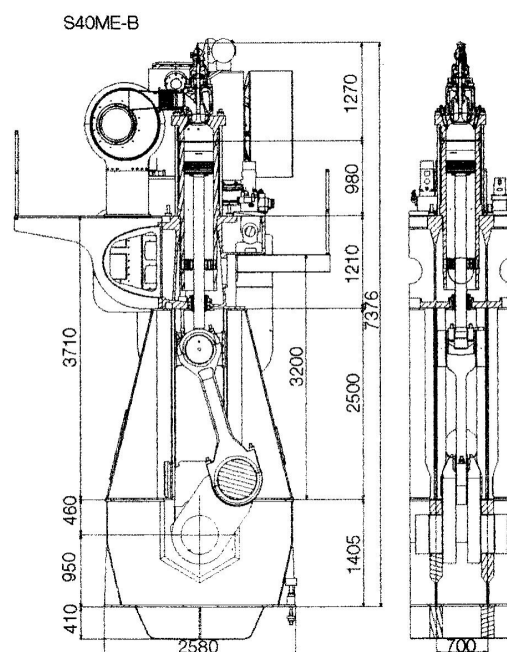
Rys. 44. Rozkład naprężeń w górnej części tłoka nowego typu

Fig. 44. Stress pattern on piston head of the new type



Rys. 45. Rozkład temperatury w komorze spalania silników S-ME-B

Fig. 45. Heat load in combustion chamber of S-ME-B engines



Rys. 46. Przekrój poprzeczny silnika S40ME-B

Fig. 46. Cross-section of S40ME-B engine

wydechowymi oraz zaworami kontrolnymi dla dozowania paliwa do wtryskiwaczy.

System *common rail* pokazano na rys. 48, natomiast na rys. 49 różnice między silnikami RTA i RT-flex.

Firma Mitsubishi rodzinę swoich silników sterowanych elektronicznie oznaczyła symbolem Eco. Silniki te wykonywane są w pięciu różnych średnicach cylindrów.

Główne zalety silników z systemem sterowania elektronicznego to:

- likwidacja wału rozrządu i jego napędu oraz innych elementów mechanicznych,
- zmniejszenie ilości szkodliwych składników spalin (w tym redukcja  $\text{NO}_x$ ) przy jednoczesnym obniżeniu dymienia przy wszystkich obciążeniach,
- większa niezawodność, szczególnie części należących do komory spalania,
- ułatwienie diagnostyki silnika i uproszczenie jego obsługi,
- większa elastyczność silnika pozwalająca na pracę ciągłą przy niskich obciążeniach i redukcję zużycia paliwa; układ napędowy ma zbliżone warunki do pracy jak ze śrubą nastawną,

The elements of combustion chamber installed on these engines are completely modified (Fig. 42, 43 and 44).

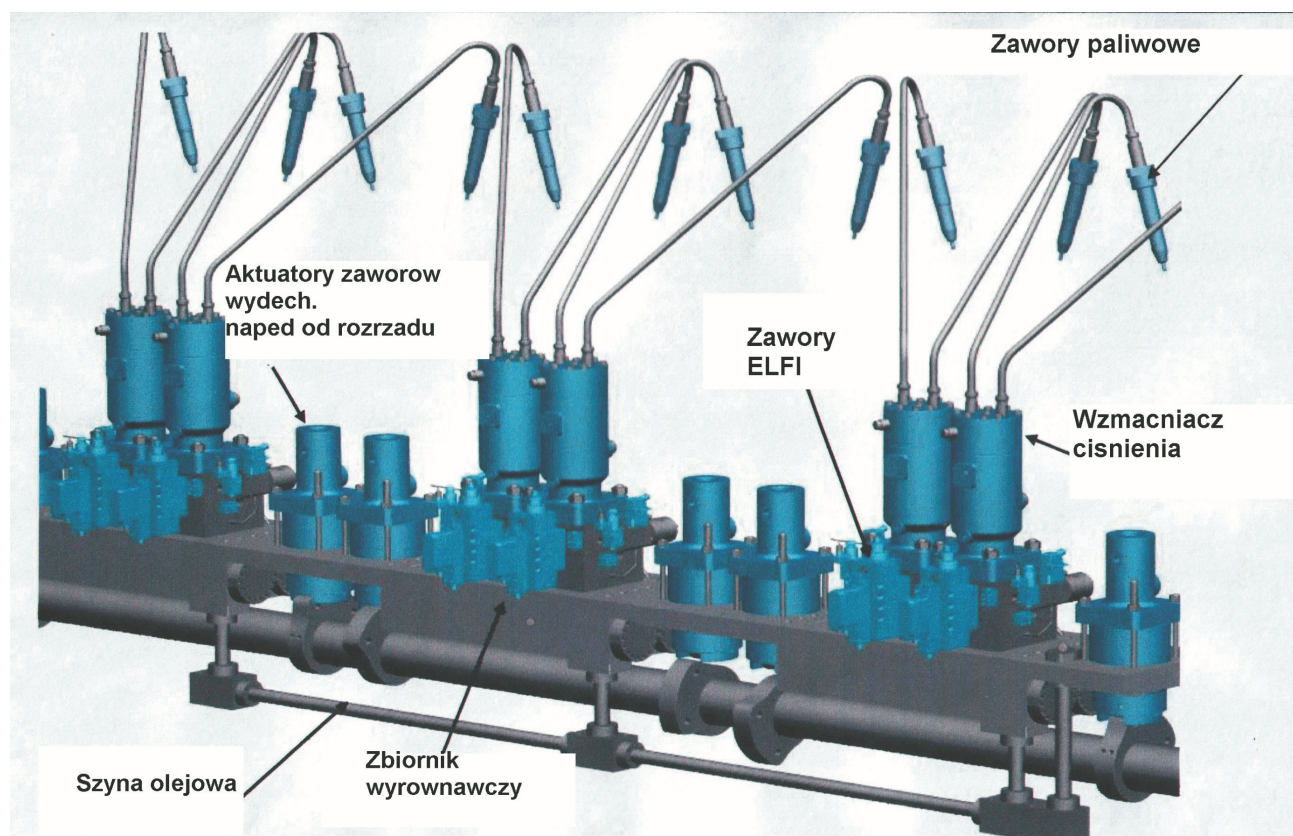
Cross-section of S40ME-B engine is presented on figure 45 (B/S = 400/1770 mm), power = 1135 kW/cyl. at 146 rpm.

