



Nr 3/2006 (126)



SILNIKI SPALINOWE COMBUSTION ENGINES



SILNIKI SPALINOWE

COMBUSTION ENGINES

Czasopismo naukowe

Scientific Magazine

Nr 3/2006 (126)

Listopad 2006

Rok XLVI

PL ISSN 0138-0346

Wydawca/Editor:

Polskie Towarzystwo Naukowe

Silników Spalinowych

43-300 Bielsko-Biała, ul. Sarni Stok 93, Polska

tel.: 0-33 8130402, fax: 0-33 8125038

E-mail: sekretariat@ptnss.pl

WebSite: <http://www.ptnss.pl>

Rada Programowa/Scientific Board:

prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszczański – przewodniczący

prof. dr inż. Bernard Challen

prof. dr hab. inż. Zdzisław Chłopek

prof. dr hab. inż. Karol Cupiał

prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz

prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski

prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas

prof. dr hab. inż. Marek Orkisz

prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny

prof. dr inż. Stefan Pischinger

prof. dr hab. inż. Piotr Wolański

prof. dr hab. inż. Mirosław Wyszynski

Redakcja/Editorial Office:

Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

tel.: 0-61 6652207, 0-61 6652240, 0-61 6652118

E-mail: silniki@ptnss.pl

Zespół redakcyjny/Editorial Staff:

dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki

(redaktor naczelny/Editor-in-Chief)

dr inż. Ireneusz Pielecha

dr inż. Marek Brzeżański

dr inż. Jacek Pielecha

Współpraca/Cooperation:

mgr inż. Jakub Czajka, mgr Tomasz Pawlak,

mgr inż. Zbigniew Wojtyto (HCP)

Od Redakcji

We wrześniu tego roku minęła 50. rocznica podpisania przez Zakłady Przemysłu Metalowego H. Cegielski w Poznaniu umowy licencyjnej na produkcję silników okrętowych ze szwajcarską firmą Sulzer. Od tego czasu Polska weszła na dobre do grona producentów takich silników i po kilku latach dołączyła do światowej czołówki. Również dzisiaj Zakłady H. Cegielski-Poznań SA są jednym z największych wytwórców silników okrętowych na świecie i największym w Europie.

Po okresowym spadku w latach 80-tych i 90-tych XX wieku obecna wielkość produkcji osiągnęła poziom 30 szt./rok. Wprawdzie stanowi to zaledwie połowę produkcji z połowy lat 70-tych, jednak całkowita moc wytworzonych w ciągu roku jednostek wyniosła ponownie ok. 800 000 KM (590 000 kW). Wynika stąd oczywisty wniosek, że produkowane obecnie silniki osiągają prawie 2-krotnie wyższe wartości wskaźników porównawczych w stosunku do wartości sprzed 30 lat. Dzisiejsze silniki okrętowe produkowane przez H. Cegielski-Poznań SA rozwijają moc 3200 kW z jednego cylindra, wartości średniego ciśnienia użytecznego osiągnęły poziom 2,0 MPa, a maksymalne wartości ciśnienia w cylindrze przekroczyły 15 MPa. Drogę dochodzenia do imponującej rocznej produkcji silników okrętowych i ich doskonałych wskaźników pracy można prześledzić dzięki lekturze artykułów zamieszczonych w bieżącym numerze naszego pisma.

Pięćdziesięciolecie produkcji nowoczesnych silników okrętowych oraz znaczący postęp w rozwoju ich konstrukcji uzasadniają poświęcenie im całego bieżącego numeru i zwrócenie uwagi na skalę oraz charakter problemów konstrukcyjnych i technologicznych występujących w tej szczególnej grupie silników.

Z okazji obchodów wspomnianej rocznicy Zarząd Polskiego Towarzystwa Silników Spalinowych i Redakcja Kwartalnika Silniki Spalinowe składają Zarządowi firmy H. Cegielski-Poznań SA oraz Pracownikom i Dyrekcji Fabryki Silników Okrętowych serdeczne gratulacje i wyrazy szczerego podziwu za skalę dokonań i uzyskanych wyników. Życzymy wielu sukcesów przy opracowywaniu i wdrażaniu nowoczesnych konstrukcji silników i siłowni okrętowych oraz wielu zamówień z całego świata.

Zarząd

Polskiego Towarzystwa Naukowego
Silników Spalinowych

Redakcja

Kwartalnika Silniki Spalinowe

Spis treści / Contents:

Od Redakcji	1
Konstrukcja/Design	
<i>M. Kopczyński, J. Mańczak, W. Przewozny: Rozwój konstrukcji dwusuwowych silników okrętowych na tle osiągnięć firmy H. Cegielski-Poznań S.A./ Evolution of two-stroke marine diesel engines design in H. Cegielski-Poznan S.A. production</i>	3
<i>R. Walkowiak, M. Michalski, S. Prymowicz: Rozwój konstrukcji spawanych i technologii spawania w budowie dwusuwowych silników okrętowych / Development of welded constructions and welding technologies in building marine two-stroke engines</i>	38
<i>P. Sidorowicz: Smarowanie tulei cylindrowej w dwusuwowych wysoko- prężnych silnikach okrętowych produkcji MAN Diesel / Cylinder liner lubrication in MAN Diesel marine two-stroke diesel engines</i>	52
Modelowanie i symulacja/Modelling and Simulation	
<i>I. Kafar, J. Merkiś, L. Piaseczny: Model rozpylania paliwa w średnioobrotowym silniku okrętowym i jego badania symulacyjne / Fuel spray model in a medium speed marine engine – a simulation</i>	63
Paliwa/Fuels	
<i>Z. Wojtyto: Problemy eksploatacji dwusuwowych silników okrętowych na paliwach niskosiarkowych według doświadczeń firmy MAN Diesel / Problems of marine two-stroke engine operation on low-sulphur fuel oils according to MAN Diesel experience</i>	77
Bibliografia/Bibliography	
Książki, monografie, rozprawy/ <i>Books, monographies, studies</i>	90
Habilitacje, doktoraty/ <i>Qualifying as ass. prof., doctorates</i>	90
Konferencje/Conferences	
	94

Walne Zebranie Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych

W dniu 24 listopada 2006 roku w Poznaniu odbyło się Walne Zebranie Sprawozdawczo-Wyborcze Polskiego Towarzystwa Naukowego Silników Spalinowych. W jego trakcie referat sprawozdawczy wygłosił przewodniczący Zarządu Towarzystwa prof. dr hab. inż. Jerzy Merkiś, a sprawozdanie finansowe złożył skarbnik Towarzystwa – prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszkański. Sprawozdanie Komisji Rewizyjnej przedstawił dr hab. inż. Marek Idzior, prof. PP. Walne Zebranie jednogłośnie przyjęło uchwałę o udzieleniu absolutorium ustępującemu Zarządowi.

Walne Zebranie wybrało nowe władze Towarzystwa. W skład Zarządu weszli:

Przewodniczący Zarządu: prof. dr hab. inż. Jerzy Merkiś,
Wiceprzewodniczący Zarządu: prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny,
prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszkański,

Skarbnik: dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak, prof. ATH,

Sekretarz: dr hab. inż. Jerzy Jantos, prof. PO,

Członkowie Zarządu:

- dr hab. inż. Zdzisław Chłopek, prof. PW,
- dr hab. inż. Kazimierz Lejda, prof. PRz.,
- dr hab. inż. Józef Nita, prof. PRad.,
- dr hab. inż. Antoni Świątek,
- dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki,
- prof. dr hab. inż. Piotr Wolański.

W skład Komisji Rewizyjnej weszli:

- dr hab. inż. Marek Idzior, prof. PP,
- dr inż. Adam Dużyński,

Wydawca / Editor**Polskie Towarzystwo Naukowe
Silników Spalinowych**

43-300 Bielsko-Biała, ul. Sarni Stok 93, Polska
tel.: 0-33 8130402, fax: 0-33 8125038
E-mail: sekretariat@ptnss.pl
WebSite: <http://www.ptnss.pl>

Redakcja nie ponosi odpowiedzialności za treść reklam i ogłoszeń. Publikowane materiały i artykuły wyrażają poglądy autorów, a nie Redakcji.

© Copyright by

Polish Scientific Society of Combustion Engines

Wszelkie prawa zastrzeżone.

Żaden fragment tej publikacji nie może być reprodukowany, zapamiętywany w systemie odtwarzalnym lub przetwarzany bądź kopiowany w jakiegokolwiek formie bez wcześniejszej zgody właściciela praw wydawniczych.

All rights reserved.

No part of this publication may be reproduced, stored in a retrieval system or transmitted, photocopying or otherwise without prior permission of the copyright holder.

Prenumerata / Subscriptions

Zamówienia należy kierować na adres Wydawcy.
Koszt numeru czasopisma wynosi 25 zł + koszty wysyłki.

Przygotowanie do druku / Preparation to print
Wydawnictwo *Ars Nova/ARS NOVA Publishing House*
Poznań, ul. T. Kutrzeby 14

Nakład: 600 egz.**Recenzenci:**

dr hab. inż. Marek Idzior, prof. PP
dr inż. Miłostaw Kozak
prof. dr hab. inż. Jerzy Merkiś
prof. dr hab. inż. Wojciech Serdecki
dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki

Wydanie publikacji dofinansowane
przez Ministerstwo Edukacji i Nauki

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 wozdżikowe silniki wysoko-prężne 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 czterosu-

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.

wowe silniki wysokoprężne w 1958 r. stanowiły zaledwie 6,8% liczby wyprodukowanych silników okrętowych napędu głównego.

Doładowanie dwusuwowych silników okrętowych

Patenty A. Büchi znalazły zastosowanie w czteresurowych 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_e 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.

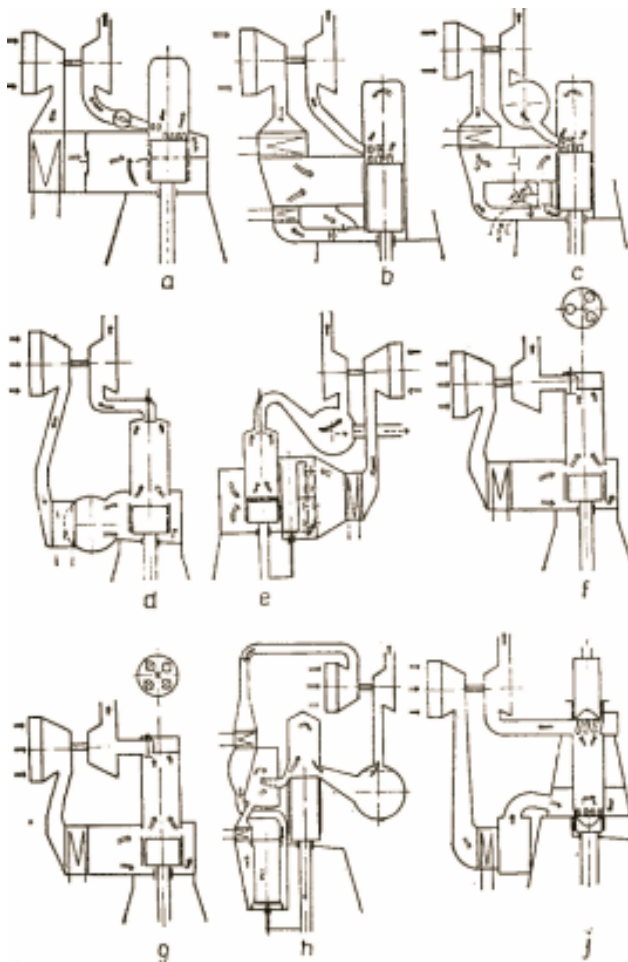
Polski przemysł okrętowy

W okresie lat pięćdziesiątych XX w. w światowym bu-

In 1958, 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,



downictwie okrętowym wiodące były stocznie europejskie. 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. zwodowała 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 zdecydowano 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

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 ~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

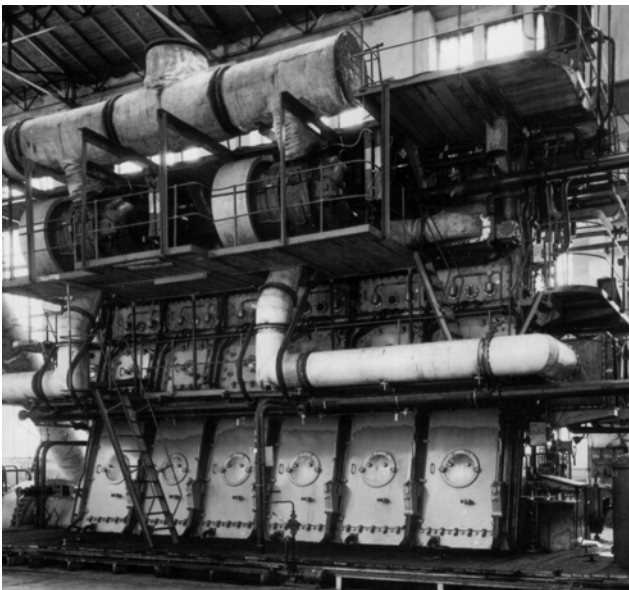
European shipyards were the leaders in the world-wide shipbuilding industry in the 50s. In 1949 the Gdańsk Shipyard built the first coal-ore carrier with the deadweight of 2600 DWT (capacity equal to 2083 BRT) and, as a result, joined the group building the seagoing trading vessels. In the years 1949-1962 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 con-

tej firmy. W umowie wskazano, że producentami będą: HCP 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 wykonało 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 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 ($p_c = 6,25$ bar).

Po zdemontowaniu pomp przepłukujących i zamontowaniu turbosprężarki uzyskano moc 1235 kW przy 165 obr/min ($p_c = 7,25$ bar). Silnik był utrzymywany w zdolności do pracy na terenie Centrum Badawczo-Rozwojowego do

centrated on building motor vessels. In the years 1948-1963 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.

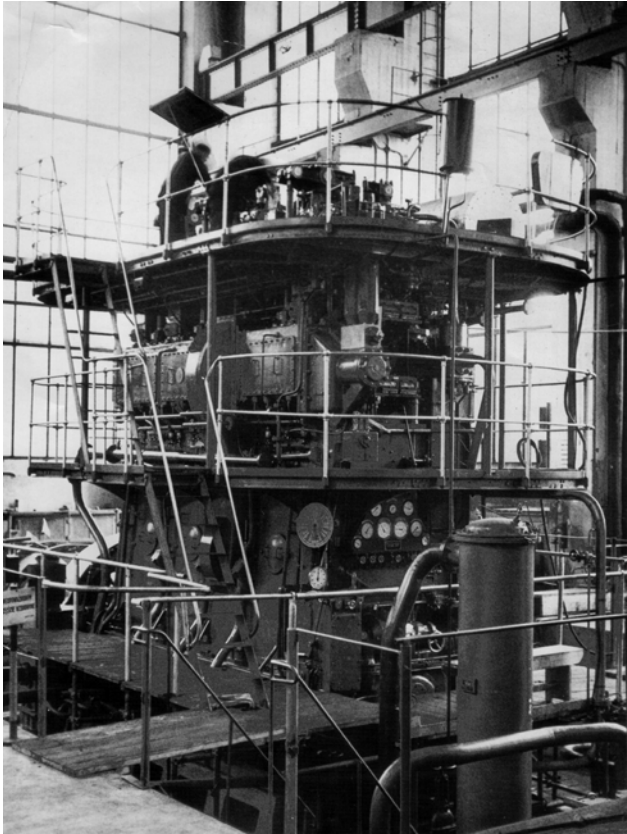
Preparations and starting the production of marine engines in Poland

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



lat 90-tych ubiegłego stulecia. W chwili podjęcia decyzji o rozbudowie hamowni, HCP poszukiwało możliwości przekazania 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 zaspakajała 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.

was completed in August 1958 and the delivery test was performed in November 1958. The engine was installed on 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 generator 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

2. Charakterystyka silników produkowanych w HCP-W2

HCP-W2 produkuje dwusuwowe silniki wysokoprężne wolnoobrotowe (68 do 210 obr/min) jednostronnego działania, wodzikowe, 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).

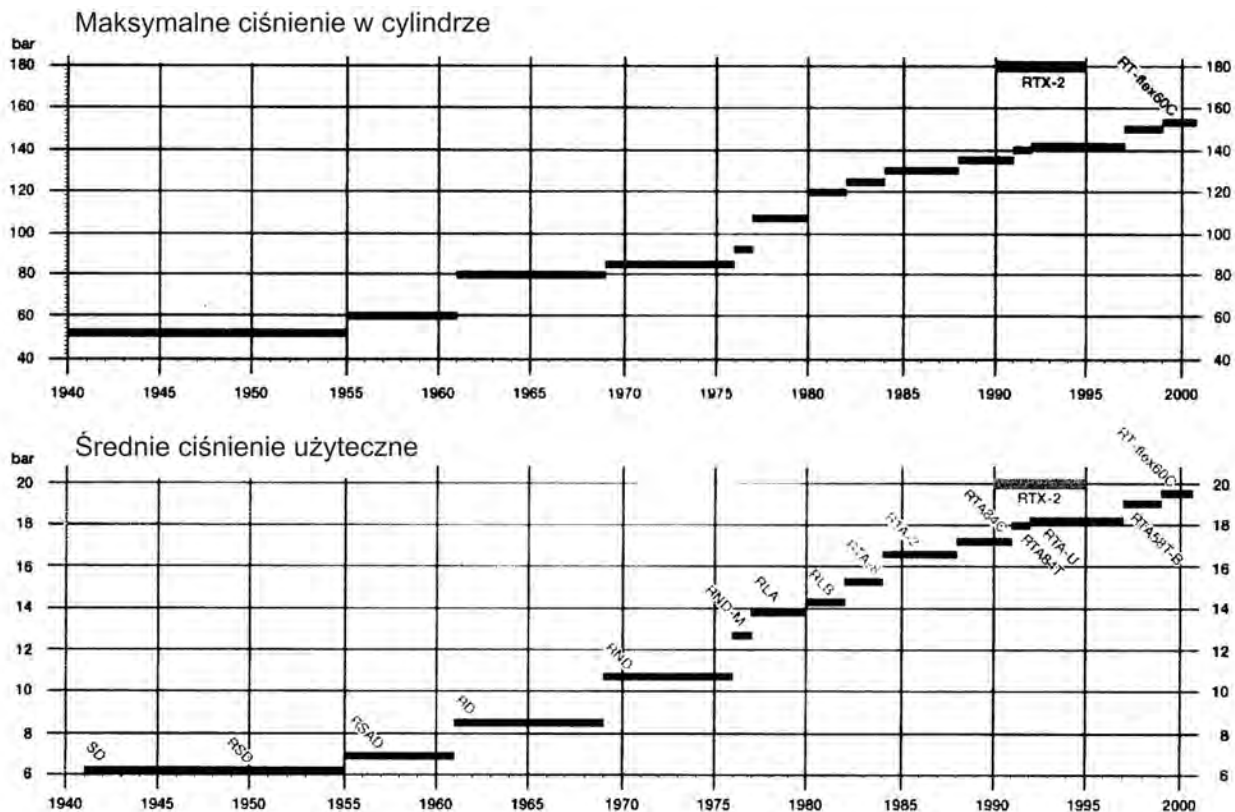
Etapy rozwoju okrętowych silników wodzikowych firmy Wärtsilä (Sulzer) ilustrują wykresy zamieszczone na rys. 4, przedstawiające wzrost stopnia wysilenia silników na podstawie wzrostu p_e (z około 7 do 20 bar) i p_{max} (z około 60 do 160 bar). Zmiany tych dwóch parametrów, a szczególnie p_e w silnikach 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%. Zredukowało to jednostkowe zużycie paliwa g_e o ponad

of Wärtsilä (Sulzer) design are presented in figure 4 which shows 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 opti-



- 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 ulepszone. 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 cieplnej wynoszącej 50%) o przepłukaniu wzdłużnym, w których początkowo (w serii 8) S/D wynosiło 2,9, następnie

zmieniany przez zmianę czasu inicjacji wtrysku w zależności od obciążenia – to zapewnia oszczędność paliwa.

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 engine 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.

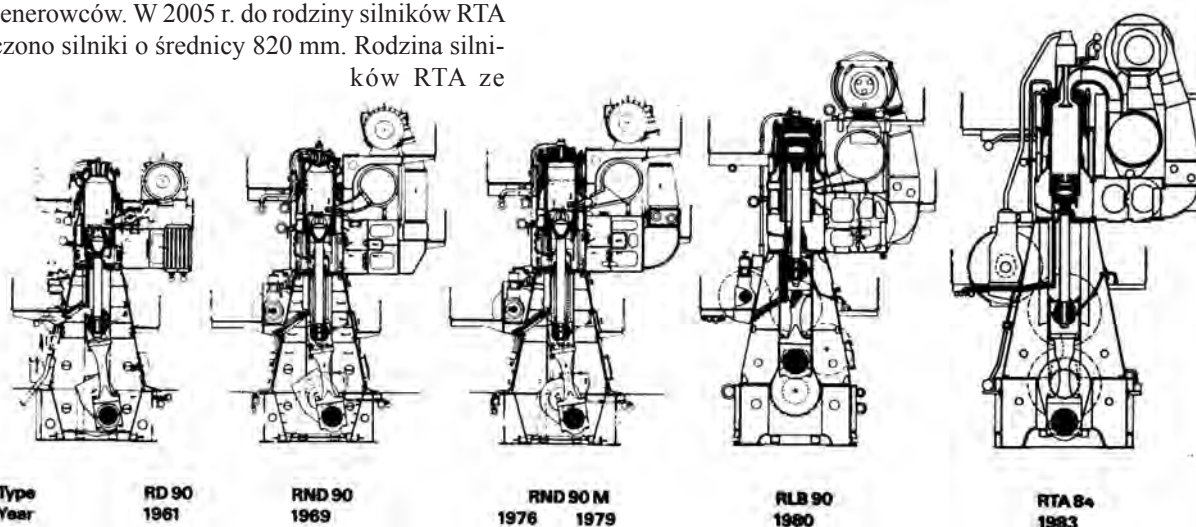
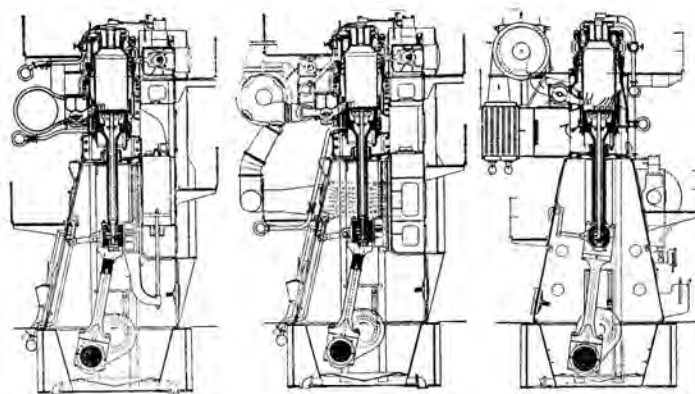
The next generation of this engine group is represented by RND and RND-M engines with constant pressure supercharging system.

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

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 kontenerowców. 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_e co silnik o przepłukaniu wzdluznym. Jednak przy zastosowaniu S/D rzędu 2,9 system przepłukania zwrotnego okazał się termodynamicznie niekorzystny.

engines with cylinder bores included in the engine series 2 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 scaveng-

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 drąg tłokowy 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.

Wielu zmianom i modyfikacjom ulegały również pier-

ing obtained the same g_e value as the engine with uniflow scavenging 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

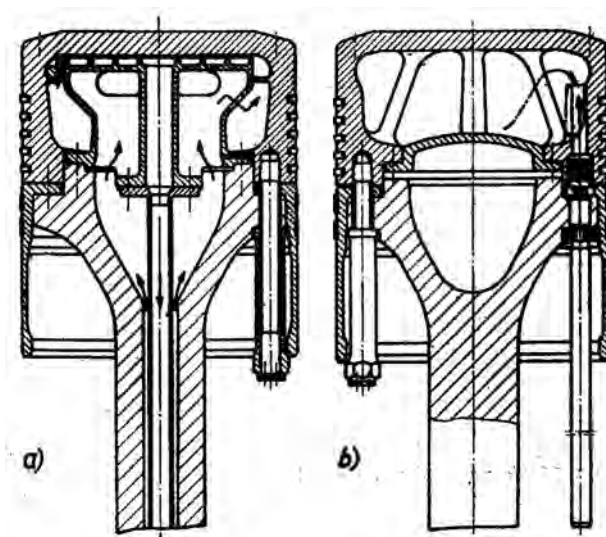
Pulsatory supercharging was used on RSAD and RD engine types. In 1968 Sulzer introduced new supercharging system with stable pressure which was used on engines of RND, RND-M and RL types. Additionally, when running the engine at low loads, the compression done by piston skirt was used and another auxiliary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

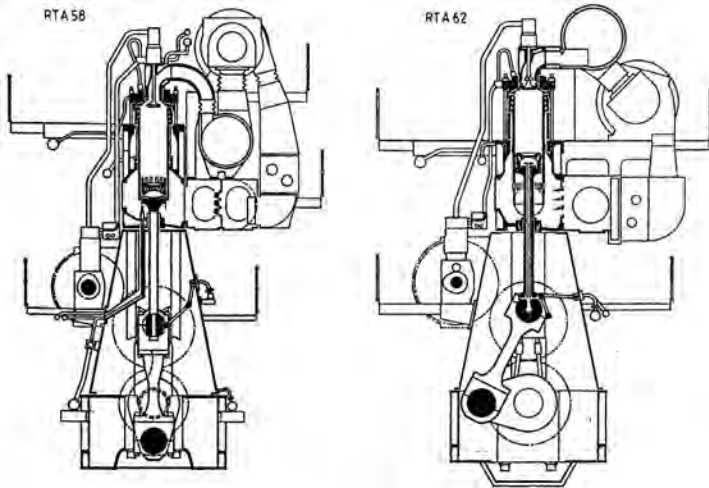
Piston construction

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



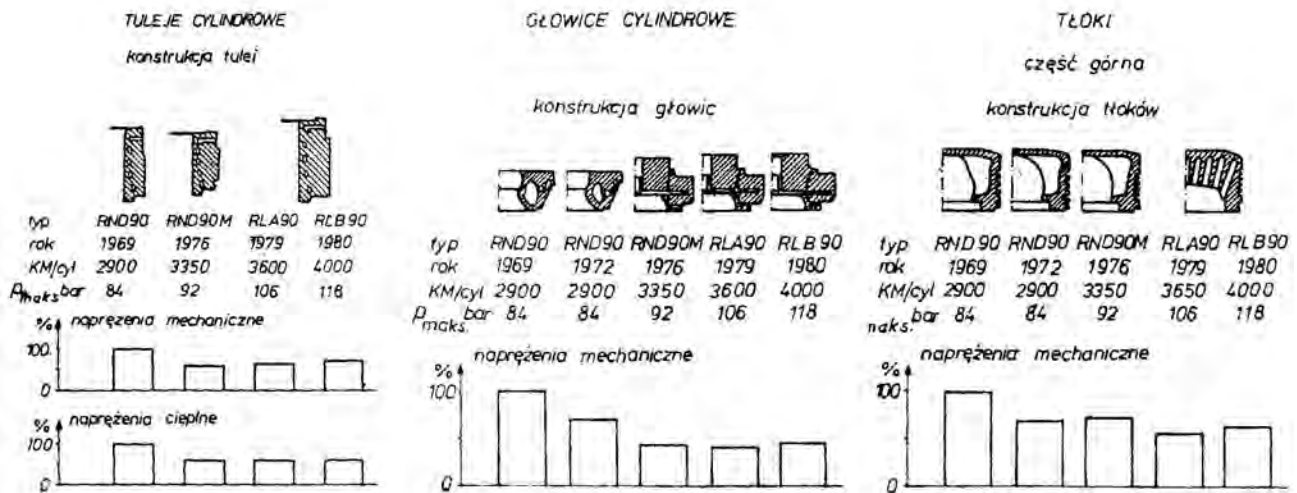


which resulted in lowering the mechanical stresses in main engine elements (Fig. 9).

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



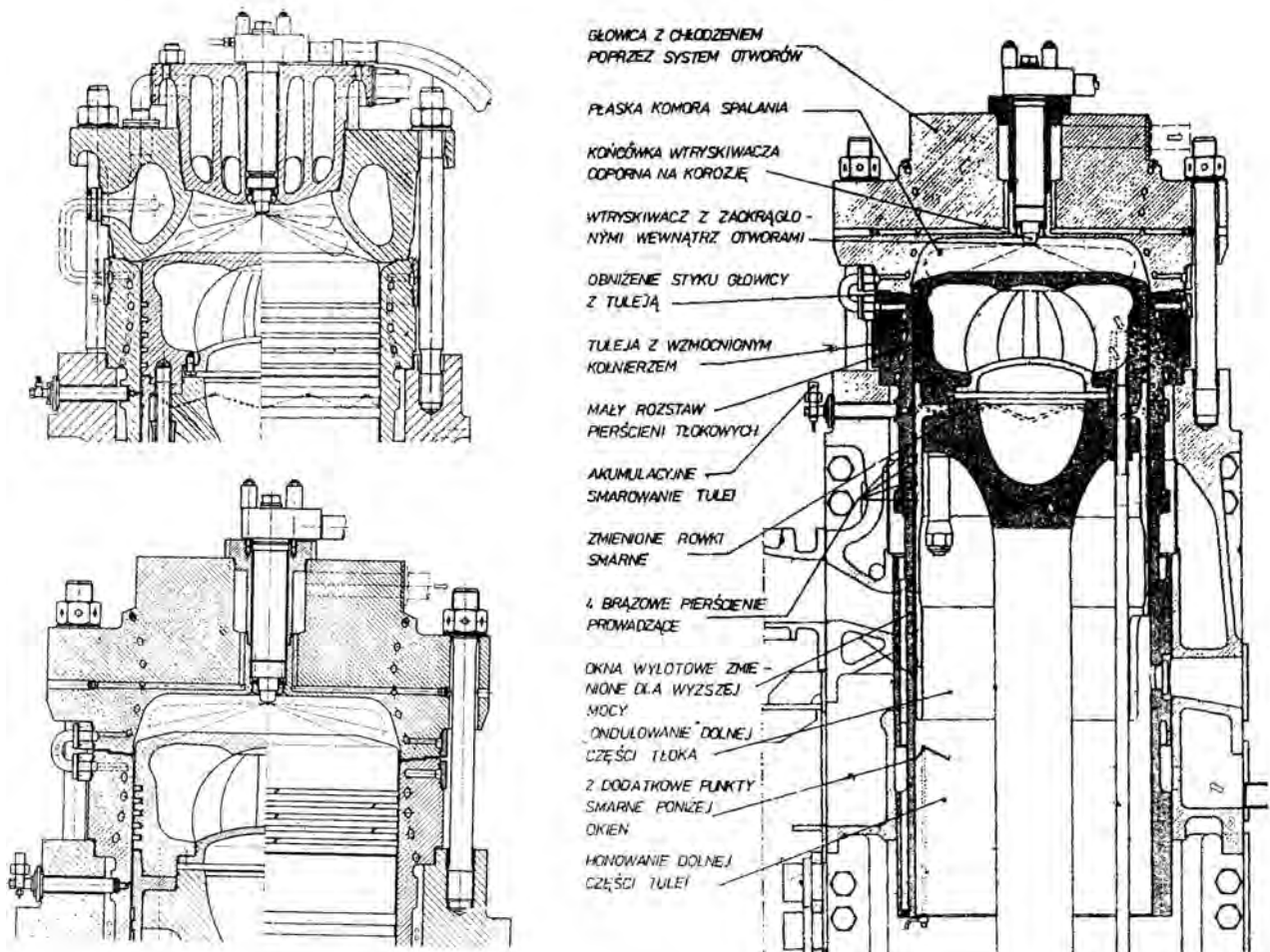
ścienie tłokowe. Już pod koniec lat 60-tych wprowadzono chromowanie rowków i zmniejszono odstęp między rowkami. W późniejszym okresie górny pierścień został pokryty plazmowo specjalną warstwą o grubości 0,1 mm obniżającą jego zużycie oraz zużycie tulei cylindrowej w okresie docierania. Aktualnie górny profilowany pierścień pokryty jest warstwą CrCer (*chromium-ceramic*), a pozostałe trzy profilowane pierścienie są typu RC (*running-in coating*) polepszająca pracę pierścienie 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 dłuższej 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 rozwoju, ściśle związane ze stosowanym systemem prze-

were accompanied by the temperature measurements of the combustion chamber elements (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



plukania. 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 części tulei cylindrowej zlokalizowany jest *anti-polishing ring* (APR) chroniący dodatkowo tą strefę tulei

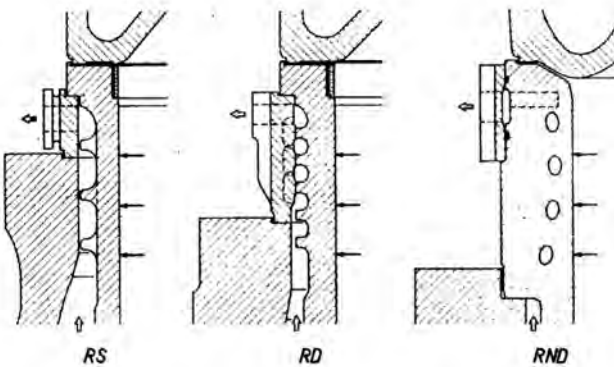
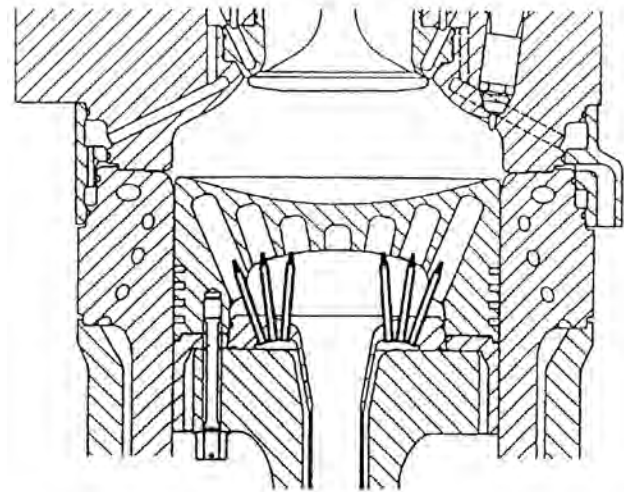
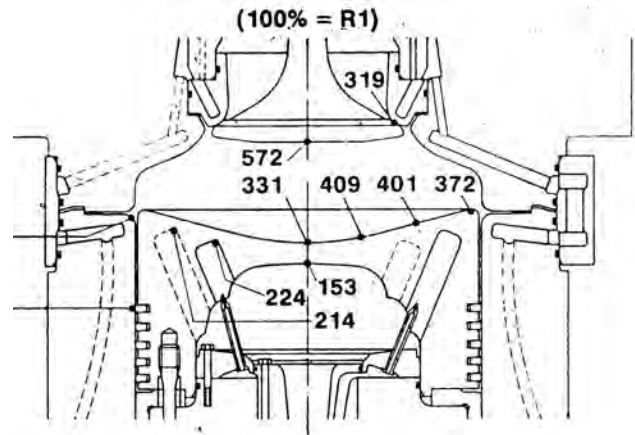
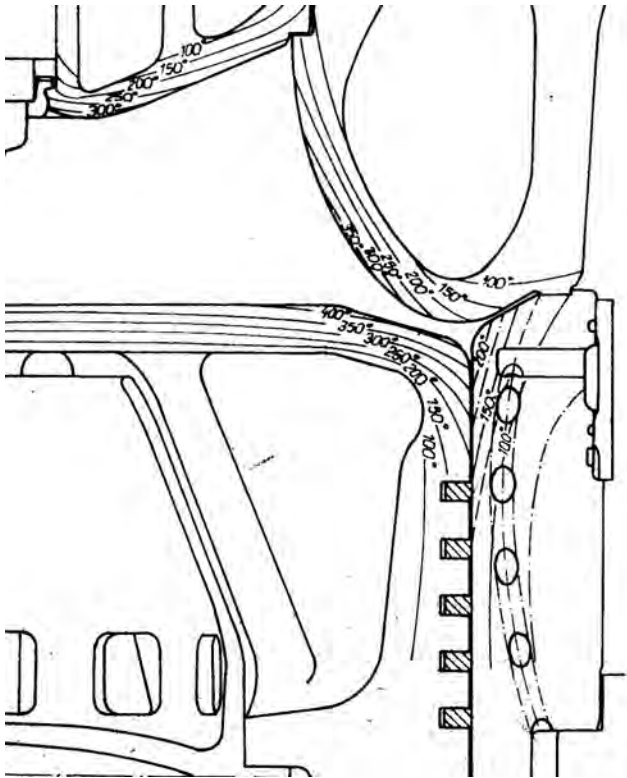
engines characterized by a relative long piston skirt were equipped with four bronze guide rings. As of now, short piston skirt is equipped with two bronze guide rings.

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 cyl-



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

Tuleje cylindrowe silników Sulzera, ze względu na swoją

inier 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 combustion 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

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

Nowa konstrukcja głowicy cylindrowej z centralnie

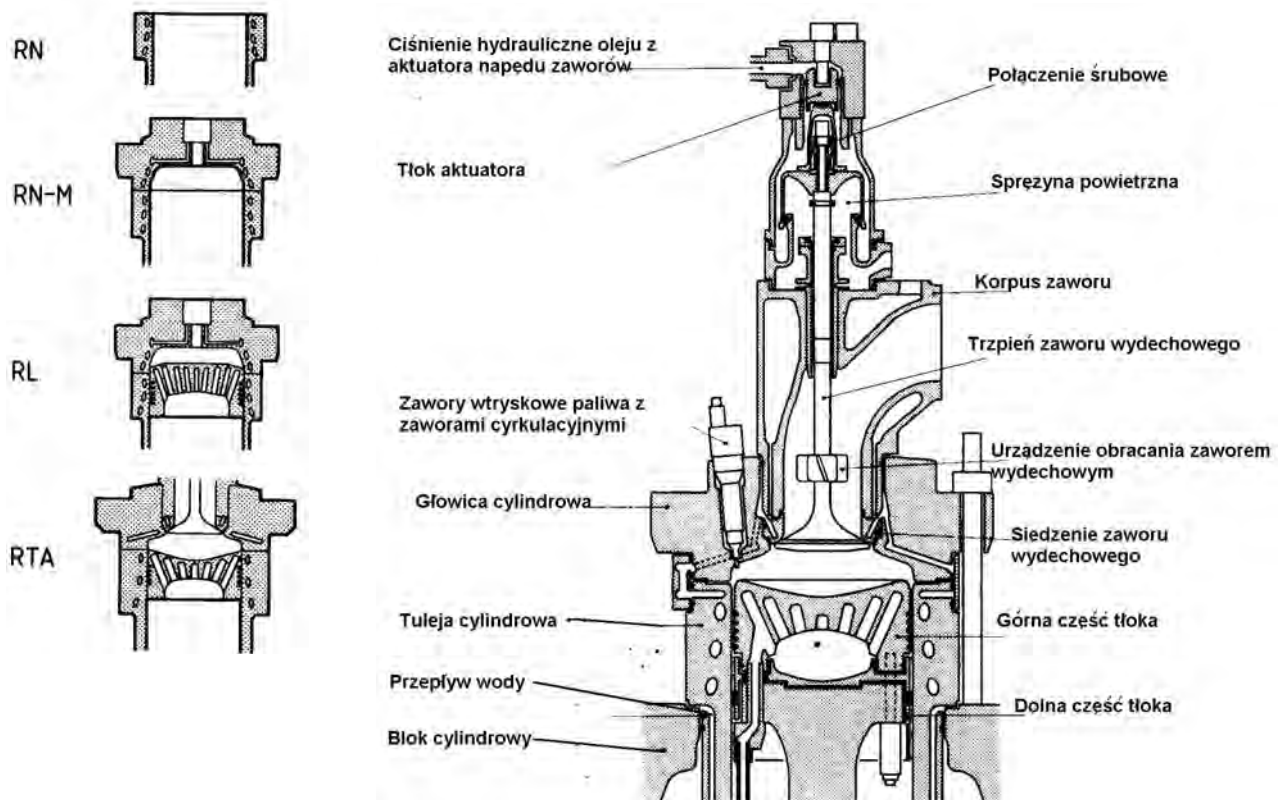
3.5-7% of the whole liner material. Further, after the ondulation stage, cylinder liner surface undergoes the process of deep honing.