Figure 45a presents the units of fuel pumps and pumps controlling exhaust valves. The detailed design solution is shown on Fig. 45b.

Electronically controlled engines are marked by Wärtsilä with “flex” notation. This group of engines is represented by the following types: RT-flex50-B, RT-flex58 T-B, RT-flex60 C-B, RT-flex68-D, RT-flex82C, RT-flex82T, RT-flex-84T-D and RT-flex96C.

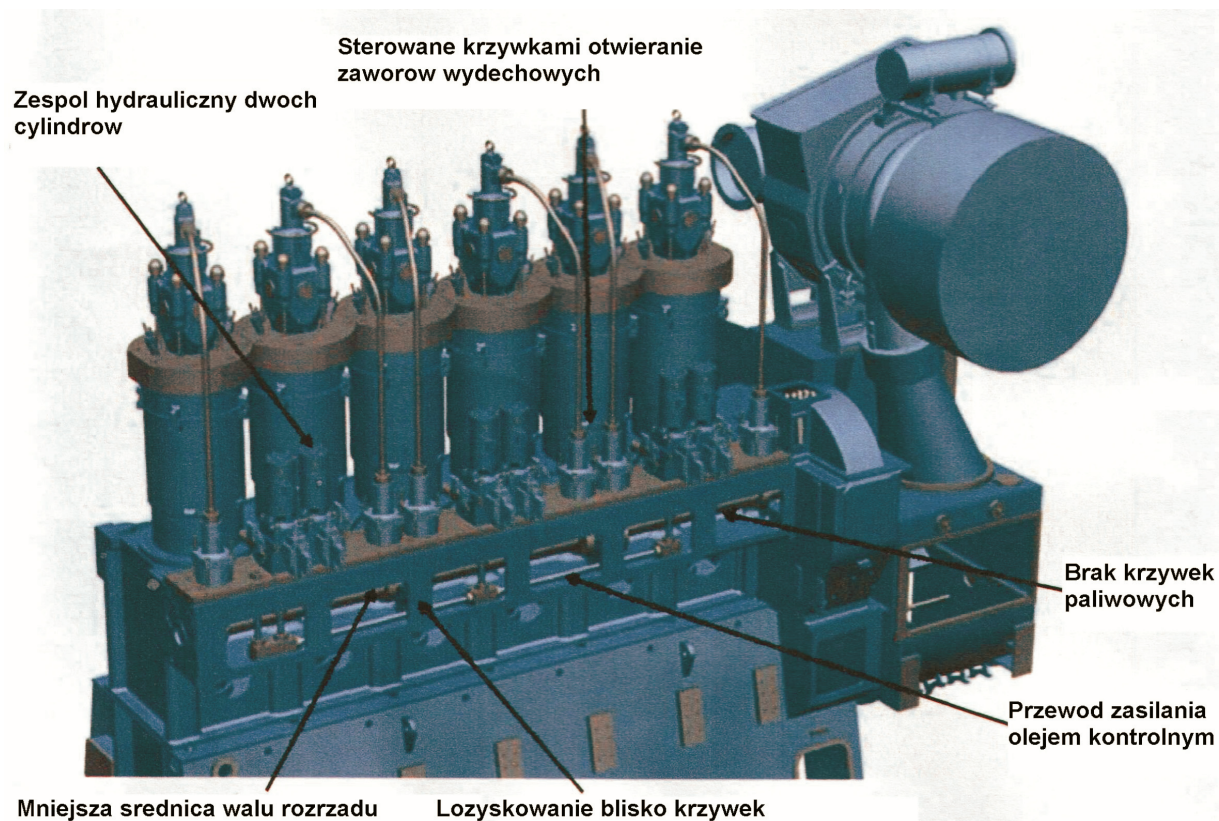
The system for fuel injection and exhaust valve operation control received the name “Common Rail” – one common rail feeds all cylinders with fuel and oil supplied at high





Rys. 47a. System elektronicznego wtrysku dla silników S-ME-B

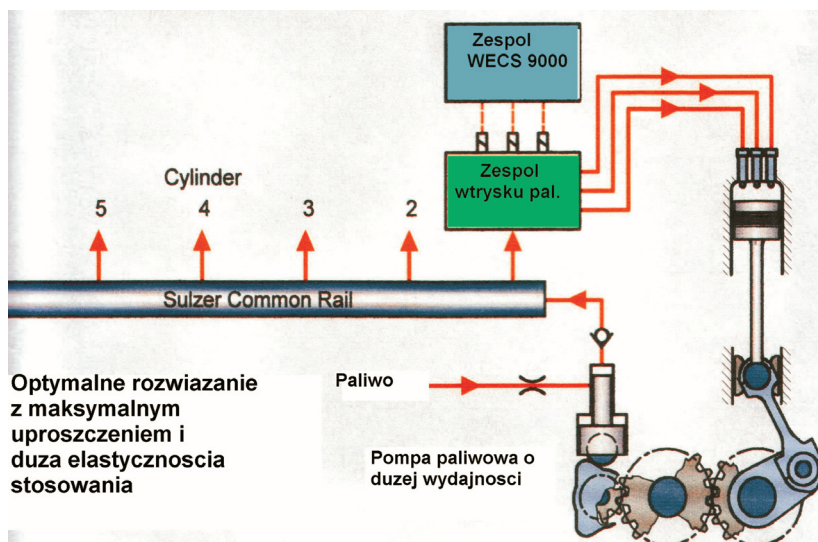
Fig. 47a. Electronic injection system for S-ME-B engines



Rys. 47b. Główne komponenty sterowania dla silników S-ME-B firmy MAN B&amp;W

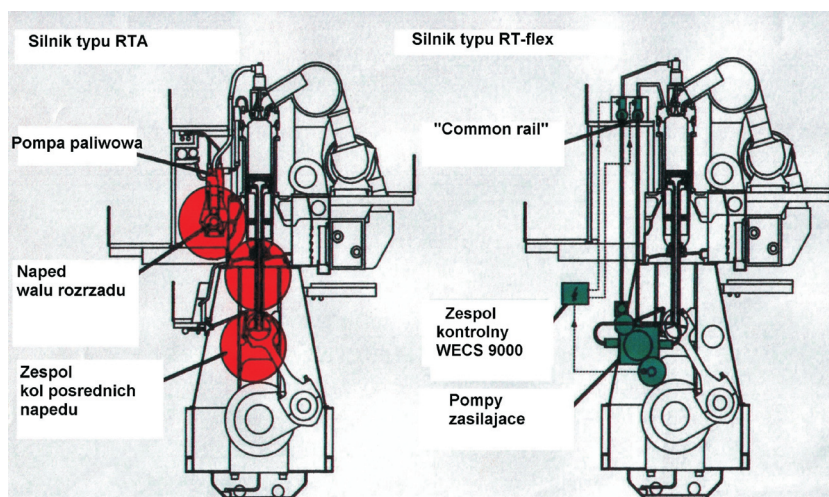
Fig. 47b. Main control elements on S-ME-B engines of MAN B&amp;W design