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).



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 mieszaniny paliwowo-powietrznej.

Zestaw rozwiązań konstrukcyjnych „TriboPack”

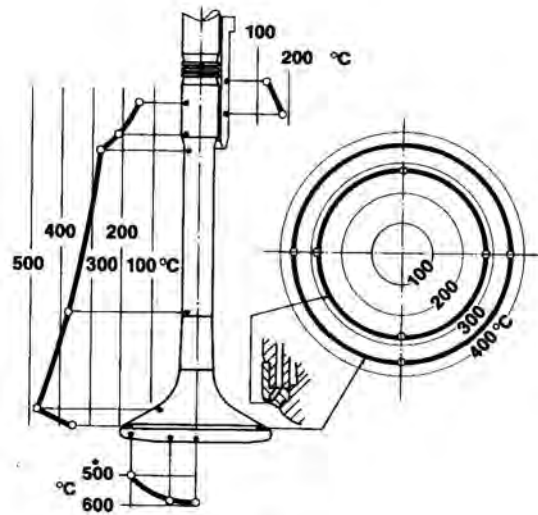
Użytkownicy preferują niezawodne i ekonomiczne w eksploatacji silniki spalające różne rodzaje paliw. Uzyskanie tych cech wymaga możliwie niskich obciążeń cieplnych i mechanicznych części komory spalania. Na prawidłowość rozwiązań konstrukcyjnych wskazują między innymi temperatury tych części mierzone 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 powierzchnie współpracujące i ustala precyzyjnie czas natryskowego podawania oleju przez specjalne króćce zasilane przez udoskonaloną pompę oleju. Stosując ten system zredukowano dawkę oleju cylindrowego do

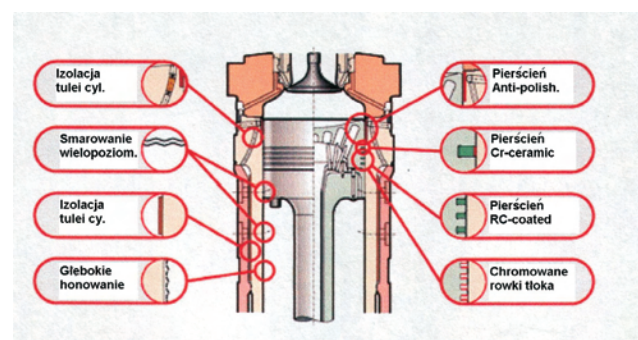
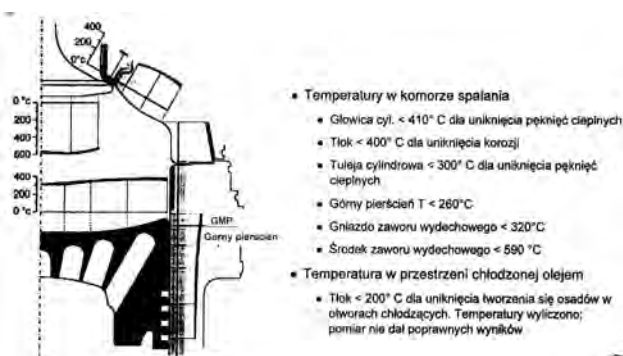


New construction of cylinder cover with the centrally placed exhaust valve resulted in modification introduced to the fuel supply system, so far consisting of one centrally placed injector. New Sulzer solution implemented 2 or even 3 fuel injectors placed around exhaust valve and equipped with nozzle 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:



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:

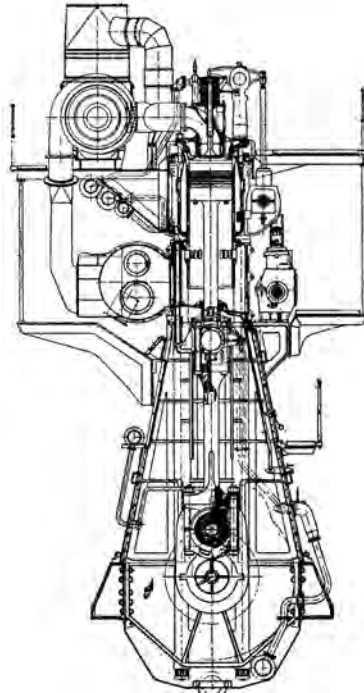
1. Silniki VT2BF, GFCA, EF, GFC, GFCA i GB
2. Silniki rodziny MC z sterowaniem mechanicznym: L, S i K-MC i MC-C
3. Silniki rodziny ME z sterowaniem elektronicznym: S-MEC.

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



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

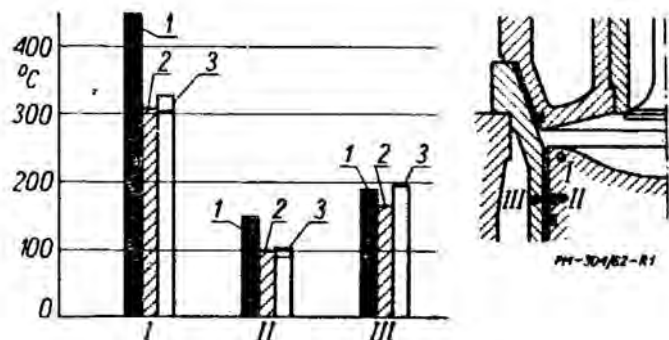
2.2. H. Cegielski – MAN B&W engines

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.

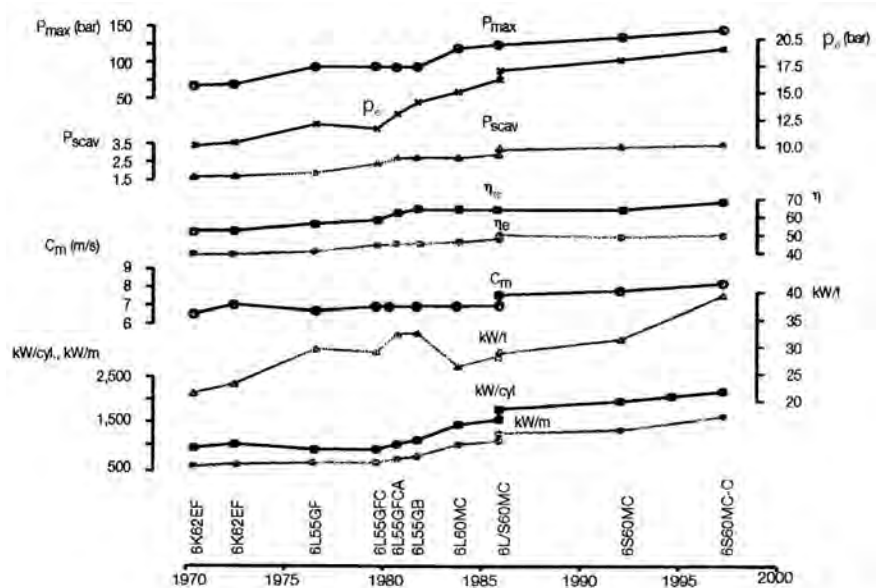
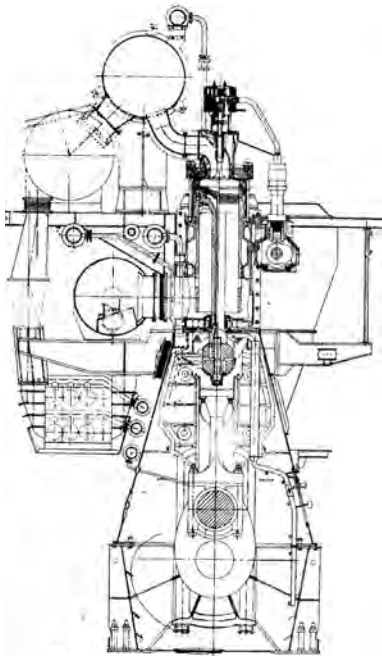
At the beginning of the 80s HCP took over the production of 10L45GFCA engines due to stopping the



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.

Tłok wyposażony w pięć pierścieni o jednakowej wysokości jest połączony z drążkiem tłokowym. Głowica jest kuta ze stali stopowej z otworami chłodzącymi i spawanym pier-



engine production at the Gdańsk Shipyard. HCP made 4 engines of that type.

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

ścieniem 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).

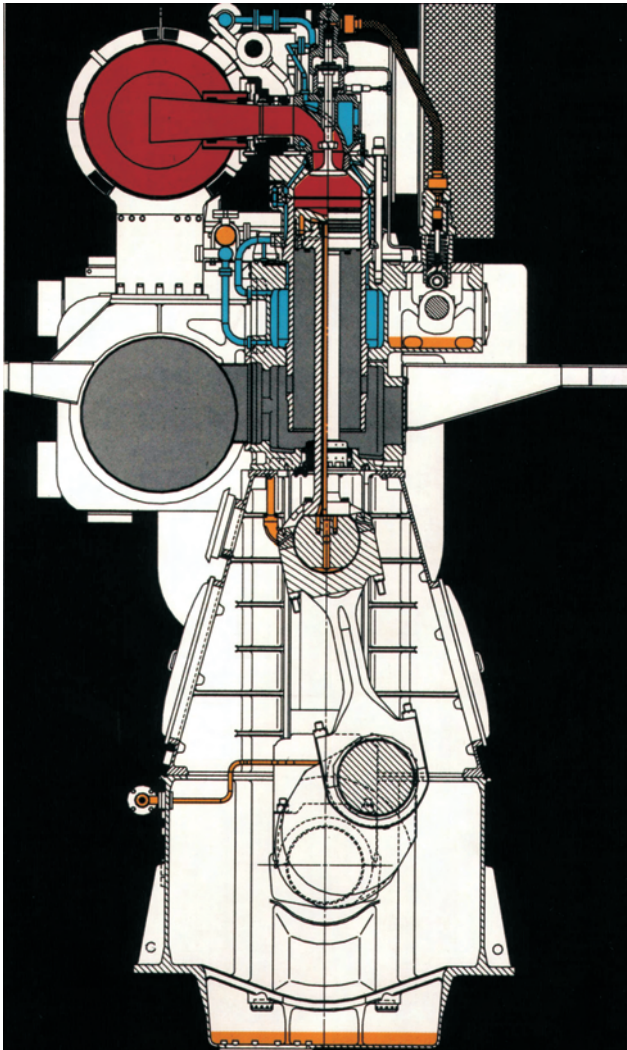
Firma MBD zaczęła wdrażanie silników tej rodziny od silników L35MC. Pierwszy zbudowano w Japonii w 1982 r. (p_e = 14,8 bar). HCP zbudowało pierwszy silnik tego typu

of temperature on pistons with water cooling system. Values 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



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).

Szczegóły zmian konstrukcyjnych w tulei cylindrowej pokazano na rys. 25. Na rysunku 26 przedstawione są szczegóły dotyczące tzw. suchych bloków cylindrowych,

cooling space. Exhaust valve is hydraulically opened and closed by a set of springs.

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:

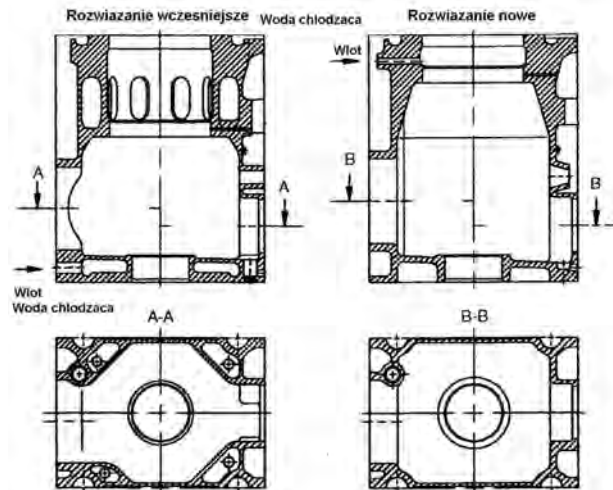
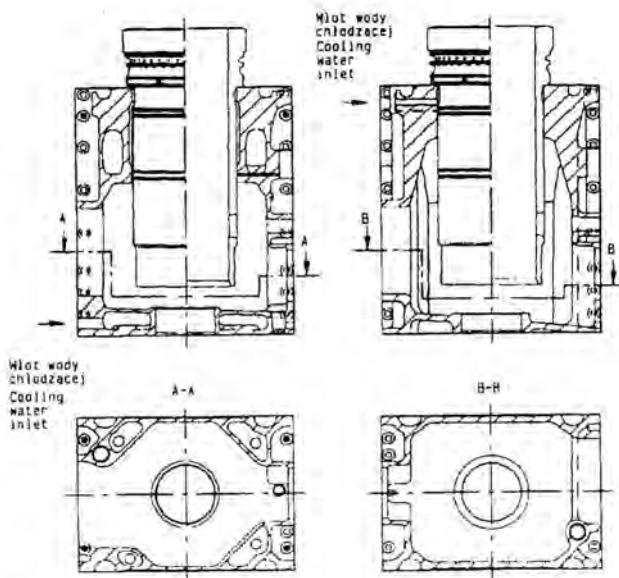
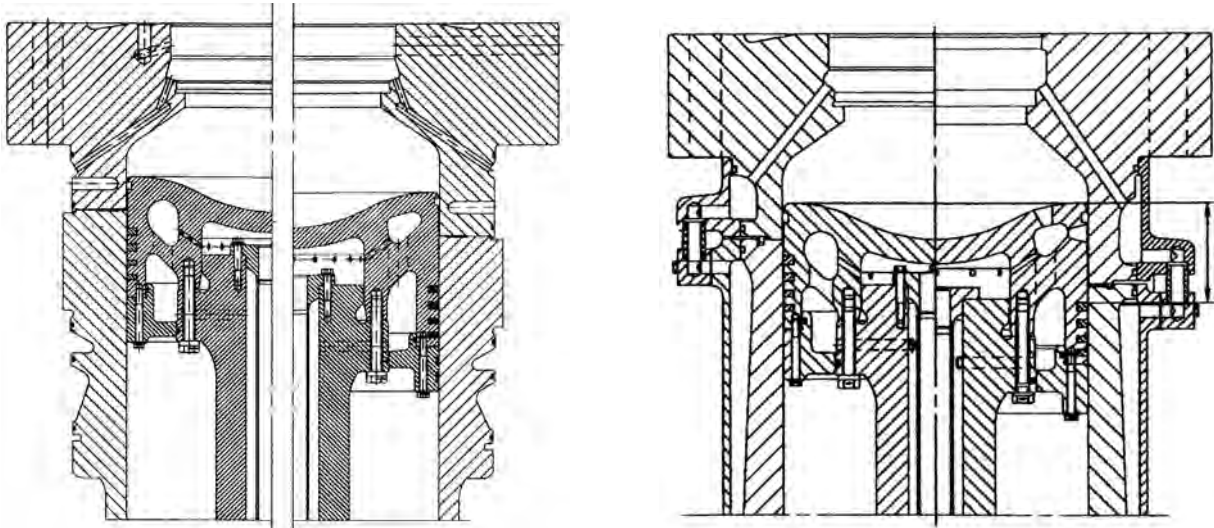
- Upper part of the so called “short” piston was cooled with oil. Piston upper part was made of forging or steel casting with chromium-plated grooves; lower part made of cast iron. Piston upper part was made longer on engines with combustion pressure equal to 150 bar and $MEP = 19$ bar (Fig. 24 and 25). 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).