Rys. 48. System common rail silników Wärtsilä (Sulzer)

Fig. 48. Common Rail System for Wärtsilä (Sulzer) engines



Rys 49. Koncepcja silnika RT-flex w porównaniu do silnika RTA konstrukcji Wärtsilä (Sulzer)

Fig. 49. RT-flex concept compared to Wärtsilä (Sulzer) RTA design

- lepsze warunki rozruchu i nawrotu silnika,
- bardzo niskie obroty minimalne silnika mające decydujący wpływ na manewrowość statku szczególnie we współczesnych ciasnych portach.

Obydwie firmy informują o dalszym doskonaleniu silników sterowanych elektronicznie. Firma Wärtsilä skonstruowała silnik 14 cylindrowy typu 14RT-flex96C o mocy 80 090 kW (108 908 KM), a firma MAN B&W planuje w silniku K108ME-C osiągnąć moc rzędu 100 000 kW (136 000 KM).

Większość silników, które weszły już do eksploatacji, jak i te, które są w budowie powstają u dalekowschodnich licencjobiorców firm Wärtsilä i MAN B&W. Są to firmy japońskie, południowokoreańskie i chińskie. Silniki przeznaczone są do budowanych w tych krajach statków handlowych różnych typów.

HCP planuje rozpoczęcie produkcji tego typu silników w 2007 r. i wtedy będą zbudowane pierwsze trzy silniki

pressure. The oil controls exhaust valves and control valves for fuel injection dosage. The Common Rail system is pictured on Figure 46a, and Figure 46 shows the differences between engines of RTA and RT-flex types.

Electronically controlled engines produced by Mitsubishi are marked with "Eco" notation. These engines are made with five different cylinder bores.

Main features of engines with electronic control system are the following:

- installation of camshaft, its drive and other mechanical elements have been given up;
- lower emission of exhaust gases (including  $\text{NO}_x$ ) and smokeless operation at all operation speeds;
- more reliable combustion chamber elements;
- easier diagnostics of engine and simplified maintenance;
- higher flexibility of engine allows constant operation at low loads and reduction of fuel consumption; driving unit operates in similar conditions as when operating with controllable pitch propeller;
- better conditions for engine start and reversing;
- extremely low minimal rotation has a considerable influence on ship manoeuvrability which is especially beneficial in crowded ports at the present time.

Both companies announce that the improvement work on the electronically controlled engines is still in progress. Wärtsilä managed to build a 14-cylinder engine of 14RT-flex96C type, power 80 090 kW (108 908 bhp), whereas MAN-B&W plans to obtain power 100 000 kW (136 000 bhp) on their engine of K108ME-C type.

Most of the launched engines as well as the newly built ones have been made by the Far East shipyards, located mainly in Japan, South Korea and China, which are the Wärtsilä and MAN-B&W licensees. These engines are assigned to be installed on the trading ships of various kinds built by the mentioned shipyards.

HCP plans to start the production of electronically controlled engine in 2007. Then, the very first three 7-cylinder engines of 7RT-flex50-B type are to be produced on Wärtsilä's order. Currently, the technical and design files are being prepared. The shop trials of the first 7RT-flex50 engine are planned to be performed in April 2007. The construction process and the shop trials of the MAN-B&W 7S60ME-C engine for the Gdynia Shipyard are planned for May 2007. By starting the production of the above mentioned engine types HCP will join the group of producers of electronically controlled engines.

7-cylindrowe typu 7RT-flex50-B na zamówienie firmy Wärtsilä. Aktualnie trwa przygotowanie dokumentacji konstrukcyjno-technologicznej. Próby pierwszego z zamówionych przez firmę Wärtsilä trzech silników 7RT-flex 50 planowane są na kwiecień 2007 r. Budowa i próby silnika konstrukcji MAN B&W typu 7S60ME-C przeznaczonego dla Stoczni Gdynia, planowane są na maj 2007 r. Przez wdrożenie do produkcji w/w typów silników HCP wejdzie do grupy producentów silników okrętowych oferujących silniki ze sterowaniem elektronicznym.

### 3. Perspektywy najbliższych lat w konstrukcji i produkcji silników okrętowych

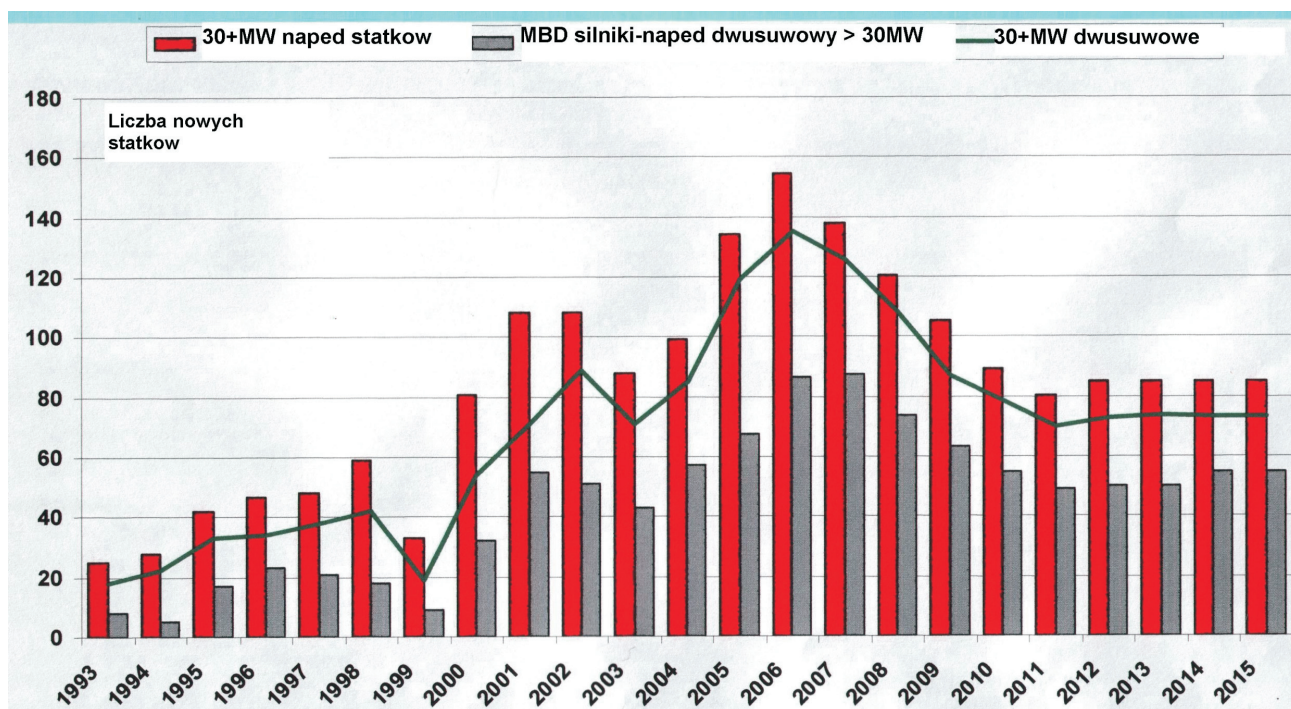
Światowy przemysł budowy statków odnotował zdecydowany wzrost zamówień w latach 2005, 2006 i 2007.

### 3. Design and production of marine engines in the nearest future

The world-wide shipbuilding industry recorded a significant growth of orders for new ships in 2005, 2006 and 2007. Great demand for new ships is to be maintained during the next few years. This tendency is pictured on Figure 51.

All the time the number of the vessels in operation is growing. Figure 48 presents the number of orders for new ships deliveries and the number of scrapped old ships.

On the basis of the tabulated numbers it may be easily deduced that there exists a growing need for prime movers. It is expected that the internal combustion engines will be applied as ship propulsion within next 10 years. Most of large ships like container ships, oil tankers and car carriers



Rys. 50. Prognozy dostaw nowych statków do 2015 roku o mocy silników powyżej 30 MW

Fig. 50. Prognosis on the deliveries of new ships with engine power > 30 MW till 2015

W kolejnych latach utrzymuje się duże zapotrzebowanie na nowe statki (rys. 50). Cały czas utrzymuje się też tendencja wzrostu ilości eksploatowanych statków (rys. 51).

Z podanych zestawień wynika wzrost zapotrzebowania na jednostki napędowe dla nowobudowanych statków. Można przyjąć, że przez okres najbliższych 10 lat podstawową jednostką napędową statku będzie w dalszym ciągu silnik spalinowy. Dla większości dużych jednostek, takich jak kontenerowce, tankowce, samochodowce itp. będzie to z pewnością silnik dwusuwowy. Przemawia za tym duża koncentracja mocy, wysoka sprawność, dostępność taniego paliwa ciężkiego oraz pro-

will be surely still equipped with two-stroke engines since these are characterized by such advantages as high power

	DWT Statków				Stan na Listopad 2005		
	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007
Zamowienia	45.4	52.8	117.2	103.9			
Dostawy	45.6	49.5	55	61.4	70.5	71.8	71.3
Zlomowania	28.3	28.7	27.1	10.6	8.5	13.1	13
Dostawy-zlomowania	17.3	20.8	27.9	50.4	62	58.7	58.3
Flota na koniec roku	755.3	773.3	797.1	843.9	906	966	1,024
Wzrost w mDWT	13	18	24	46	62	60	58

Rys. 51. Przewidywane dostawy nowych statków oraz złomowania starych do 2007 r. (w mln DWT)

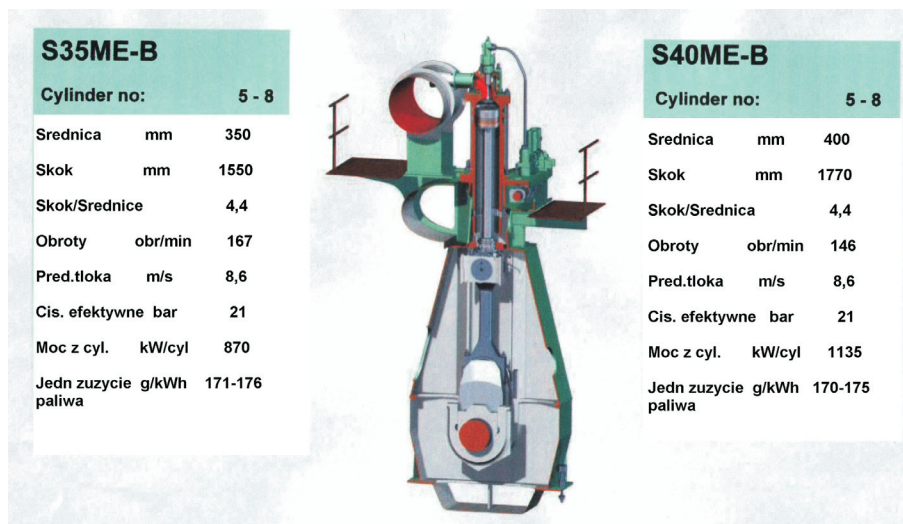
Fig. 51. New ships deliveries and scrapped ships numbers till 2007



stota budowy silnika i siłowni. W ostatnich latach nastąpił wzrost popytu na największe budowane na świecie silniki o średnicy cylindra powyżej 950 mm i o 12 do 14 cylindrów (rys. 52).