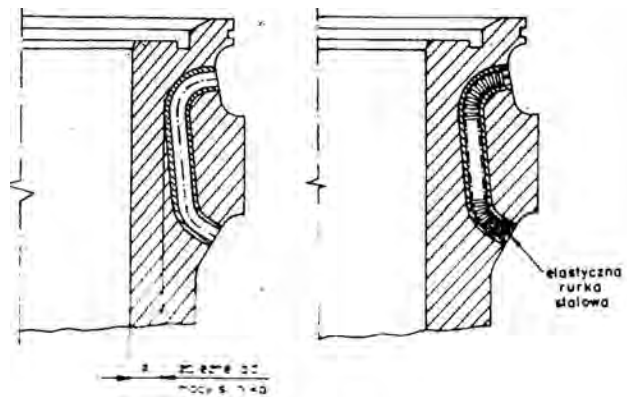
Figure 30 pictures all most important design features in exhaust valve area. Modifications introduced are the following:

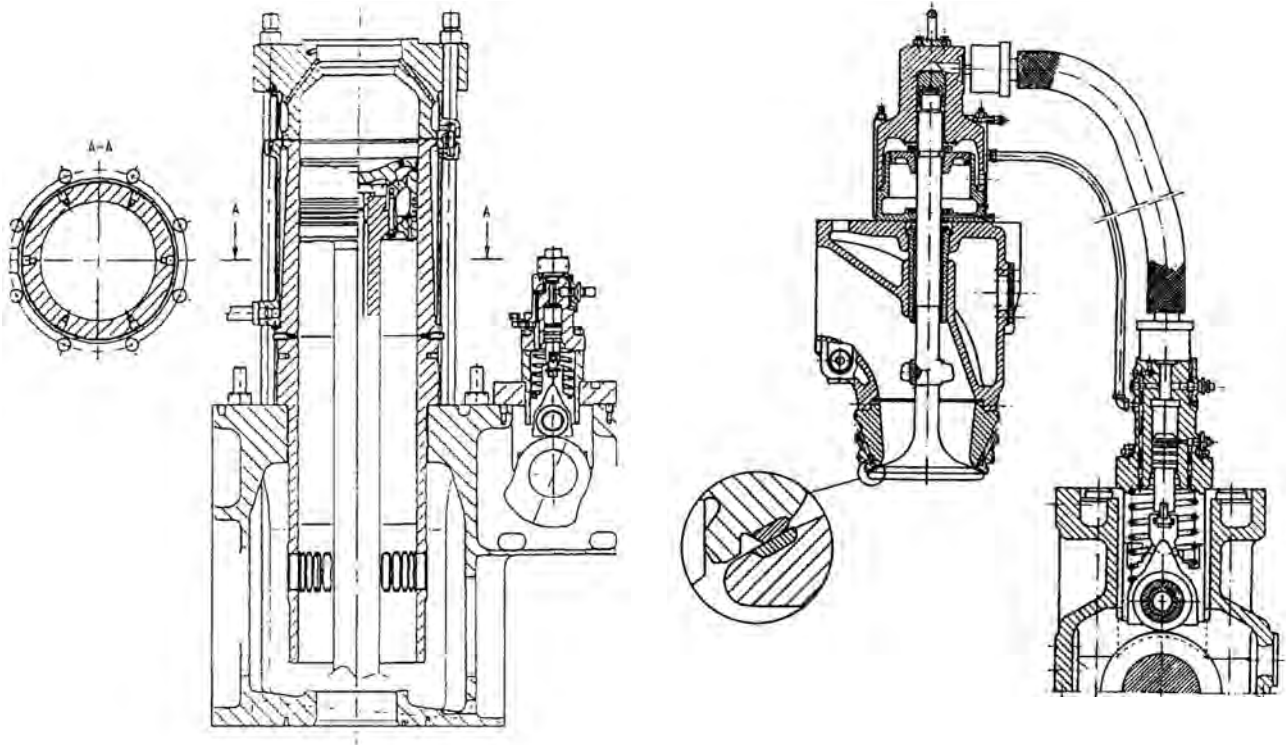
- 1) Valve turning mechanism,



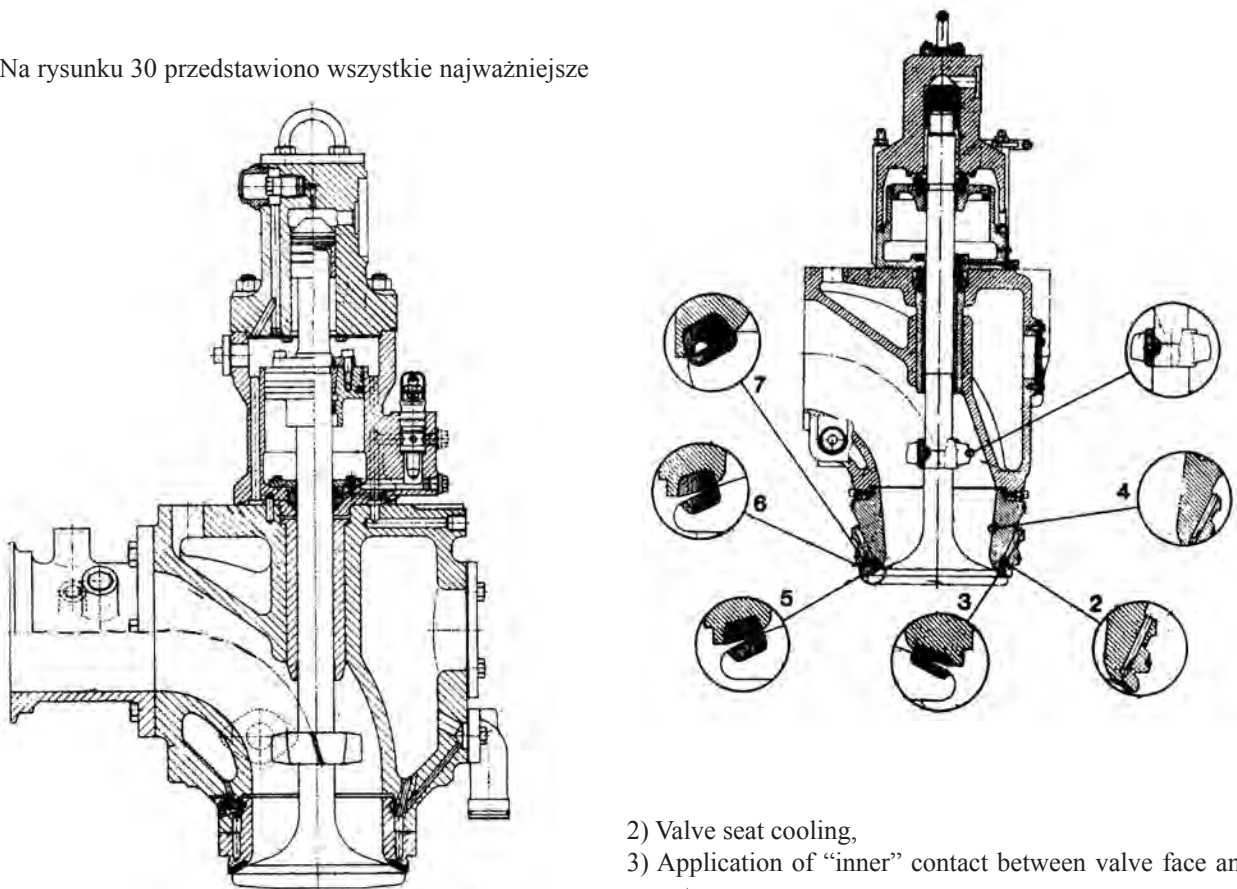
w których dolna część bloku w obrębie uszczelnienia drąga tłokowego nie jest chłodzona (tylko około 30% obszaru tulei jest chłodzone). W silnikach S-MC-C wysokość bloków znacznie zredukowano eliminując z nich chłodzenie wodą. Woda chłodząca dostarczana jest do płaszcza cylindrowego odrębnym przewodem (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 ilość śrub mocujących głowice z 16 do 8. Wprowadzono hydrauliczny napęd zaworu wylotowego (rys. 28) z nie chłodzoną lub chłodzoną strefą przyłgni (rys. 29 i 30).





Na rysunku 30 przedstawiono wszystkie najważniejsze



- 2) Valve seat cooling,
- 3) Application of "inner" contact between valve face and seat,
- 4) Valve seat shaped into Venturi tube.

The modifications mentioned above are standard on GB engines, whereas MC engines have the following improve-

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:

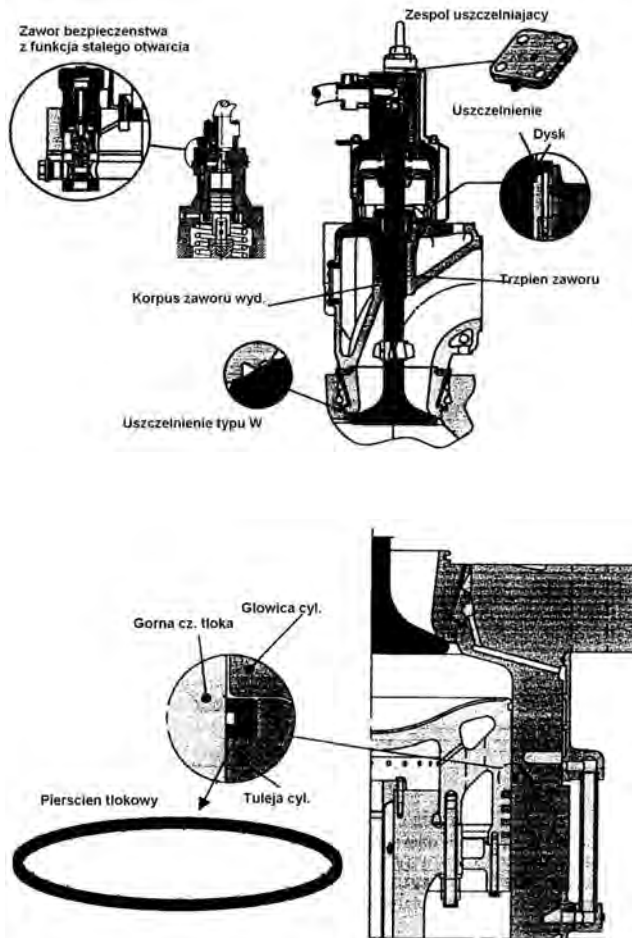
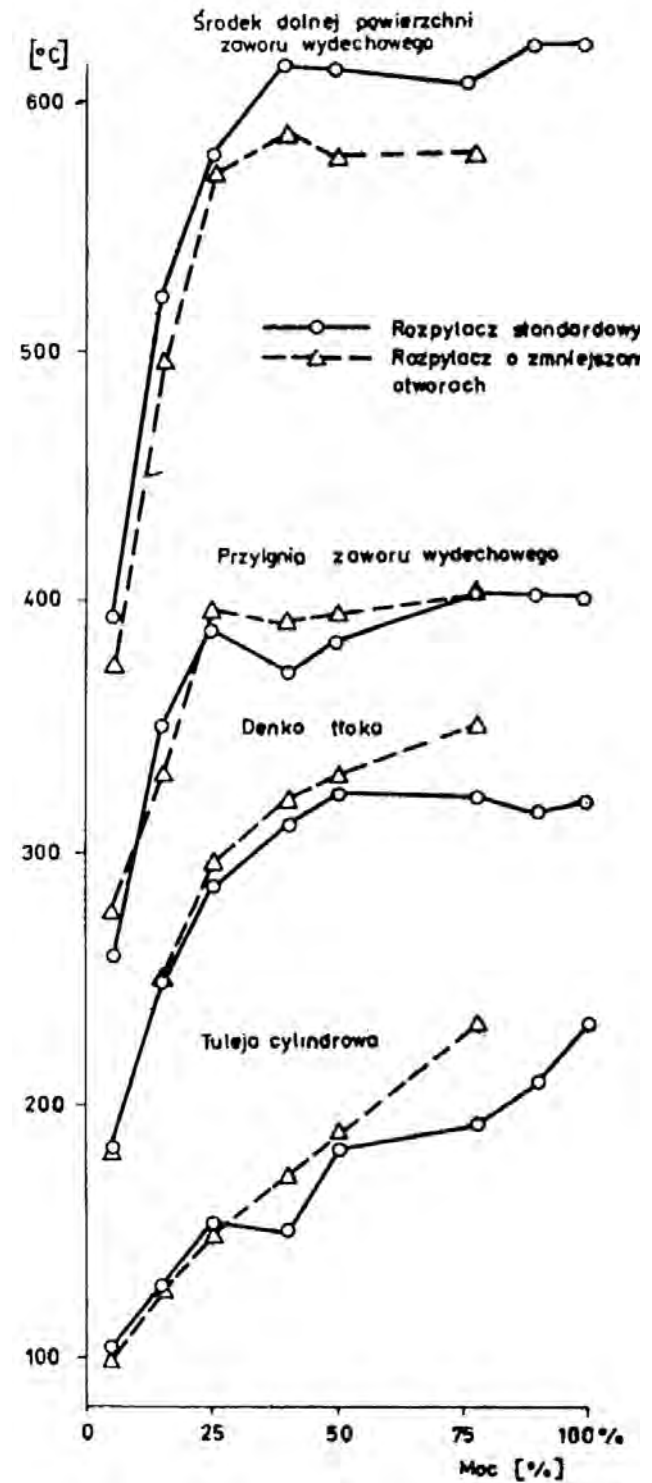
- 5) grubszą warstwę utwardzoną gniazda zaworu,
- 6) napawanie przylgni zaworu stopem Alloy 50,
- 7) komorę pierścieniową w gnieździe zaworu likwidującą nieszczelności.

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 pierścienie o nazwie *Piston Cleaning Ring* (PC). Zadaniem pierścienia jest usuwanie nagarów z rejonu korony tłoka (rys. 33). Na podstawie prac 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

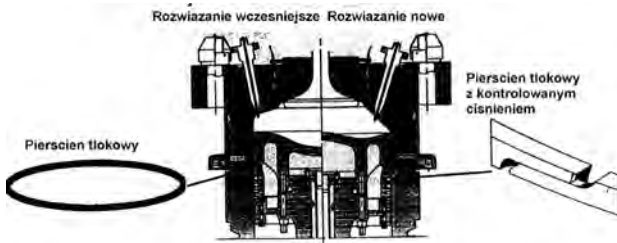
ments introduced:

- 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 leakage.



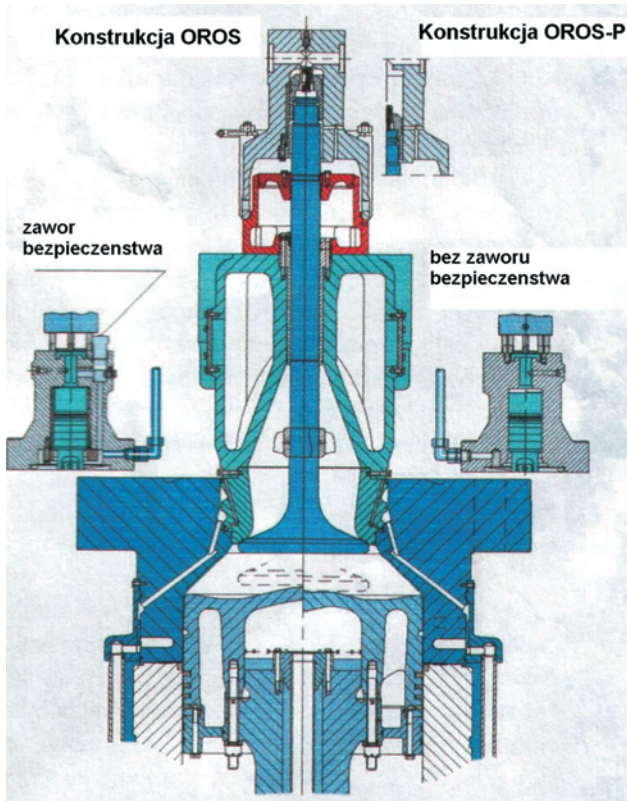
spalania o nazwie OROS-P.

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



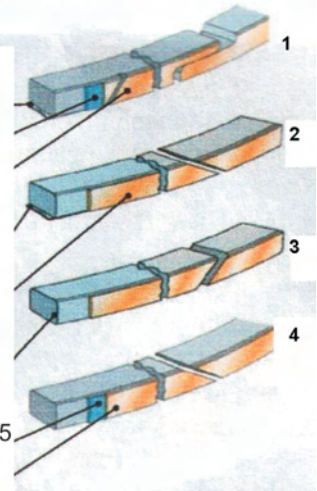
Pierścienie typu: "Hard coated/Semi Alucoat"

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



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 remove 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).

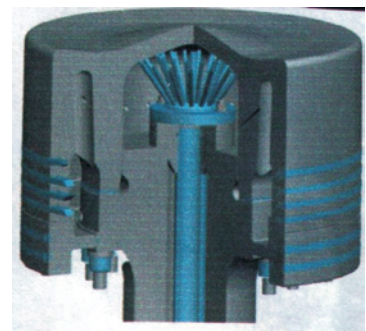
Piston has been equipped with a new set of rings (Fig. 34b). Figure 35 presents the last modification – OROS-P – introduced to combustion chamber.

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.

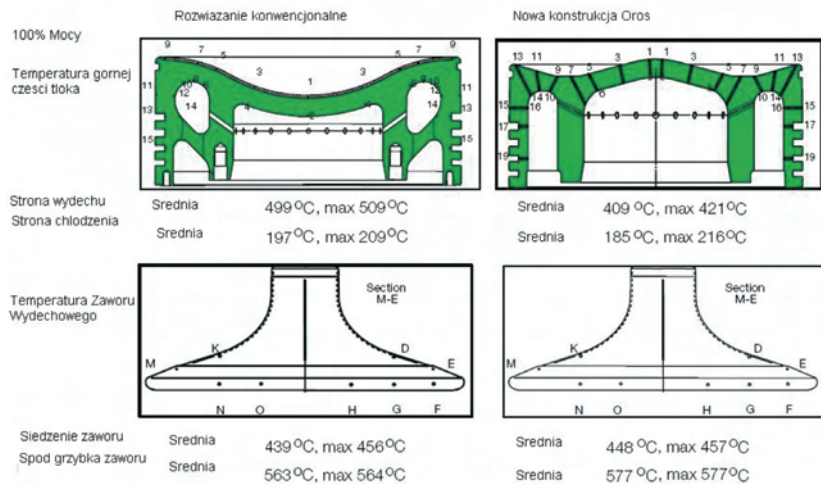
Figure 38 shows the calculated heat load on pistons of two different constructions. The design of cylinder liners assures that the temperature of the surface in cylinder liner upper part is slightly higher than the dew point which protects the liner against the low-temperature sulphur corrosion.

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



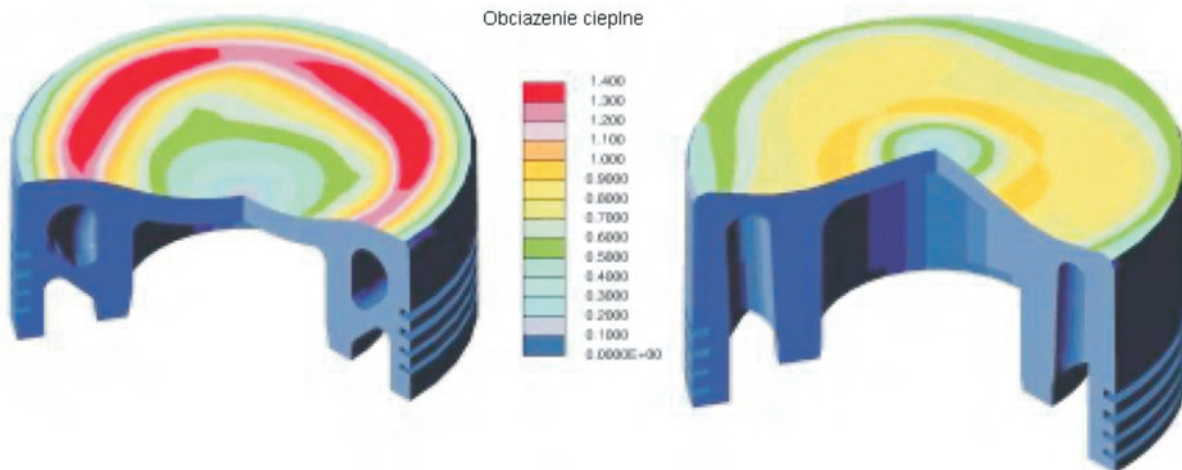
Tuleje cylindrowe są odlewami piaskowymi z żeliwa stopowego Tarkalloy o specjalnej strukturze i właściwościach materiałowych. Wymagania dla materiału tulei są podobne do wymagań stawianych żeliwu używanemu w tulejach silników Wärtsilä. Przy obróbce wykańczającej MBD preferuje płytkie honowanie, które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



K90MC-C

Oros K98MC-C



drowego 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

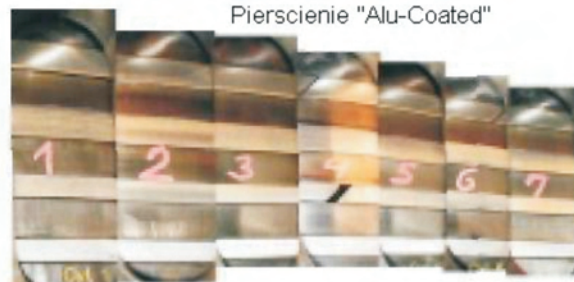
W historii rozwoju światowych rozwiązań konstrukcyjnych silników okrętowych silnik D55 był zapewne tylko epizodem, jednak w rozwoju polskich konstrukcji silnikowych stanowi przykład śmiałego nowatorskiego rozwiązania. W HCP-W2 rozpoczęto wykonanie części do pierwszego w kraju trzycylindrowego wodzikowego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

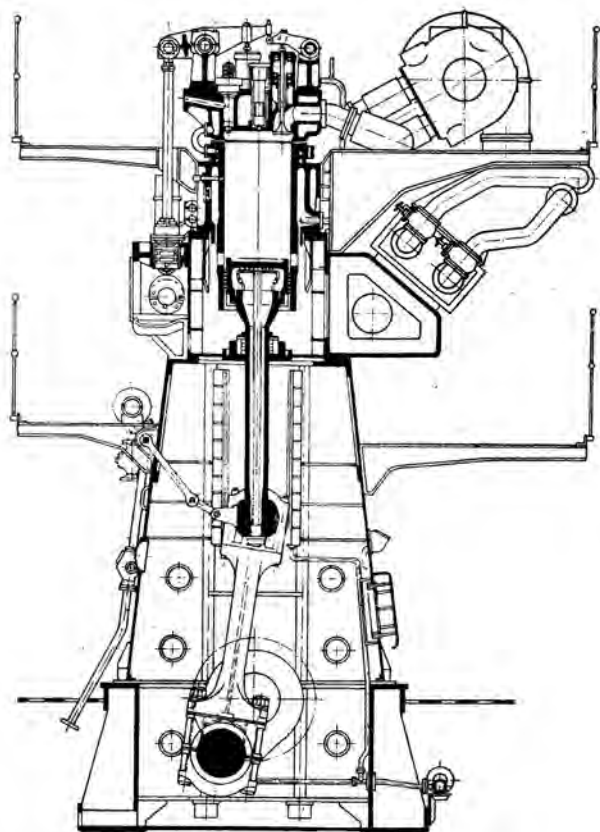
Założenia konstrukcyjne silników typu D55 przyjęte w końcu 1954 r. odpowiadały parametrom produkowanych wówczas silników okrętowych znanych firm światowych. Dokumentacja trzycylindrowego silnika doświadczalnego typu 3D55 stanowiła środkowy fragment silnika dziewięciocylindrowego. Dla wersji doładowanej o $D = 550$ mm i $S =$

Ondulacja Płytkie honowanie



Pierścienie "Alu-Coated"





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 Żizka). 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 prądowców 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

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 running-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 worldwide 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 Żizka) 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 shipbuilding industry and production of marine engines were leading lively discussions and arguing about the pur-

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 wzdluzne 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.