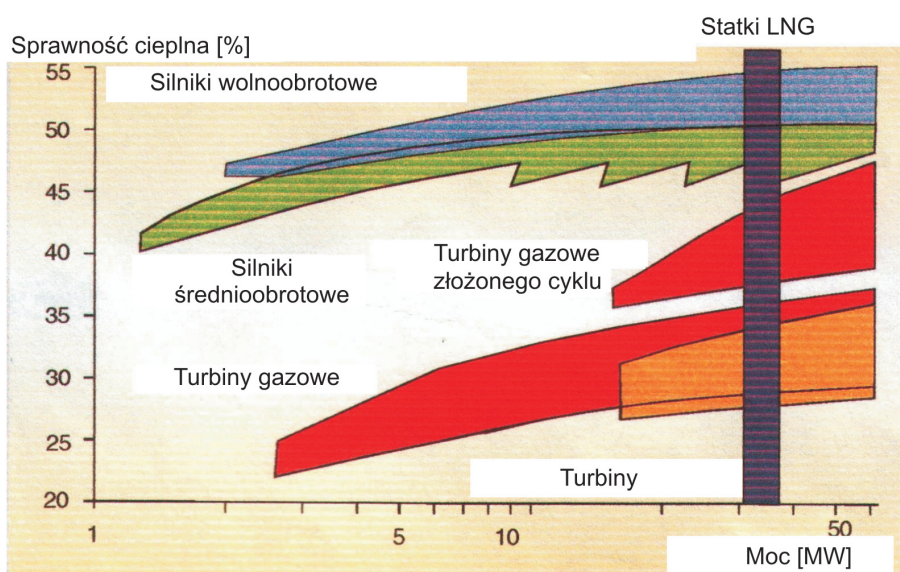
W konstrukcji silników należy przewidywać dalszy rozwój i doskonalenie elektronicznego sterowania wtryskiem paliwa i zaworami wydechowymi. Flota statków wyposażonych w „silniki inteligentne” systematycznie rośnie. W wielu rozwiązaniach napędu statków pozostaje w dalszym ciągu jako dominujący silnik z klasycznym układem wału rozrządu.

Konstrukcje firmy MAN B&W idą w kierunku silników super długoskokowych o  $S/D = 4,4$ . Należy spodziewać się ze strony firmy Wärtsilä podobnych rozwiązań. Koncepcje konstrukcji nowych silników typu S35ME-B i S40ME-B pokazano na rys. 53.



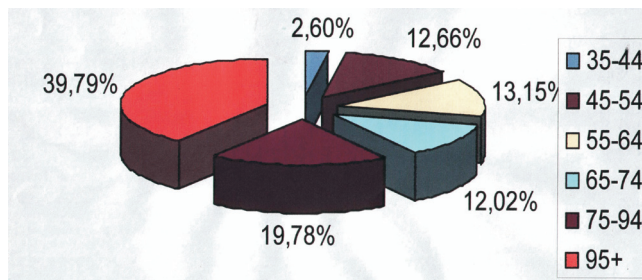
Rys. 53. Silniki sterowane elektronicznie nowej generacji typu S35ME-B i S40ME-B konstrukcji MAN B&W

Fig. 53. Electronically controlled engines of new generation types – MAN B&W: S35ME-B and S40ME-B



Rys. 54. Wykresy sprawności cieplnej silników napędu głównego

Fig. 54. Typical thermal efficiencies of prime movers



Rys. 52. Silniki dwusuwowe zamówione w ciągu 12 miesięcy od września 2005 r. wg średnicy cylindra

Fig. 52. Two-stroke engines ordered since September 2005

concentration, high overall efficiency, easy access to cheap heavy fuel oils and simple construction of engine room and engine itself. During the last few years there has been noted

an enormous demand for the world largest engines with 12 or 14 cylinders with cylinder bore over 950 mm.

The above tendency is presented in Figure 52 which shows the orders in percentage terms for the engines with various bores placed in 2005.

Electronically controlled fuel injection and exhaust valves operation concept provides the fully operational basis for a wide future development. The fleet of ships equipped with “intelligent engines” is still growing. However, still many ships are equipped with traditional camshaft engines.

Design concepts presented by MAN-B&W show the tendency to produce engines with very long stroke and  $S/B = 4.4$  and it is to be expected that Wärtsilä will present similar solutions. Figure 53 demonstrates the concept of new engines of S35ME-B and S40ME-B types.

H. Cegielski-Poznań is well prepared to produce all engine series of both – Wärtsilä (Sulzer) and MAN-B&W – designs. Yet, nowadays the company’s production capability is limited by the potential for transport of elements with high overall dimensions, overhead crane lifting capacity, the height of production rooms and the possibility to carry away the heat from the tested engine. At present, HCP is able to produce engines with cylinder bores up to 820 mm and power 45 000 kW. Actually, the produc-

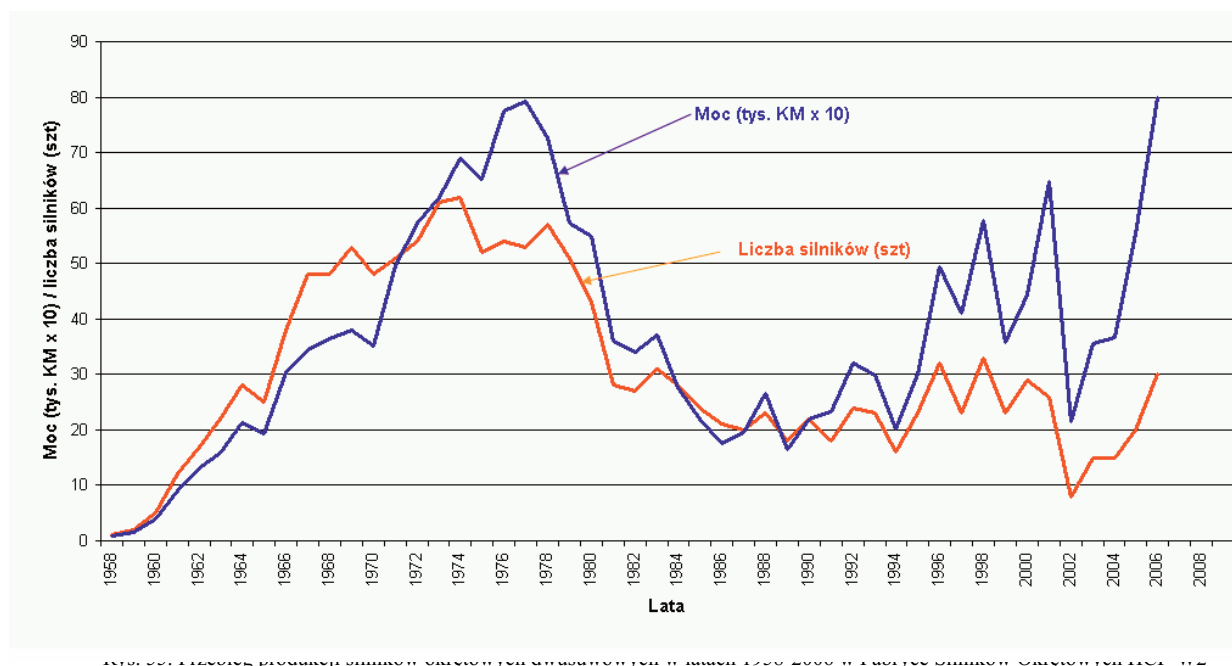


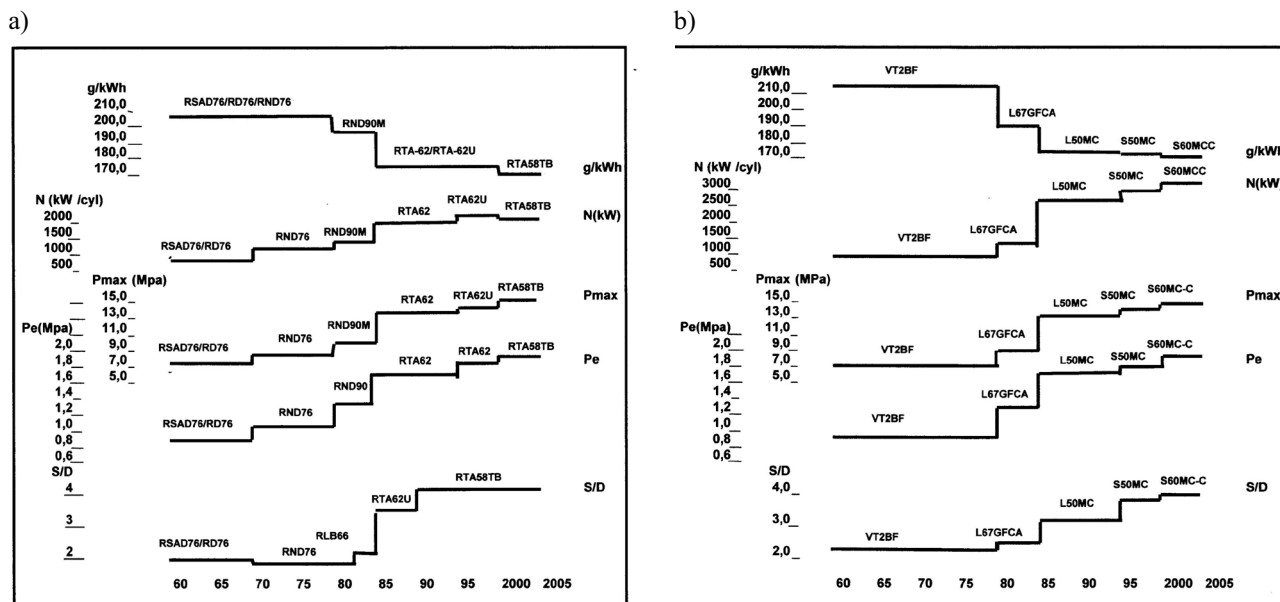
Fig. 55. Engine production programme in 1958-2006

H. Cegielski-Poznań jest przygotowany do produkcji pełnego typoszeręgu silników, zarówno konstrukcji Wäertsilä (Sulzer), jak i MAN B&W. Ograniczenia produkcyjne, które występują w firmie, to możliwość transportu wielkogabarytowych elementów, udźwig suwnic i wysokość hal produkcyjnych oraz możliwości odprowadzenia ciepła hamowanego silnika. HCP może produkować silniki do średnicy 820 mm i mocy 45 000 kW. Możliwości te w zasadzie

tion covers the needs of the Polish and German shipyards and also the ones located in the Black Sea basin.

All the activates described above indicate that the planned modernization of production infrastructure will allow HCP to maintain the top position as the producer of marine diesel engines in Europe.

Figure 55 presents the development of marine diesel engines production at HCP in the last 50 years, i.e. since start-



Rys. 56. Etapy zmian charakterystycznych parametrów wysokoprężnych silników wolnoobrotowych: a) H.Cegielski-Wärtsilä (Sulzer), b) H.Cegielski-MAN Burmeister&Wain; oznaczenia:  $g/(kW \cdot h)$  – jednostkowe zużycie paliwa,  $N$  – moc w kW z jednego cylindra,  $p_{max}$  – maksymalne ciśnienie spalania w MPa,  $p_e$  – średnie ciśnienie użyteczne w MPa,  $S/D$  – stosunek skoku do średnicy cylindra

Fig. 56. Stages of changes in the principal parameters of slow-speed engines made by: a) H.Cegielski-Wärtsilä (Sulzer), b) H. Cegielski-MAN B&W; parameters:  $g/(kW \cdot h)$  – specific fuel consumption,  $N$  (kW) – power per cylinder,  $p_{max}$  – maximum combustion pressure (MPa),  $p_e$  – mean effective pressure (MPa),  $S/B$  – piston stroke cylinder bore ratio

pokrywają zapotrzebowanie stoczni krajowych, stoczni niemieckich i stoczni basenu Morza Czarnego.

Omówione powyżej działania wskazują, że po przewidywanych modernizacjach infrastruktury produkcyjnej HCP będzie w stanie utrzymać pozycję największego producenta silników okrętowych dwusuwowych w Europie.

Na rysunku 55 pokazano rozwój produkcji silników w HCP na przestrzeni 50 lat od podjęcia decyzji uruchamiającej produkcję silników okrętowych w Poznaniu. Wykresy przedstawiają ilości wyprodukowanych silników w poszczególnych latach oraz sumaryczną wartość mocy (KM) tych silników.

Rysunki 56a, b przedstawiają etapy zmian charakterystycznych parametrów wysokoprężnych silników wolnoobrotowych. Na rysunku 56a pokazano wzrost parametrów ruchowych dla silników H.Cegielski-Sulzer, natomiast na rys. 56b wzrost tych parametrów dla silników H. Cegielski-MAN Burmeister&Wain.

ing the production of marine diesel engines in Poznan. The charts indicate the number of engines made in particular years as well as the total number of bhp on all engines.

The next two figures show the changes in the principal parameters of slow-speed two-stroke diesel engines. Figure 56a presents the growth of parameters of H.Cegielski-Wärtsilä (Sulzer) engines, whereas Figure 56b shows these parameters of H.Cegielski-MAN B&W engines.