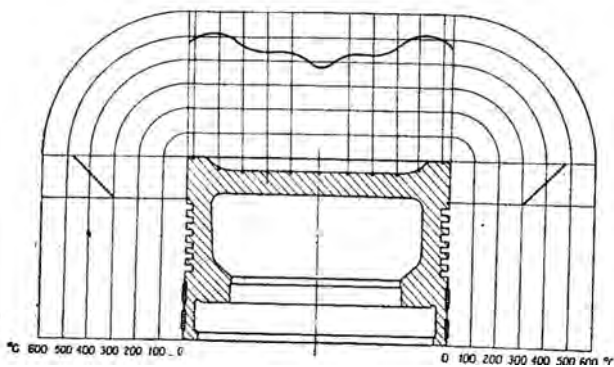
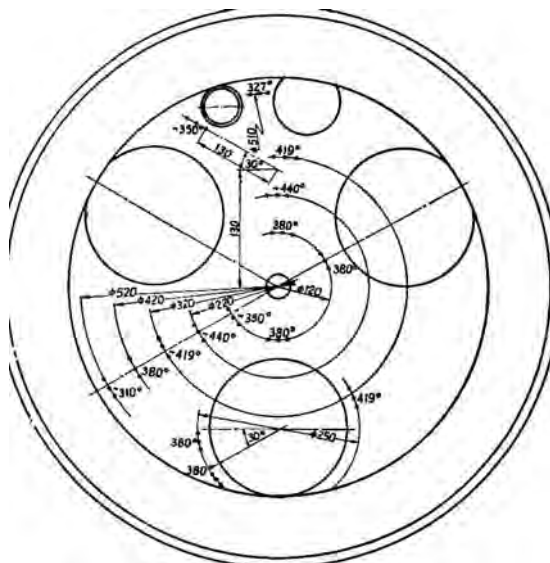
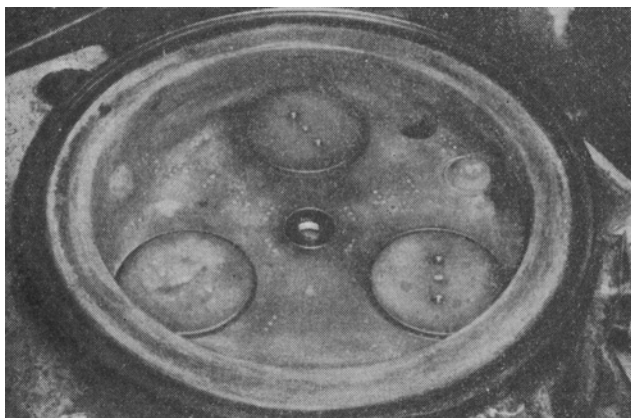
Dzisiejszy silnik sterowany elektronicznie stanowi nowy etap rozwoju dwusuwowych silników okrętowych i jest kontynuacją realizacji koncepcji, tzw. „silnika inteligentnego”. Trzy firmy konstruujące obecnie silniki tej grupy napędów okrętowych prawie jednocześnie począwszy od 2000 r. wdrożyły różne rozwiązania tego samego systemu sterowania wtryskiem paliwa i ruchem zaworu wydechowego.

Firma MAN B&W rodzinę silników sterowanych elek-

posefulness 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.

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 supercharg-



tronicznie 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 paliwa 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.

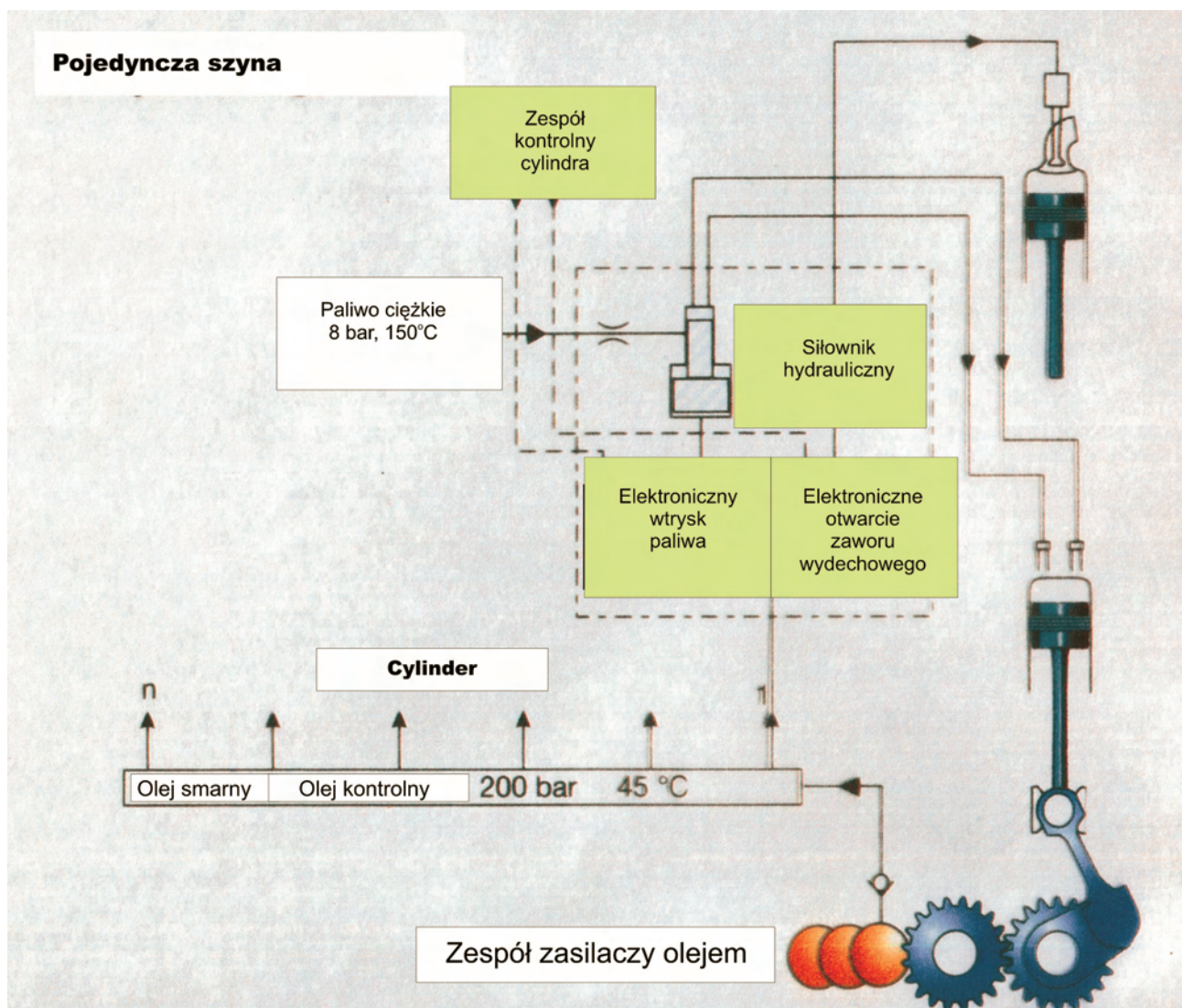
W rozwiązaniu silników typu S-ME-B sterowanie zawo-

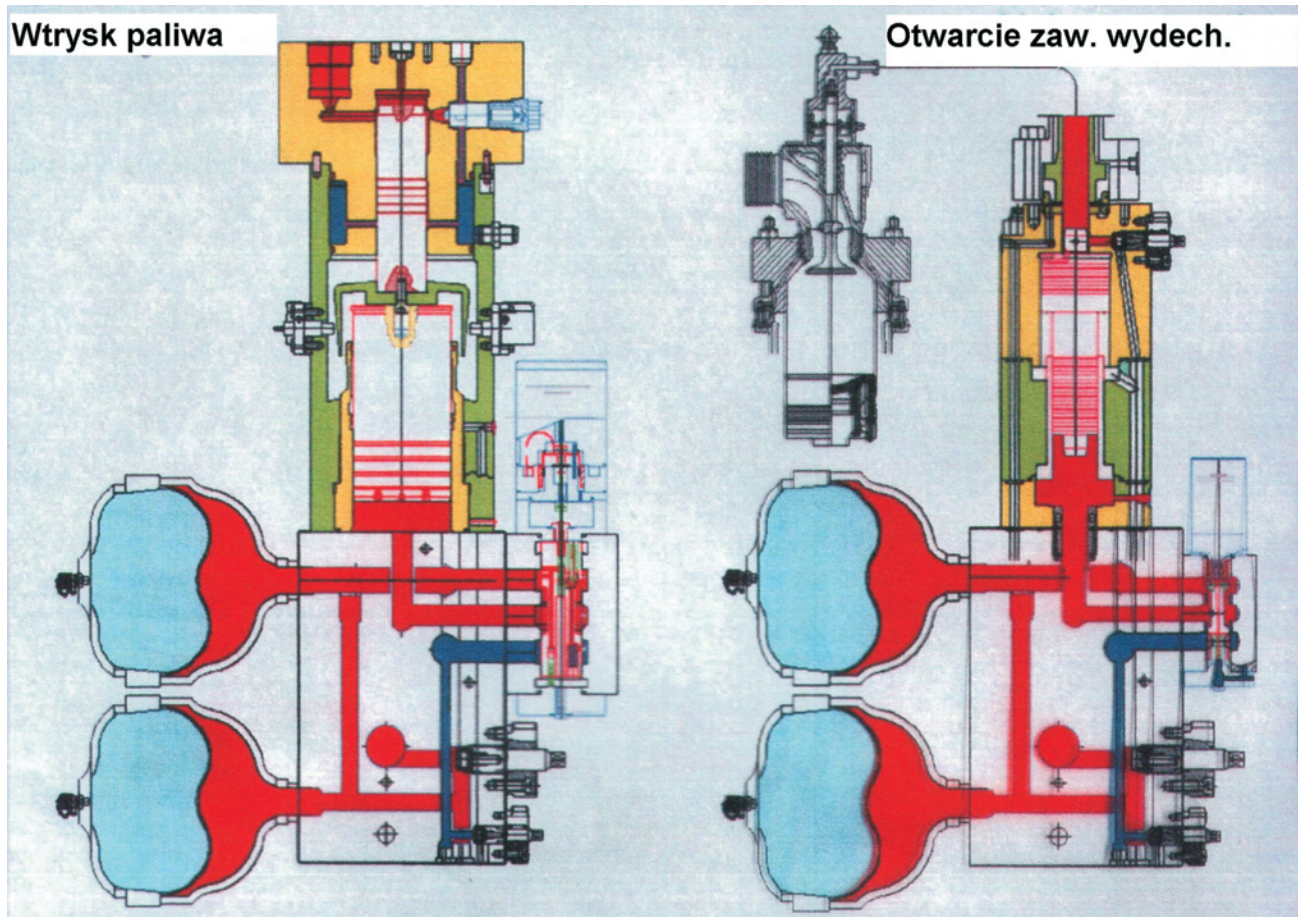
ing are the common features of D55 engines made by HCP. Engine cylinder cover was made of cast steel and equipped with three exhaust valves and one injector placed centrally. Oil-cooled piston was a homogenous steel forging; wet cast iron cylinder liners were applied. Temperatures on piston and cylinder 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.





rów 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 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.

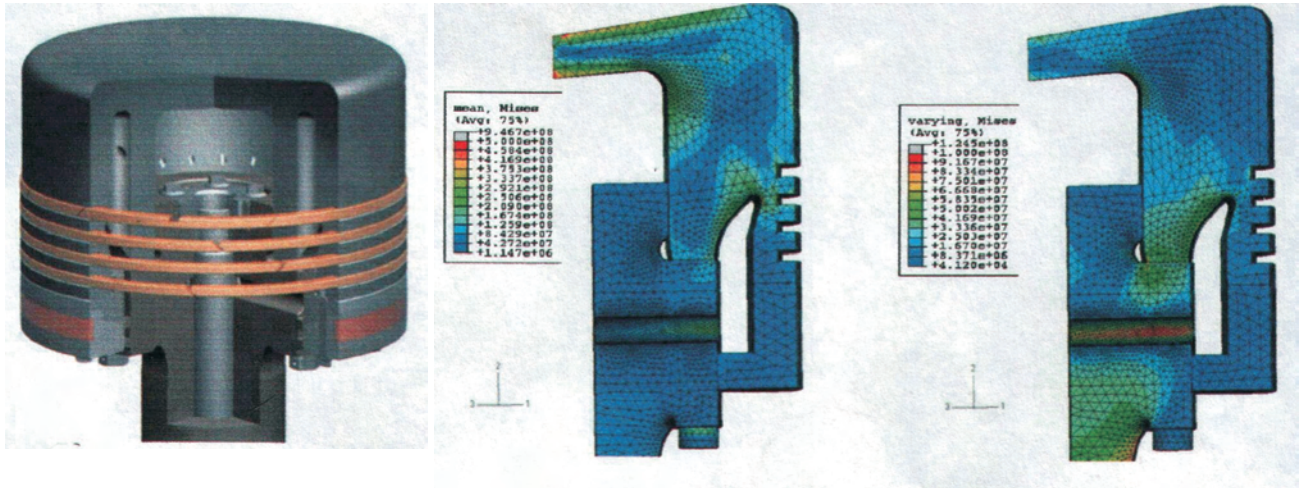
Firma Mitsubishi rodzinę swoich silników sterowanych elektronicznie oznaczyła symbolem Eco. Silniki te wykony-

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.

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-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.

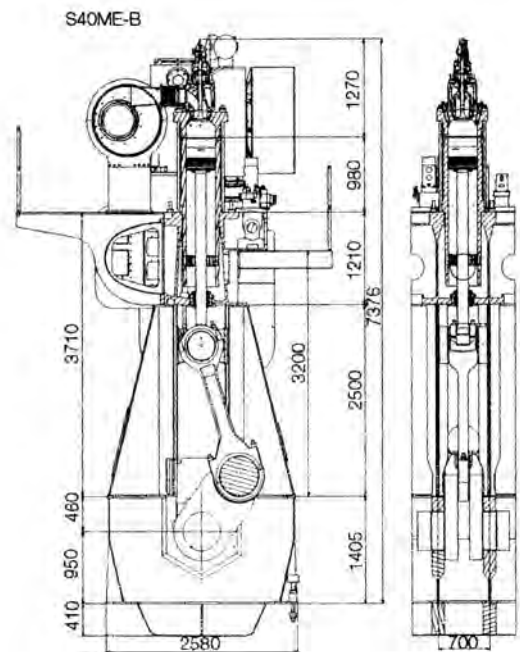
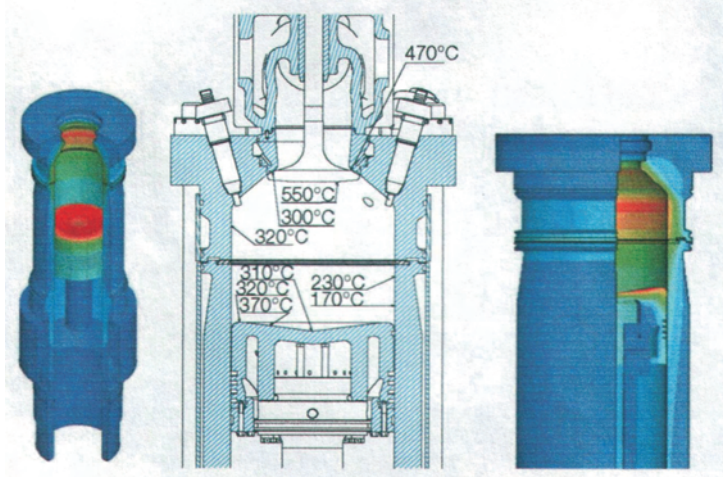
The point of the electronic control concept presented by MAN-B&W is that the control oil is supplied at the pressure of 200 bar to hydraulic actuators on particular fuel and valve pumps. Electronic fuel injection unit and valve activation unit decide about the moment when the hydraulic actuator is opened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



wane są w neciu różnych średnic cylindrów.

MFP = 21 bar and P more than 160 bar these engines are



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

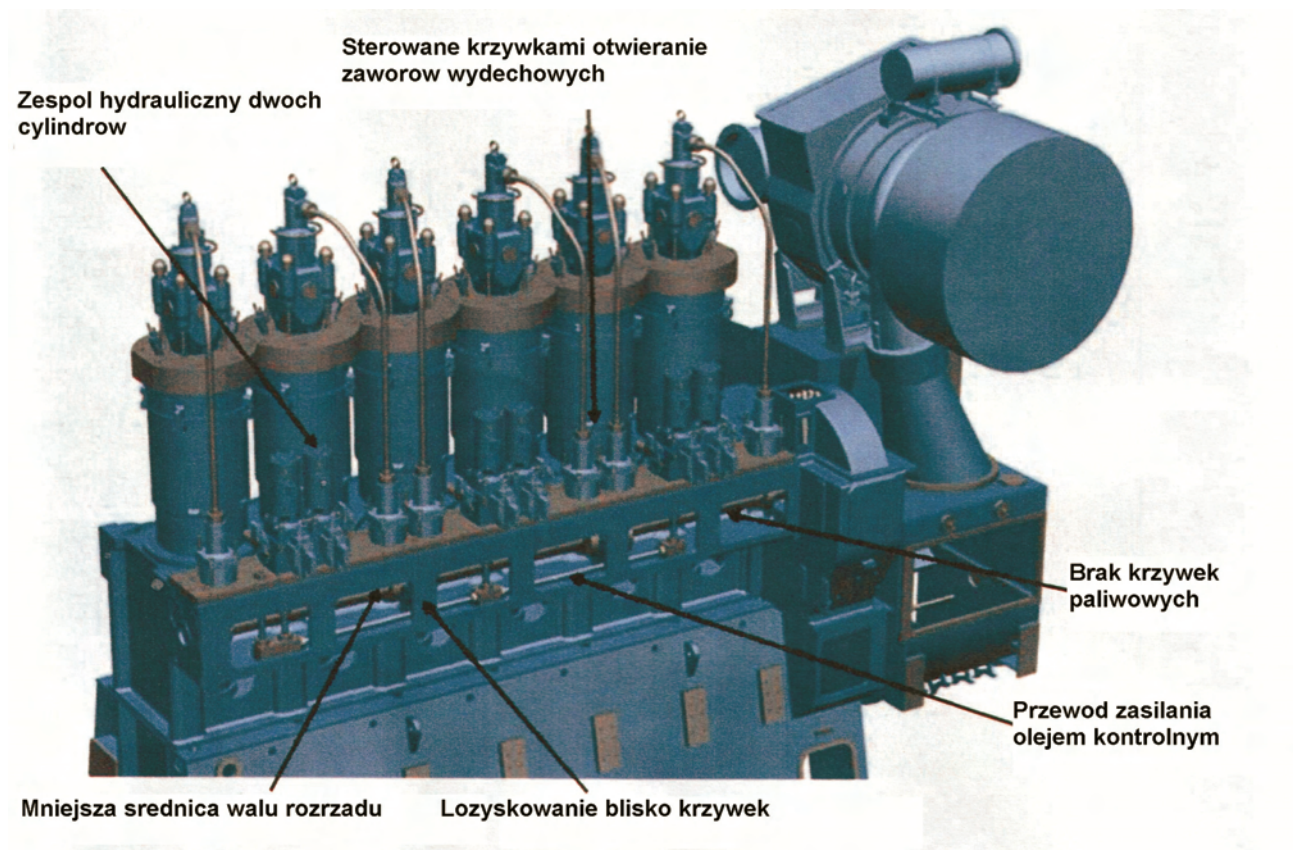
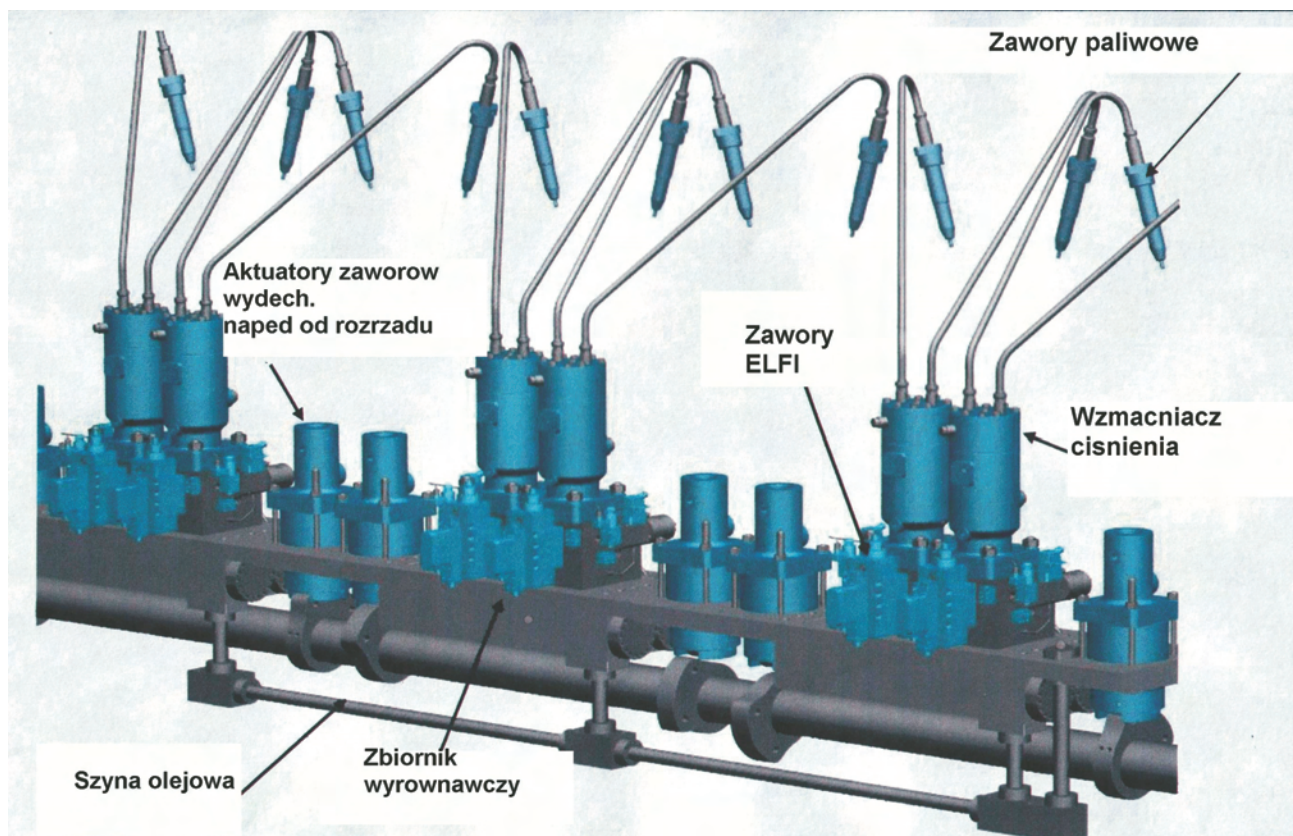
Obydwie firmy informują o dalszym doskonaleniu silników sterowanych elektronicznie. Firma Wärtsilä skon-

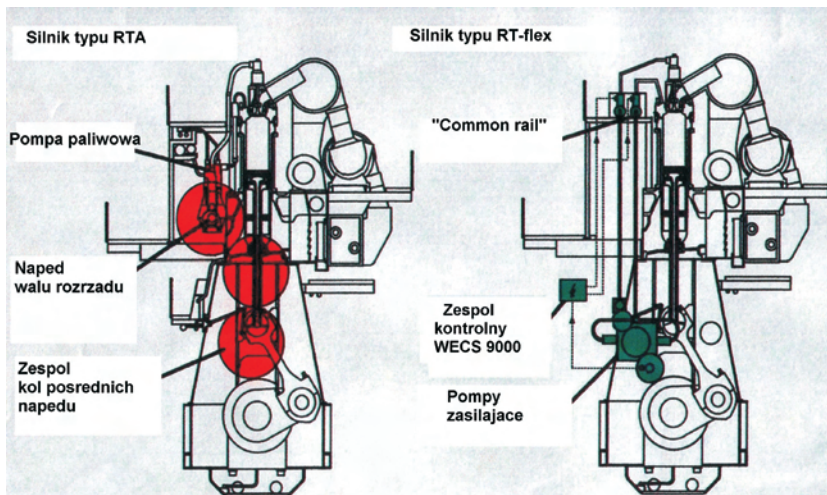
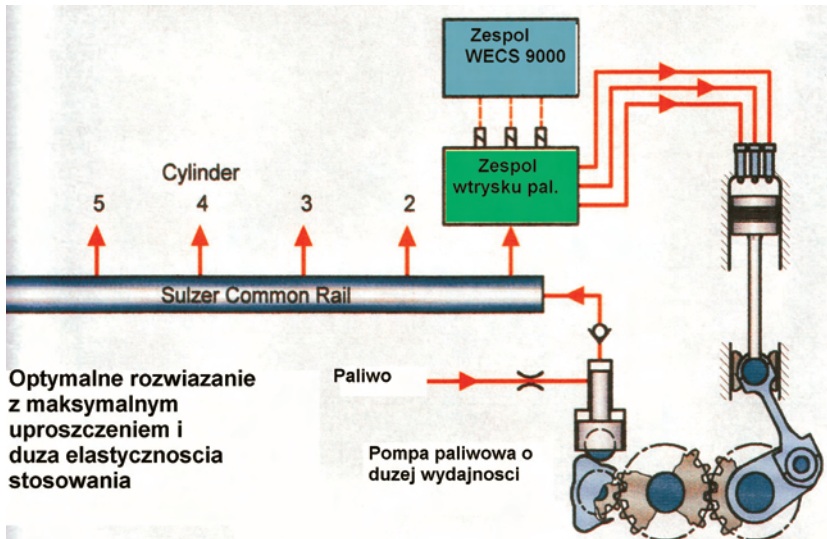
characterized by cylinder power not obtained so far, e.g. for 6S35ME-B engine it amounts to 870 kW/cyl. at 167 rpm. The elements of combustion chamber installed on these engines are completely modified (Fig. 42, 43 and 44).

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.





struowała 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 licencjodawców 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 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

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 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 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

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

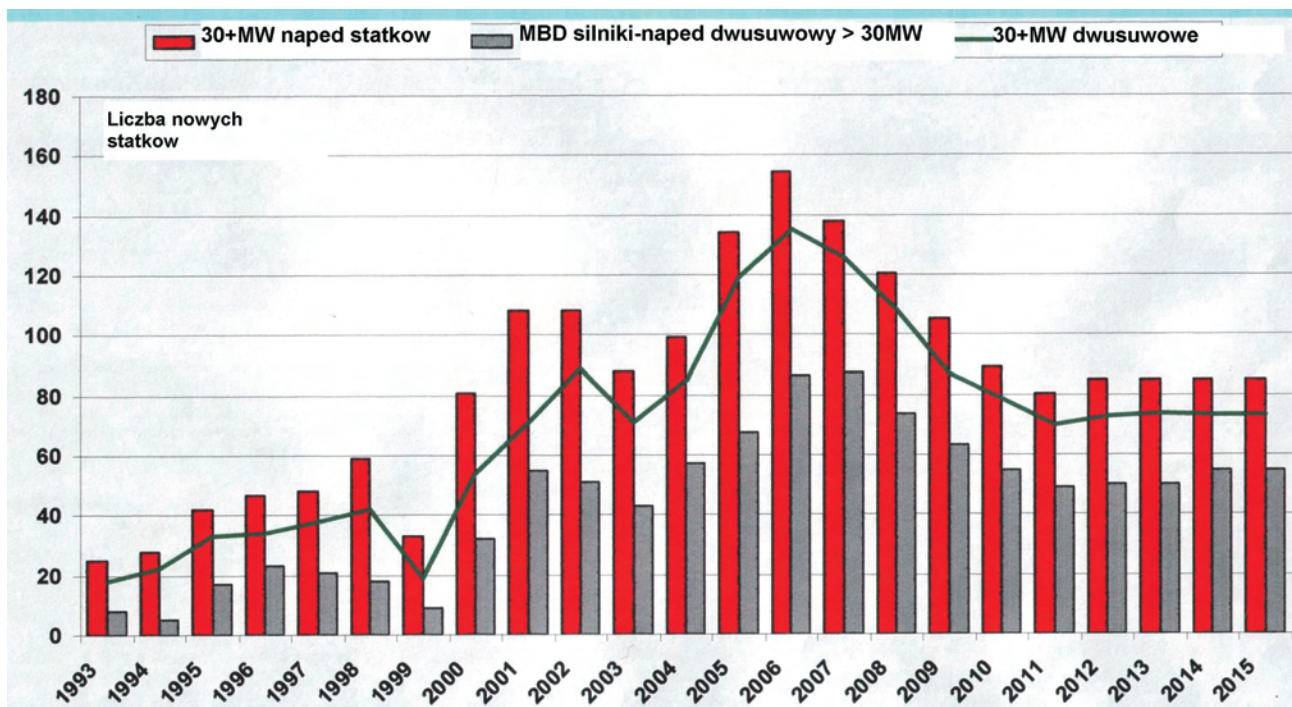
Z podanych zestawień wynika wzrost zapotrzebowania na jednostki napędowe dla nowobudowanych statków. Moż-

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.

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.



na 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 prostota 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

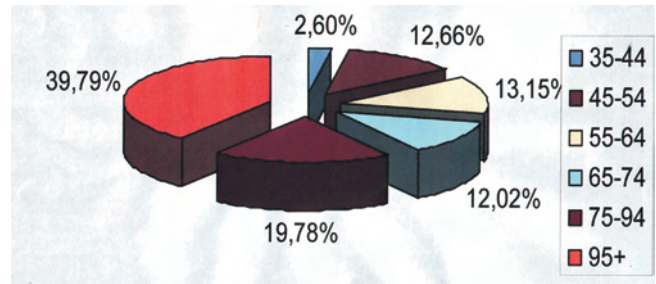
On the basis of the tabulated numbers it may be easily deduced that there exists a growing need for prime movers.

	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
Złomowania	28.3	28.7	27.1	10.6	8.5	13.1	13
Dostawy-złomowania	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

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.

H. Cegielski-Poznań jest przygotowany do produkcji pełnego typoszeregu silników, zarówno konstrukcji Wärtsilä (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



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 will be surely still equipped with two-stroke engines since these are

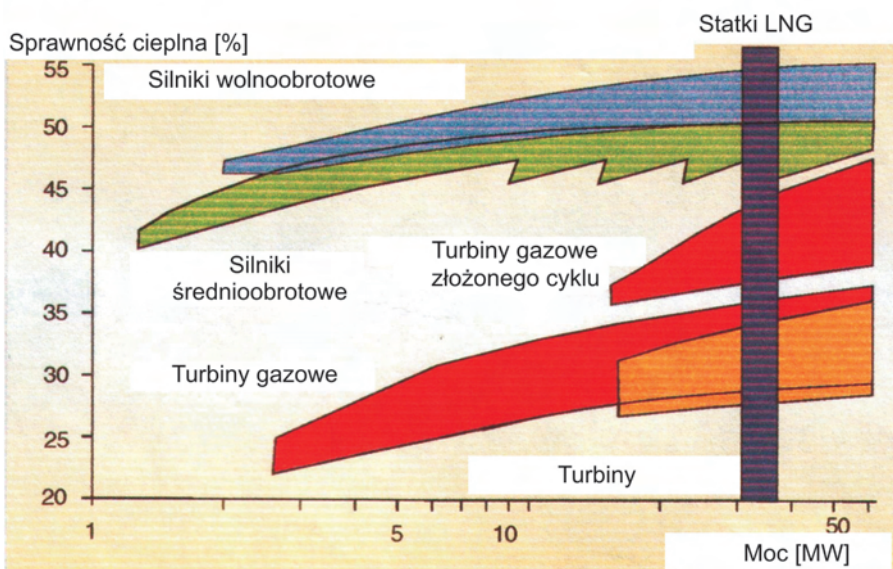
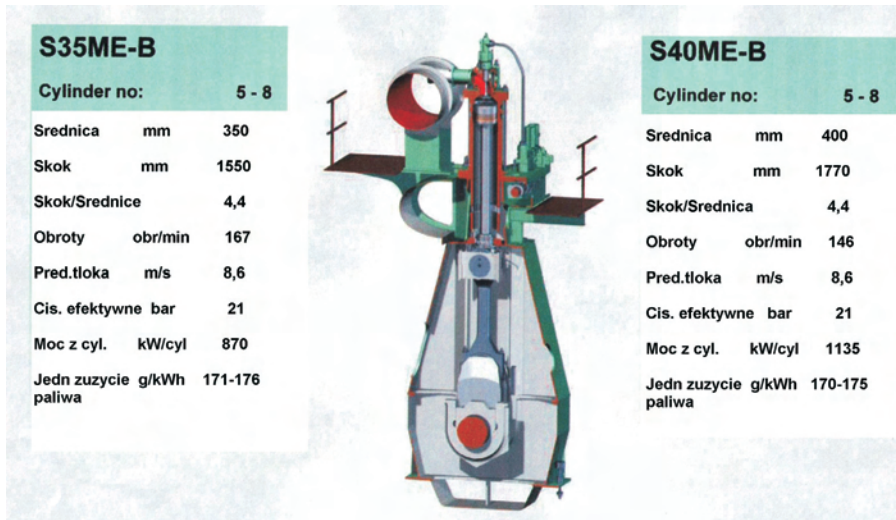
characterized by such advantages as high power concentration, high overall efficiency, easy access to cheap heavy fuel oils and simple construction of engine room and engine itself. During the last few years there has been noted an enormous demand for the world largest engines with 12 or 14 cylinders with cylinder bore over 950 mm.

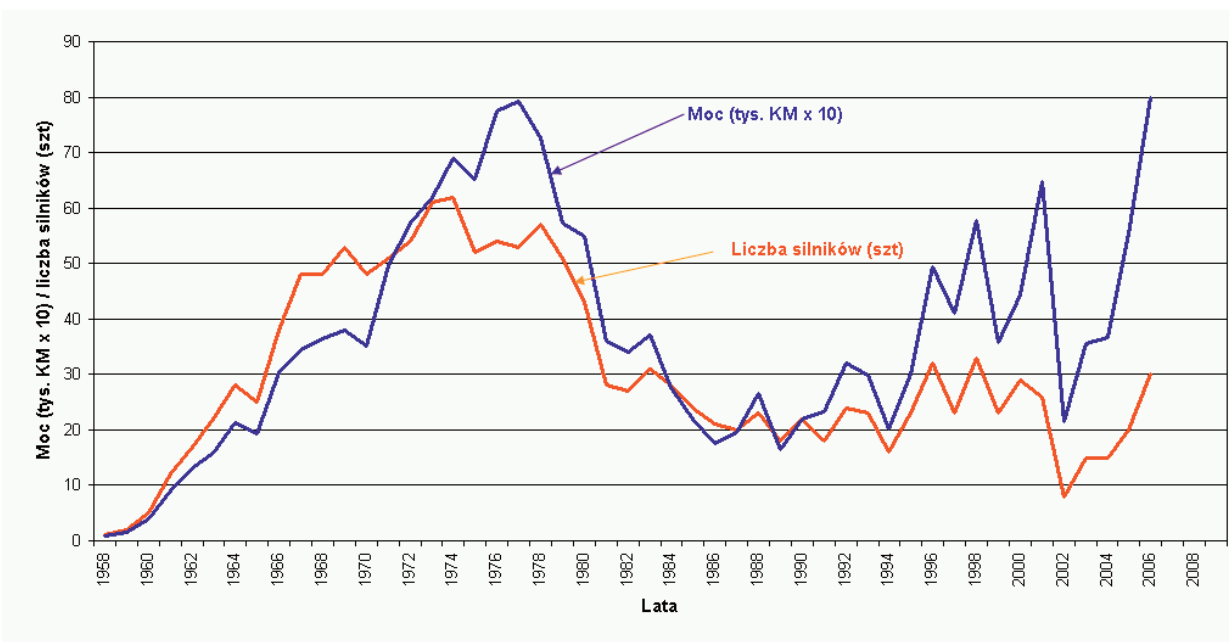
The above tendency is presented in Figure 52 which shows the orders in percentage terms for the engines with various bores placed in 2005.