Evolution of slow-speed two-stroke diesel engines presented by engine types is tabulated below. Table 1 shows H.Cegielski-Wärtsilä (Sulzer), while Table 2 shows H.Cegielski-MAN B&W engines.

Rich and diverse production of two-stroke diesel engines during since 1958 is shown in table 3.

Tabela 1. Rozwój wolnoobrotowych dwusuwowych silników wysokoprężnych H. Cegielski-Wärtsilä (Sulzer) na przykładzie ich reprezentantów produkowanych w latach 1958-2005

Table 1. Evolution of two-stroke slow-speed engines made by H. Cegielski-Wärtsilä (Sulzer), represented by engine types produced in years 1958-2005

Typ silnika Wielkość	6RSAD76	6RD68	6RND68	6RND68M	6RLB66	6RTA62	6RTA62U	6RTA58	6RTA58T	6RTA58TB
Średnica cylindra [mm]	760	680	680	680	660	620	620	580	580	580
Skok tłoka [mm]	1550	1250	1250	1250	1400	2150	2150	2416	2416	2416
Prędkość obrotowa [obr/min]	119	135	137	137	140	109	113	134	103	105
Śr. ciśnienie użyteczne [MPa]	0,683	0,865	1,064	1,277	1,432	1,72	1,82	1,67	1,83	1,95
Max ciśnienie spalania [MPa]	6,1	7,6	8,6	9,8	12,4	13,5	14,2	13,5	14,2	15,1
Moc cylindrowa [kW/cyl]	956	883	1103	1320	1600	2030	2220	1670	2000	2180
Jedn zużycie paliwa [g/kWh]	211	207	207	196	185	173	173	175	170	170

Tabela 2. Rozwój wolnoobrotowych dwusuwowych silników wysokoprężnych H. Cegielski-MAN Burmeister&Wain na przykładzie ich reprezentantów produkowanych w latach 1958-2005

Table 2. Evolution of two-stroke slow-speed engines made by H. Cegielski-MAN-B&W represented by engine types produced in the years 1958-2005

Typ silnika Wielkość	662VT2BF140	L67GFCA	L35MC	L50MCE	L50MC	S50MC	L70MC	L70MC-C	S70MC-C	K80MC-C
Średnica cylindra [mm]	620	670	350	500	500	500	700	700	700	800
Skok tłoka [mm]	1400	1700	1050	1620	1620	1910	2268	2360	2800	2300
Prędkość obrotowa [obr/min]	139	123	200	141	148	127	108	108	91	104
Śr. ciśnienie użyteczne [MPa]	0,93	1,3	1,66	1,62	1,7	1,8	1,8	1,9	1,9	1,8
Max ciśnienie spalania [MPa]	6,9	8,9	13,1	12,5	13,5	14,1	14,1	15,1	15,1	14,2
Moc cylindrowa [kW/cyl]	883	1300	560	1210	1330	1430	2830	3110	3110	3610
Jedn zużycie paliwa [g/kWh]	215	188	175	169	173	171	174	170	169	171



Tabela 3. Typy wolnoobrotowych silników wysokoprężnych, wyprodukowanych w Fabryce Silników Okrętowych HCP-W2 w latach 1958-2006 (do 30.06.2006)

Table 3. Slow-speed diesel engines types produced in the years 1958-2006 till 30.06.2006

Rodzina	Liczba sil	Liczba cyl	Łączna moc (kW)	Czas produkcji
<b>Silniki H. Cegielski - Wartsila-Sulzer</b>				
RSAD76	8	48	62 400	1958 - 1961
TAD48	36	288	86 400	1967 - 1970
RD76	194	1 189	1 839 700	1961 - 1973
RD68	249	1 374	1 626 100	1963 - 1985
RND90	129	890	2 582 300	1975 - 1983
RND76	146	882	1 761 000	1971 - 1983
RND68	74	504	823 800	1972 - 1980
RND68M	60	382	698 700	1979 - 1986
RND90M	12	72	211 740	1980 - 1984
RLA90	4	24	60 000	1982 - 1983
RLB90	1	6	15 900	1987
RLB66	8	48	65 280	1983 - 1985
RTA58	42	219	398 660	1984 - 1990
RTA76	25	164	555 480	1988 - 1996
RTA62	28	167	444 440	1988 - 1997
RTA52U	7	40	79 940	1996 - 1998
RTA62U	65	399	1 200 580	1994 - 2004
RTA72U	13	78	317 180	1996 - 2001
RTA58T	10	60	155 860	1997 - 2001
RTA58TB	7	42	121 380	200 - 2006
RTA68TB	2	12	47 980	2003
RTA58F	16	129	231 280	1985 - 1997
<b>Razem</b>	<b>1136</b>	<b>7 017</b>	<b>13 386 100</b>	<b>1958 - 2006</b>
<b>Silniki H. Cegielski - Burmeister &amp; Wain</b>				
VT2BF	46	256	292 700	1963 - 1969
L45GFCA	4	40	29 000	1986 - 1987
L67GFCA	23	126	251 140	1981 - 1985
L35MC	36	248	173 720	1986 - 1991
L50MC	50	304	306 850	1988 - 2003
L50MCE	18	108	119 790	1989 - 1992
L70MC	15	93	354 990	1997 - 2002
L70MC-C	11	77	325 680	2005 - 2006
S35MC	4	24	19 590	1998 - 1999
S50MC	20	127	86 350	1994 - 2001
S60MC	4	24	60 930	1996 - 2004
S46MC-C	12	71	116 500	1998 - 2006
S60MC-C	16	98	284 740	2001 - 2006
S70MC-C	30	216	912 220	1999 - 2006
K80MC-C	17	119	607 850	2001 - 2005
<b>Razem</b>	<b>306</b>	<b>1 931</b>	<b>3 942 050</b>	<b>1963 - 2006</b>
<b>Silniki H. Cegielski - MAN</b>				
L32/40	11	88	57 450	2000
<b>Silniki H. Cegielski</b>				
D55	17	123	83 500	1961 - 1971
<b>Razem</b>	<b>1470</b>	<b>9 159</b>	<b>17 469 100</b>	<b>1958 - 2006</b>

Rozwój wolnoobrotowych dwusuwowych silników wysokoprężnych na przykładzie ich reprezentantów przedstawiono w tabelach. W tabeli 1 przedstawiono silniki H.Cegielski-Wärtsilä (Sulzer), natomiast w tab. 2 silniki H.Cegielski-MAN B&W.