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





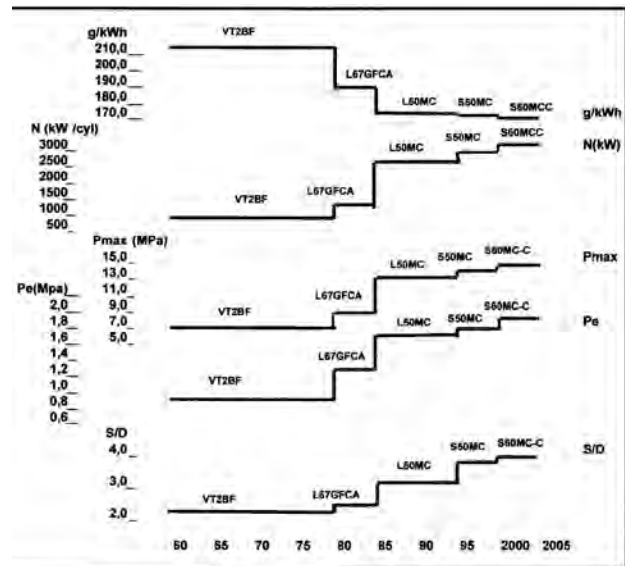
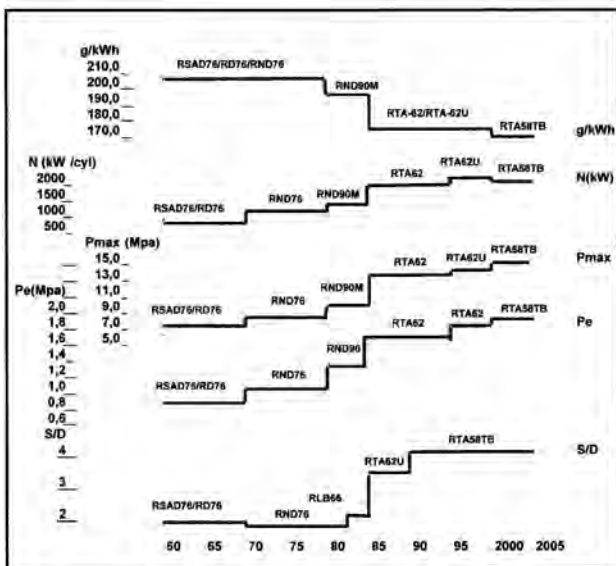
hamowanego silnika. HCP może produkować silniki do średnicy 820 mm i mocy 45 000 kW. Możliwości te w zasadzie pokrywają zapotrzebowanie stoczni krajowych, stoczni niemieckich i stoczni basenu Morza Czarnego.

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

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 production 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



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.

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

engines in Europe.

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

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

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

Rodzina	Liczba sil	Liczba cyl	Łączna moc (kW)	Czas produkcji
Silniki H. Cegielski - Wartsila-Sulzer				
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
Razem	1136	7 017	13 386 100	1958 - 2006
Silniki H. Cegielski - Burmeister & Wain				
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
Razem	306	1 931	3 942 050	1963 - 2006
Silniki H. Cegielski - MAN				
L32/40	11	88	57 450	2000
Silniki H. Cegielski				
D55	17	123	83 500	1961 - 1971
Razem	1470	9 159	17 469 100	1958 - 2006

wysokoprężnych od 1958 roku przedstawiona jest w tab. 3.

Skróty i objaśnienia / *Nomenclature*

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

Artykuł recenzowany

Literatura / *Bibliography*

- [1] Polish Maritime Economy: Facts and Figures. Wyd. Polish Chamber of Foreign Trade, Warszawa 1962.
 [2] Stocznia Gdańska w dwudziestoleciu 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, www.wartsila.com, www.manbw.com.



Roman WALKOWIAK*
Marek MICHALSKI
Stanisław PRYMOWICZ

Rozwój konstrukcji spawanych i technologii spawania w budowie dwusuwowych silników okrętowych

W artykule przedstawiono zmiany konstrukcyjne wprowadzane w głównych zespołach silników okrętowych: podstaw, skrzyń korbowych, bloków cylindrowych oraz zachodzące zmiany w technologii ich wytwarzania.

Słowa kluczowe: silnik okrętowy, technologia, technologie spawania

Development of welded constructions and welding technologies in building marine two-stroke engines

The article presents design modifications implemented in main assemblies of marine engines, such as bedplates, frame boxes and cylinder frames, and changes occurring in their production technology.

Key words: marine engine, technology, welding technology

1. Wstęp

W tym roku minęło 50 lat od zakupu licencji szwajcarskiej firmy Sulzer Brothers Ltd na produkcję silników okrętowych i od rozpoczęcia przygotowań do produkcji takich silników przez byłą Fabrykę Parowozów HCP. Za 3 lata minie także 50 lat od podpisania umowy licencyjnej z duńską firmą Burmeister&Wain. Przemianowana w 1958 roku Fabryka Parowozów na Fabrykę Silników Okrętowych rozpoczęła produkcję licencjonowanych silników w wersjach silników okrętowych napędu głównego oraz silników stacjonarnych dla elektrowni lądowych.

Niezależnie od licencji, mocy, wielkości, typów oraz zastosowania okrętowych silników dwusuwowych, do ich głównych zespołów należą podstawa, skrzynia korbowa, zasobnik powietrza, kolektor wylotu spalin i wiele innych mniejszych zespołów zaprojektowanych i wykonywanych jako konstrukcje spawane. Na przestrzeni 50 lat produkcji widoczne są zmiany zachodzące w rozwiązaniach konstrukcyjnych zespołów silników, technologii wykonywania ich elementów, które wyniknęły z postępu nauki, nabywanego doświadczenia w projektowaniu, komputeryzacji obliczeń wytrzymałościowych, komputeryzacji opracowywania dokumentacji konstrukcyjnej i technologicznej, z zamówień przez armatorów silników coraz większej mocy, czy ze zmian w przepisach towarzystw kwalifikacyjnych i w normach.

Spośród wymienionych spawanych zespołów silnika najważniejszą rolę ze względu na przenoszone obciążenia spełniają podstawa i skrzynia korbowa, które wraz z blokami cylindrowymi połączone są ściągami śrubowymi tworząc układ nośny silnika. Zespoły te charakteryzować się muszą dużą wytrzymałością, sztywnością i jakością. W tym artykule zostały przedstawione zmiany w konstrukcjach tych zespołów wprowadzane w ciągu kilku ostatnich lat oraz krótki zarys metod i technologii spawania obecnie stosowanych przy ich wykonywaniu.

1. Introduction

It is now fifty years since the former HCP Steam Locomotive Factory bought a licence from the Swiss company Sulzer Brothers Ltd., and started preparations for the production of marine diesel engines. In three years, it will also be fifty years since a licence agreement was signed with the Danish company Burmeister&Wain. After the Steam Locomotive Factory had been renamed to Marine Engine Factory in 1958, it started to manufacture licence engines in the version of marine engines for main propulsion, and stationary engines for land power stations.

Irrespective of licence, power rating, size, type and place of operation, the main components of marine two-stroke engines include bedplate, frame box, air receiver, exhaust gas manifold, and many other smaller assemblies designed and manufactured as welded constructions. During the fifty years, the design solutions of those engine assemblies, as well as the manufacturing technology of elements and assemblies, have undergone visible changes resulting from the scientific progress, acquired experience in designing, computerization of strength calculations, computerized preparation of design and production technology documentation, ship owner orders for engines of higher and higher power rating, and alterations in the Classification Societies rules and standards.

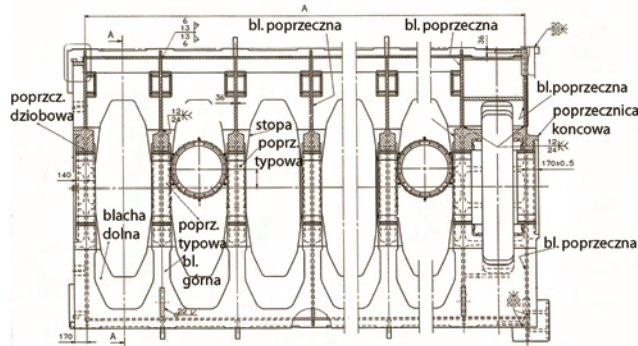
Among the mentioned welded engine assemblies, the most important role due to carried load is performed by bedplate and frame box; together with cylinder frames, they are connected by means of stay bolts, forming the engine supporting system. The assemblies must be characterized by a high strength, rigidity and quality. Therefore this article presents modifications introduced in the design of those structures in the last few years, and outlines the welding methods and technologies applied (at present) during their manufacture.

2. Engine bedplate

2. Podstawa silnika

Podstawy silników okrętowych jako główne zespoły nośne przejmujące ciężar silnika i niewyównoważone siły mechanizmu korbowego, ze względu na gabaryty i masę wynoszącą od ok. 40 do 100 ton, wykonywane są najczęściej w wersji spawanej. W ich skład wchodzi podzespoły poprzecznic: dziobowej, typowych, rufowej wewnętrznej i zewnętrznej wraz z blachami poprzecznymi. Podzespoły poprzecznic są połączone ze sobą blachami wzdłużnymi: górnymi, dolnymi i bocznymi tworząc podstawę. Od dołu podstawa jest zamknięta misą olejową. Na rysunku 1 przedstawiono widok podstawy silnika z góry i w przekroju A-A.

Podzespoły poprzecznic (dziobowej, typowej i końcowej) silników składają się z poprzecznic odlewanej ze stali (lub z blach lano-kutych o grubości 250 mm) i blach poprzecznych po obu jej stronach. Poprzecznic najczęściej wykonywane są jako odlewy stalowe i wykazują więcej zalet niż blachy lano-kute; są przede wszystkim lżejsze i



łatwiejsze w obróbce mechanicznej.

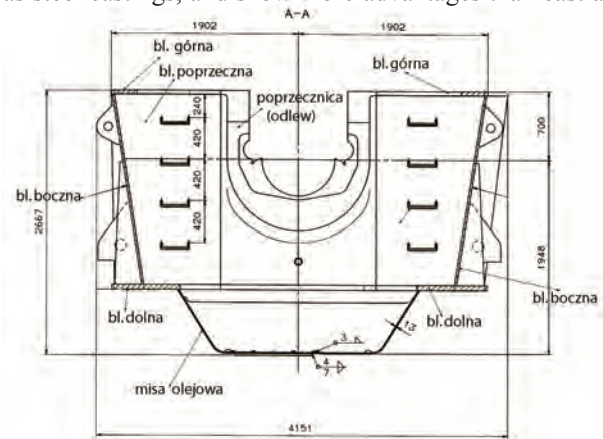
W zależności od rozwiązania konstrukcyjnego do odlewanej poprzecznic przyspawane są blachy poprzeczne po jednej lub dwie z każdej strony. Przykładowe rozwiązania konstrukcyjne tych podzespołów przedstawiono na rysunkach 2 i 3.

We wcześniejszych typach silników w podzespoły poprzecznic występują po dwie blachy poprzeczne z każdej strony odlewu poprzecznic (rys. 2). W złączeniu poprzecznic z blachą poprzeczną zaprojektowano spoinę „ $\frac{1}{2}V$ ” (szczegół D) wykonywaną w pozycji podolnej (PA) na naturalnej podkładce, którą stanowi sama poprzecznic, co znacznie ułatwia wykonywanie warstwy graniowej.

Podczas montażu spawalniczego podstawy (składanie z podzespołów i elementów) blachy poprzeczne podzespołu poprzecznic są łączone z blachami dolnymi, górnymi i bocznymi spoinami typu „ $\frac{1}{2}V$ ” w pozycji naściennej (PC) i pionowej (PF), z dostępem tylko z jednej strony. Spawanie od strony wewnętrznej uniemożliwia niewielka odległość między blachami poprzecznymi równa szerokości odlewu poprzecznic wynosząca w zależności od typu silnika do 250 mm. Wykonanie takich spoin jest trudne, wymaga dużego

As the main supporting assemblies carrying the engine weight and taking the unbalanced forces of the crank mechanism, the marine engine bedplates, due to their overall dimensions and mass from about 40 to 100 ton, are most often made in the welded version. They include the main bearing support subassemblies: main bearing support – fore, main bearing supports, main bearing supports – aft (internal and external) together with transverse plates. The bearing support subassemblies, connected with one another by top, bottom and side longitudinal plates, form the bedplate. Underneath, the bedplate is closed with oil pan. Figure 1 shows the engine bedplate top view and section A-A.

The engine bearing support subassemblies (main bearing support – fore, main bearing supports, and main bearing support – aft) are made up of cast steel bearing support (or cast and forged plates 250 mm thick) and transverse plates on its both sides. Main bearing supports are most often made as steel castings, and show more advantages than cast and

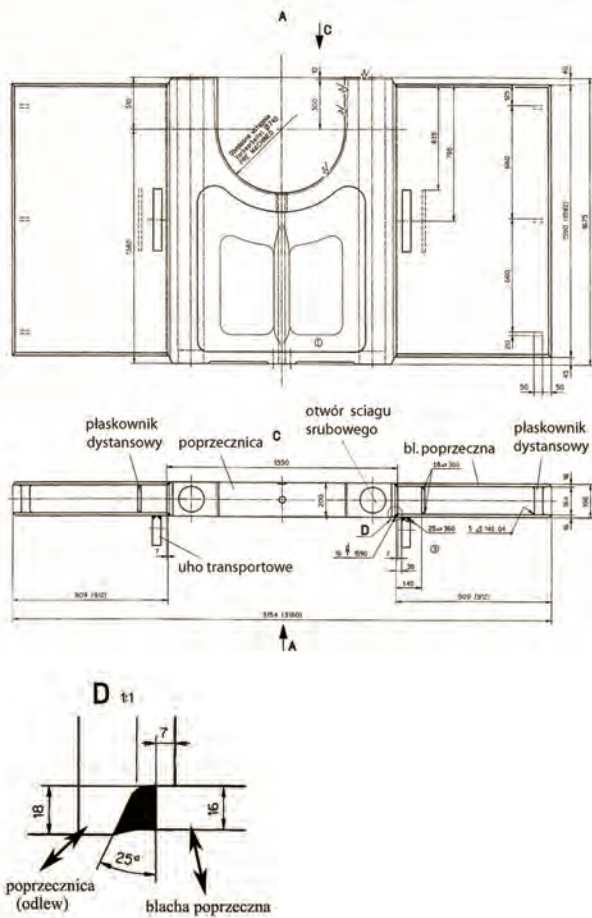


forged plates. First of all, they weigh less and their machining is easier; thus, they are used most frequently.

Depending on a design solution, one or two transverse plates are welded to the cast bearing support on each side. Examples of design solutions of the subassemblies are shown in Figures 2 and 3.

In the previous engine types, the bearing support subassembly includes two transverse plates on each side of the bearing support casting (Fig. 2). In the joint between the bearing support casting and transverse plate, a single-bevel butt weld is designed (detail D). The weld is made in the flat position (PA) with the natural backing represented by the bearing support itself, which makes it much easier to lay the root pass.

During the bedplate welding fitting (putting subassemblies and elements together), the transverse plates of the bearing support subassembly are connected, among other things, with bottom, top, and side plates by means of single-bevel butt welds in the horizontal position (PC) and vertical upwards position (PF) with access on one side only. Welding from the inside is rendered impossible by a small distance between the transverse plates, equal to the bearing



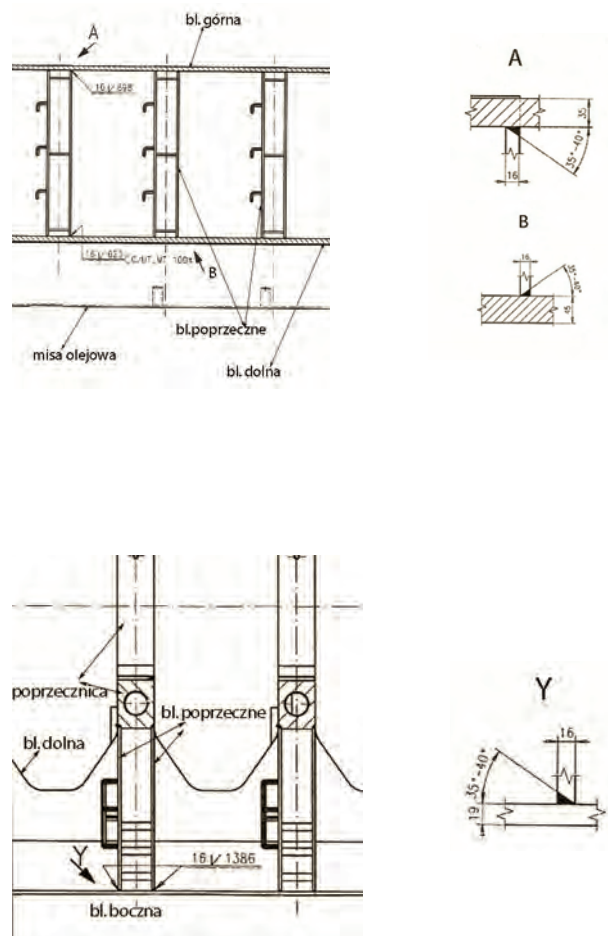
doświadczenia i umiejętności spawaczy. W takim rozwiązaniu występuje niekorzystny rozkład naprężeń, szczególnie w grani. W tych połączeniach czasami zdarzają się pewne uchybienia spoin, których usunięcie jest bardzo kłopotliwe i kosztowne. Znacznie łatwiejsze jest wykonywanie spoin pomiędzy blachami poprzecznymi a blachami dolnymi (pozycja spawania PC) i bocznymi (pozycja spawania PF), gdyż widoczność wykonywanych spoin i dostęp są lepsze. Przekrój połączeń blach poprzecznych z blachą boczną oraz blachami górną i dolną przedstawiono na rysunkach 3 i 4.

W nowszych typach silników odchodzi się od takiego rozwiązania konstrukcyjnego i w podzespołe poprzecznicę występuje jedna blacha poprzeczna z każdej strony poprzecznicę (rys. 5). Blachy te połączone są z poprzecznicą (odlewem stalowym) dwustronnymi spoinami „K”. Spawanie blach z poprzecznicą jest nieco trudniejsze niż w poprzednim rozwiązaniu, gdyż odbywa się bez naturalnej podkładki, jednak możliwość spawania w pozycji podłonej (PA) i dostęp do spoiny z obu stron gwarantuje wykonanie spoin o żądanej klasie jakości. Zaleta ukosowania typu „K” blach poprzecznych uwidacznia się także podczas montażu spawalniczego podstawy z podzespołów poprzecznic i blach. Spoiny pomiędzy blachami poprzecznymi, blachami dolnymi, górnymi i bocznymi podstawy, tak jak w poprzednim rozwiązaniu, wykonywane są półautomatycznie w pozycji naściennej (PC) i pionowej z dołu do góry (PF), jednak spoin jest o połowę mniej i z dostępem z obu stron. Uchybienia

support casting width; depending on engine type, the distance amounts to 250 mm. It is difficult to make that kind of welds; welders must be very experienced and skilled.

In such a solution, a disadvantageous stress distribution appears, particularly in the root. In those joints, some weld deviations happen sometimes, and it is very troublesome and expensive to remove them. It is much easier to make welds between transverse plates and bottom plates (welding position PC) and side plates (welding position PF), because the visibility of and access to the welds being laid are better. A cross-section of joints between transverse plates and side plate and top and bottom plates is shown in Figures 3 and 4.