Bogata i różnorodna produkcja silników dwusuwowych wysokoprężnych od 1958 roku przedstawiona jest w tab. 3.

## Skróty i objaśnienia / Nomenclature

BRT	tona rejestrowa brutto (pojemności statku)/ <i>Brutto Register Tonne</i>
DWT	nośność statku/ <i>DeadWeight Tonnage</i>
MEP	średnie ciśnienie efektywne/ <i>Mean Effective Pressure</i>

Artykuł recenzowany

## Literatura / Bibliography

- [1] Polish Maritime Economy: Facts and Figures. Wyd. Polish Chamber of Foreign Trade, Warszawa 1962.
- [2] Stocznia Gdańska w dwudziestolecie 1945-1965. Wyd. Stocznia Gdańska, Gdańsk 1966.
- [3] Okrętownictwo – Terminarz Technika. Wyd. NOT, Warszawa 1972.
- [4] Silniki Spalinowe, komplet roczników nr 1-116. Wyd. H.Cegielski-Poznań (1961-1998).
- [5] Badania okrętowych silników spalinowych. Praca zbiorowa pod redakcją M. Kopczyńskiego. Wyd. II. Wyd. HCP – SIMP, Poznań 1962.
- [6] Kopczyński M.: Silniki Spalinowe wysokoprężne jako obecne i perspektywiczne źródło napędu statków. XII Sesja Naukowa Okrętowców. Gdańsk, Zeszyty 1 do 11 – 12.V.1988 r. Wyd. Sekcja Okrętowców SIMP, Gdańsk 1988.
- [7] Biuletyn Techniczny, okolicznościowe numery miesięcznika 1971, 1976 i 1983, Wyd. H.Cegielski-Poznań.
- [8] Mańczak J.: Silnik Okrętowy RT-flex60C. Silniki Spalinowe nr 1 (118), Wyd. PTNSS, 2004.
- [9] Krupa A.: Silniki sterowane elektronicznie – zaawansowane wdrożenia. Silniki Spalinowe nr 1 (118). Wyd. PTNSS, 2004.
- [10] Mańczak J., Przewoźny W.: Prezentacja pt. Eksploatacja dwusuwowych silników okrętowych na paliwach niskosiarkowych – MARPOL 73/78 – Annex VI, Komitet Techniczny GL Poznań, 27.04.2006 r.
- [11] The Motor Ship – “Sulzer RTA superlong stroke”. Special Supplement, August 1983.
- [12] Kopczyński M.: Badania i wyniki badań pierwszego silnika okrętowego polskiej konstrukcji typu 9D55. Przegląd Mechaniczny nr 1/1962 i 12/1962.
- [13] Kopczyński M.: Tendencje w budowie silników wysokoprężnych. Przegląd Mechaniczny nr 11/1966 i 2/1966.
- [14] Wydawnictwo firmowe: H. Cegielski S.A., Sulzer, Wärtsilä i MAN B&W.
- [15] Diesel & Gas Turbine Worldwide Catalog 2005.
- [16] Strony internetowe: [www.hcp.com.pl](http://www.hcp.com.pl), [www.waertsila.com](http://www.waertsila.com), [www.manbw.com](http://www.manbw.com).

mgr inż. Jacek Mańczak – pracuje w HCP od 1974 r.; początkowo w Biurze Konstrukcyjnym na stanowisku konstruktora i specjalisty w zakresie zdalnych sterowań silnikami okrętowymi. W roku 1996 objął funkcję Głównego Inżyniera HCP-W2, w latach 2001–2003 był Kierownikiem Działu Kontroli Jakości HCP-W2, a od 2003 r. pełni funkcję Kierownika Fabryki Silników Okrętowych HCP-W2. Absolwent Politechniki Poznańskiej z 1974 r.



*Mr. Jacek Mańczak, M.Eng. – has been working at HCP since 1974. First employed in the design office as design engineer and specialist in the engine remote control systems. In 1996 he took the position of Deputy Factory Manager at HCP-W2. In the years 2001–2003 he worked as the Quality Department Manager at HCP-W2. In 2003 he was appointed W2 Factory Manager. Graduate of Poznań University of Technology (1974).*

mgr inż. Marian Kopczyński – pracował w HCP w latach 1958-1962 i 1966-1989 oraz w Zjednoczeniu „TASKO” w latach 1962-1966. W HCP w latach 1966-1989 Kierownik Ośrodka Badawczego. W Zjednoczeniu Przemysłu Taboru Kolejowego „TASKO” Naczelnik Wydziału Produkcji Silników Wysokoprężnych. Absolwent Szkoły Inżynierskiej w Poznaniu (1951 r.) i Politechniki Łódzkiej (1956 r.).



*Mr. Marian Kopczyński, M.Eng. – was employed in HCP in the years 1958-1962 and 1966-1989 and in Board „TASKO” in the years 1962-1966. In HCP in the years 1966–1989 – Head of Research Centre. In Board “TASKO – Board of Polish Railway and Rolling Stock Industry” – Manager of Diesel Engine Department. He graduated from “Szkoła Inżynierska w Poznaniu” (1951) and Łódź University of Technology (1956).*

inż. Władysław Przewoźny – pracuje w HCP od 1969 r.; początkowo na Wydziale Obróbki Mechanicznej. Od 1976 roku pracował na Wydziale Montażu w charakterze Mistrza i Inżyniera Stacji Prób P23. W latach 1991-1999 pełnił funkcję Kierownika Stacji Prób Silników P23. W latach 2000-2003 pracował na stanowisku Głównego Specjalisty w Dziale Obsługi Gwarancyjnej, a następnie był Kierownikiem Działu Jakości W2-DJ. Od 2004 roku pracuje na stanowisku Głównego Specjalisty w Dziale Produkcji. Absolwent Politechniki Poznańskiej z 1976 r.



*Mr. Władysław Przewoźny, Eng. – has been working at HCP since 1969. First employed at the Machining Department. Since 1976 working at the Assembly Department as Foreman and Engineer at the Testing Department. In the years 1991-1999 he took the position of Testing Department Manager. In the years 2000-2003 working as Chief Specialist at the Guarantee Department and next appointed the Quality Department Manager W2-DJ. Since 2004 working as Chief Specialist at the Production Department. Graduated from Poznań University of Technology (1976).*