In newer engine types, this kind of design solution is applied less and less frequently, and the bearing support assembly is provided with one transverse plate on each side of the bearing support (Fig. 5). Those plates are connected with the bearing support (steel casting) by two-sided double-bevel butt welds. The welding of plates with the bearing support is a little more difficult than in the former solution, because it is done without natural backing; however, the possibility of welding in the flat position (PA), and access to weld on both sides guarantee that the welds made will be of the required quality grade. The advantage of the new solution,



Rys. 4. Połączenie blach poprzecznych z blachami bocznymi [1]

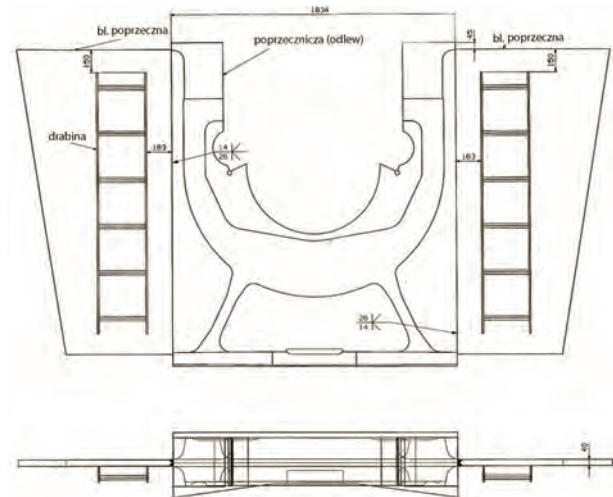
Fig. 4. Joint between transverse plates and side plates [1]

spoin występują znacznie rzadziej, gdyż łatwiej jest kontrolować spoinę graniową.

Na rysunku 6 przedstawiono przekroje złączy spawanych jakie tworzą blachy poprzeczne z blachami górnymi i dolnymi. W taki sposób zaprojektowane złącza zapewniają technologiczność konstrukcji. Po ich wykonaniu istnieje możliwość kontroli wizualnej (VT) lub magnetyczno-proszkowej (MT) warstwy przetopowej od strony grani, co pozwala usunąć ewentualne uchybienia spoiny na samym początku jej tworzenia, a nie po całkowitym wykonaniu i po badaniach ultradźwiękowych (UT).

Spoiny pomiędzy odlewem stalowym a blachami poprzecznymi wykonywane są za pomocą spawania elektrodami otulonymi, spawania półautomatycznego metodą MAG z zastosowaniem drutów, początkowo pełnych, później rdzeniowych. Obecnie spoiny wykonywane są za pomocą spawania automatycznego łukiem krytym. Na rysunku 7 przedstawiono fotografię słupowysięgnika ESAB 460 do spawania łukiem krytym zainstalowanym na Wydziale Spawalni Fabryki Silników Okrętowych.

Spawanie automatyczne łukiem krytym pozwoliło skrócić czas spawania i poprawić jakość spoin. Znaczącym efektem zastosowania tej metody spawania jest odciążenie spawacza. Rola spawacza ogranicza się do ustawienia parametrów spawania zgodnie z instrukcjami WPS, uruchomienia pracy urządzenia i nadzorowania procesu spawania. Spoiny pomiędzy poprzecznicami (odlewami) a blachami poprzecznymi przenoszą największe obciążenia dynamiczne zmienne. Dlatego te spoiny poddawane są całkowitej, rygorystycznej kontroli tj. badaniom: wizualnym VT, magnetyczno-proszkowemu MT i ultradźwiękowym UT. Jakość złączy spawanych musi odpowiadać klasie B wg normy ISO 5817. Badania przeprowadza wykwalifikowany personel posiadający certyfikaty według PN-EN 473.

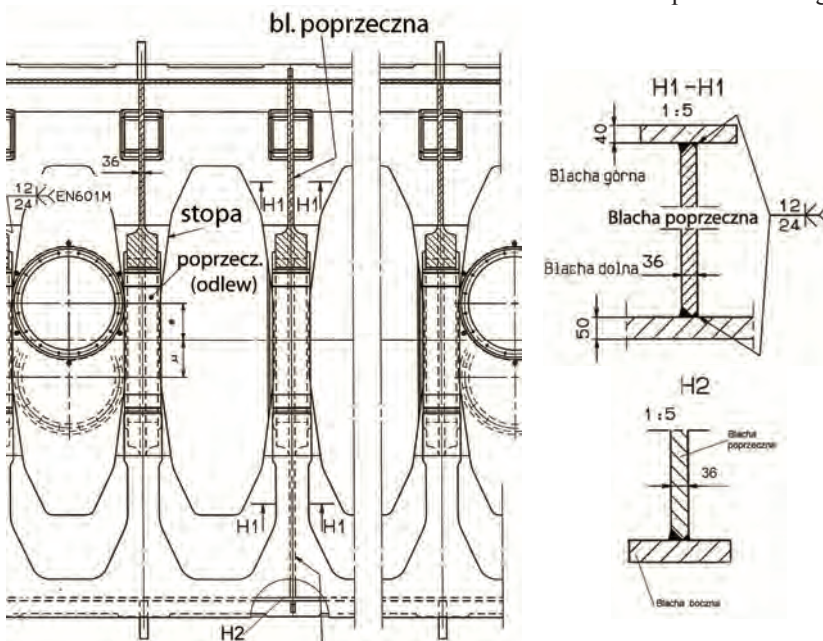


consisting in the chamfering of transverse plates for double-bevel butt welds, becomes evident also during the welding fitting of the bedplate bearing support subassemblies and plates. Welds between transverse plates, bottom, top and side plates of the bedplate, just as in the previous solution, are made semi-automatically in the horizontal position (PC) and vertical upwards position (PF), but there are half as many welds and the access to them is on both sides. Weld deviations happen much more rarely, because it is easier to control the root weld.

Figure 6 shows cross-sections of welded joints formed by transverse plates with top and bottom plates. Joints designed like that ensure the producibility. After they have been made, it is possible to carry out visual testing (VT) or magnetic-particle testing (MT) of fusion zone on the root side, which allows removing possible weld deviations at the very beginning of weld formation, not after complete weld execution and ultrasonic testing (UT).

Welds between steel casting and transverse plates were made by means of welding with covered electrodes, MAG semiautomatic welding with the use of solid wires at the beginning, and then core wires. At present, welds are made by means of fully automatic submerged-arc welding. Fig. 7 shows ESAB 460 Mast and Boom for submerged-arc welding, installed in the Marine Engine Factory Welding Shop.

Fully automatic submerged-arc welding allowed shortening the welding time, improving the weld quality. A significant effect of applying this welding method is the welder's relief. His role is only to set welding parameters according to WPS, put equipment in motion, and monitor weld-





Największe problemy od strony wykonawczej stwarzają spoiny pomiędzy blachami górnymi i blachami poprzecznymi wykonywane w pozycji naściennej (PC), a ponadto spawacz wykonuje te spoiny leżąc. Usytuowanie spoin i pozycja spawacza wpływają niekorzystnie na wykonawstwo. Spoiny te podlegają również całkowitej kontroli VT, MT, UT i muszą spełniać kryteria określone normą PN-ISO 5817 kl. C. Spoiny pomiędzy odlewem stalowym a blachami poprzecznymi w nowszych rozwiązaniach konstrukcyjnych z dostępem z obu stron typu „K” wykonywane są dwiema metodami: warstwa graniowa za pomocą spawania łukowego półautomatycznego drutem pełnym w osłonie mieszanek gazowych M21, natomiast warstwy wypełniające za pomocą spawania automatycznego łukiem krytym.

We wszystkich przypadkach procesy spawania prowadzone są według instrukcji spawania WPS opracowanych na podstawie kwalifikowanych metod spawania WPQR wg normy PN-ISO 15614 prowadzonych pod nadzorem towarzyszt kwalifikacyjnych. Na rysunku 8 przedstawiono przykładowe uznanie WPQR kwalifikowanej metody półautomatycznego spawania w osłonie mieszanki drutem pełnym.

Do spawania ręcznego półautomatycznego w osłonach gazów aktywnych stosowane są druty G4Si1 ϕ 1,2 wg PN-EN 440, natomiast do spawania automatycznego łukiem krytym w zestawieniu z topnikiem S420ARS2 ϕ 3 mm według normy PN-EN 756. Stosowane do spawania materiały dodatkowe posiadają uznanie takich towarzyszt kwalifikacyjnych jak

ing process. Welds between bearing supports (castings) and transverse plates carry the largest variable dynamic loads. That is why those welds are put to strict 100 % inspection, i.e. visual testing (VT), magnetic-particle testing (MT), and ultrasonic testing (UT). The welded joint quality must be corresponding to grade B according to the ISO 5817 standard. Qualified personnel having certificates according to PN-EN 473 carry out tests.

The biggest problems with respect to execution are posed by welds between top plates and transverse plates, made in the horizontal position (PC); apart from that, the welder lays those welds in the lying position. The weld location and welder position affect the workmanship adversely. The welds are also subject to 100% VT, MT and UT, and they must meet the criteria specified in the PN-ISO 5817 standard, grade C.

Welds between steel casting and transverse plates in newer design solutions with double-bevel butt welds with access on both sides are made by means of two methods. The root pass is made by means of semiautomatic submerged-arc welding with solid wire in M21 gas mixture shielding, and the filling passes are made by means of fully automatic submerged-arc welding.

In all cases the welding processes are run according to WPS's made on the basis of WPQR's according to the PN-

DET NORSKE VERITAS Ref: HCP-UJ 135-040
WELDING PROCEDURE QUALIFICATION TEST
 According to (code, standard)

Manufacturer's welding procedure No. UZ 135-040

Manufacturer: **H. CEGIELSKI, Poznan, Poland** Place and date: **Poznań, Poland 2005-09-16**
 Purchaser's spec No: **IP Huse AS, Norway - P.O. 44002 & 44003** Project: **2004032 and 2004075**
 Requirements beyond code/standard: **DNV-OS-C401, April 2004 - Ch. 2, Sec. 1 and 3B**

Joint preparation and welding sequence (Sketch):
 State rolling direction, if applicable

BASE MATERIAL SPECIFICATION AND GROUPING
 Group 1.2 (according to ISO 15614)
 $t=35 \text{ mm} / t=200 \text{ mm} - \text{NVE36 (DNV Rules, Pt.2,Ch.2)}$

Grade	C, %	C eq	Grade	C, %	C eq
NVE36	0,15	0,41	NVE36	0,09	0,40

If applicable, the following C eq based on ladle analysis is to be calculated:
 $C_{eq} = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr+Mo+V}{5} + \frac{Cu+Ni}{15} \%$

Welding process(es): **135 - BW** Welding position: **PC** Single/double sided welding: **Single**

WELDING CONSUMABLES:

Index	Consumable(s), trade name	Code designation
A	Wire / Gas combination - IMT3 Multimet / M21 Crysal Messer	G4Si1 according to EN 440
B	-	-
C	-	-

WELDING PARAMETERS:

Pass No.	Index	Diag. mm	Gas composition	Gas Limit	Current polarity	Amps	Volts	Travel speed mm/min	Wire feed mm/min	Heat input kJ/cm
1	135	1,2	M21	12-16	DC+	175	23,5	0,16	5,0	-14
2	135	1,2	M21	12-16	DC+	230	29,0	0,19	6,3	-21
3-21	135	1,2	M21	12-16	DC+	245	27,5	0,27	5,8	-15

Other information (weaving, backing, groove preparation, gouging, grinding, etc.):

SPECIAL REQUIREMENTS: Preheat min: **50°C** Interpass max: **220°C** PWHT: - Time: -
 Heating/cooling rate: Baking of electrodes: - Others: -
 WELDING CARRIED OUT BY: **Zbigniew Smykowski** TEST PIECE MARKED: **135 BW PC UZ135-040**
 EXTENT OF APPROVAL: Base material(s) Group: **1.2** Positions: **PA**
 Plate/roll thickness: **17,5 - 70 mm** Diameter: - Other limitations: **see below**
 Herewith WPQT is valid for projects No. **2004032 and 2004075 (IP Huse AS) only**

We certify that the statements in this record are correct and that the test weld was prepared, welded and heat treated in accordance with the specified Code/Standard and/or purchaser's requirements.

H. CEGIELSKI-POZNAN S.A. 60-01 Czerna 100A tel. 022 220 44 88
 KRS 0000320396 - Sąd Rejonowy w Poznaniu, XII KRS 0000320396, NIP 777-66-03-00
 DNV's survey station and surveyor's signature: **H. Ippowski**
 DNV Gdańsk, Witold Kępiński

DET NORSKE VERITAS, VERITASVEIEN 1, NO-1322 HØVIK, NORWAY. TEL INT: +47 67 87 99 00, TELEFAX: +47 67 87 99 11
 Form No.: Issue: Page 1 of 1

DET NORSKE VERITAS Ref: HCP-UJ 135-040
WELDING PROCEDURE QUALIFICATION TEST
 According to (code, standard)

Manufacturer's welding procedure No. UZ 135-040

Manufacturer: **H. CEGIELSKI, Poznan, Poland** Place and date: **Poznań, Poland 2005-09-16**
 Purchaser's spec No: **IP Huse AS, Norway - P.O. 44002 & 44003** Project: **2004032 and 2004075**
 Requirements beyond code/standard: **DNV-OS-C401, April 2004 - Ch. 2, Sec. 1 and 3B**

Joint preparation and welding sequence (Sketch):
 State rolling direction, if applicable

BASE MATERIAL SPECIFICATION AND GROUPING
 Group 1.2 (according to ISO 15614)
 $t=35 \text{ mm} / t=200 \text{ mm} - \text{NVE36 (DNV Rules, Pt.2,Ch.2)}$

Grade	C, %	C eq	Grade	C, %	C eq
NVE36	0,15	0,41	NVE36	0,09	0,40

If applicable, the following C eq based on ladle analysis is to be calculated:
 $C_{eq} = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr+Mo+V}{5} + \frac{Cu+Ni}{15} \%$

Welding process(es): **135 - BW** Welding position: **PC** Single/double sided welding: **Single**

WELDING CONSUMABLES:

Index	Consumable(s), trade name	Code designation
A	Wire / Gas combination - IMT3 Multimet / M21 Crysal Messer	G4Si1 according to EN 440
B	-	-
C	-	-

WELDING PARAMETERS:

Pass No.	Index	Diag. mm	Gas composition	Gas Limit	Current polarity	Amps	Volts	Travel speed mm/min	Wire feed mm/min	Heat input kJ/cm
1	135	1,2	M21	12-16	DC+	175	23,5	0,16	5,0	-14
2	135	1,2	M21	12-16	DC+	230	29,0	0,19	6,3	-21
3-21	135	1,2	M21	12-16	DC+	245	27,5	0,27	5,8	-15

Other information (weaving, backing, groove preparation, gouging, grinding, etc.):

SPECIAL REQUIREMENTS: Preheat min: **50°C** Interpass max: **220°C** PWHT: - Time: -
 Heating/cooling rate: Baking of electrodes: - Others: -
 WELDING CARRIED OUT BY: **Zbigniew Smykowski** TEST PIECE MARKED: **135 BW PC UZ135-040**
 EXTENT OF APPROVAL: Base material(s) Group: **1.2** Positions: **PA**
 Plate/roll thickness: **17,5 - 70 mm** Diameter: - Other limitations: **see below**
 Herewith WPQT is valid for projects No. **2004032 and 2004075 (IP Huse AS) only**

We certify that the statements in this record are correct and that the test weld was prepared, welded and heat treated in accordance with the specified Code/Standard and/or purchaser's requirements.

H. CEGIELSKI-POZNAN S.A. 60-01 Czerna 100A tel. 022 220 44 88
 KRS 0000320396 - Sąd Rejonowy w Poznaniu, XII KRS 0000320396, NIP 777-66-03-00
 DNV's survey station and surveyor's signature: **H. Ippowski**
 DNV Gdańsk, Witold Kępiński

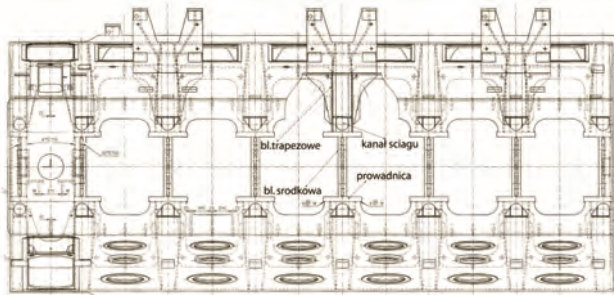
DET NORSKE VERITAS, VERITASVEIEN 1, NO-1322 HØVIK, NORWAY. TEL INT: +47 67 87 99 00, TELEFAX: +47 67 87 99 11
 Form No.: Issue: Page 1 of 1

ABS, DNV, GL, LR, PRS.

3. Skrzynia korbowa

Drugim zespołem silnika okrętowego narażonym na znaczne dynamiczne obciążenia jest skrzynia korbowa. Ze względu na znaczne rozmiary i masę wykonywana jest ona jako konstrukcja spawana. Skrzynia korbowa silnika okrętowego zbudowana jest ze stojaków: dziobowego, tykowych, rufowych (wewnętrznego i zewnętrznego) oraz blach bocznych, dolnych i górnych.

W okresie 50 lat produkcji silników dają się zaobserwować znaczące zmiany rozwiązań konstrukcyjnych tego zespołu silnika; jest ich więcej niż zmian w podstawach. Niezależnie od zapewnienia tym konstrukciom wymaga-



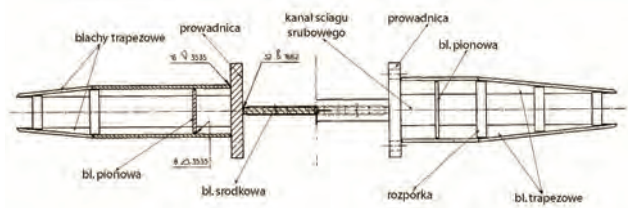
ISO 15614 standard, under supervision of the Classification Societies.

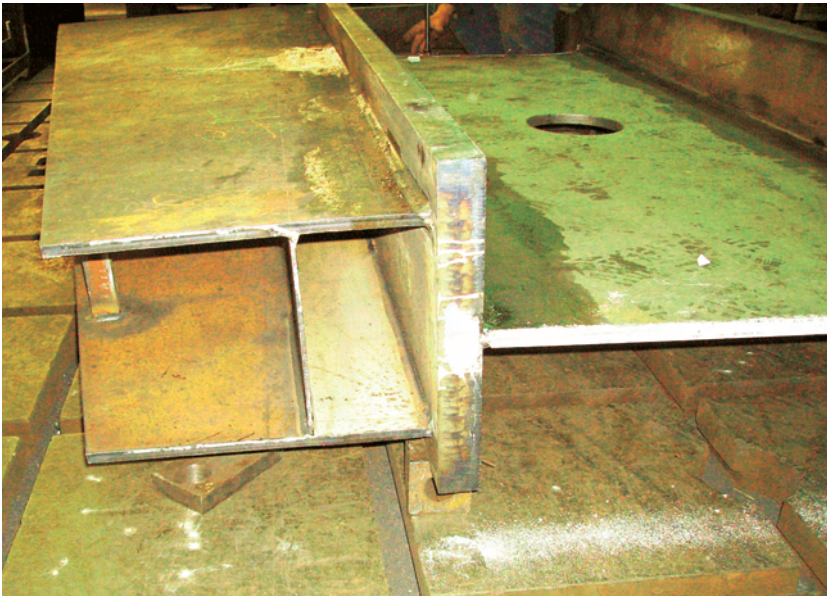
Figure 8 shows an example of WPQR for semiautomatic welding with solid wire in gas mixture shielding.

For semiautomatic active gas-shielded 135 BW welding, $\phi 1.2$ mm G4Si1 wires acc. to PN-EN 440 are used whereas for automatic submerged-arc welding – $\phi 3$ mm together with S42ARS2 flux according to PN-EN 756. Consumables used for welding are approved by the Classification Societies, such as ABS, DNV, GL, LR, and PRS.

4. Frame box

Another marine engine assembly exposed to consider-





nych właściwości wytrzymałościowych, z punktu widzenia spawalniczego obecne rozwiązania konstrukcyjne skrzyń w lepszym stopniu uwzględniają technologiczność wykonania w porównaniu do rozwiązań wcześniejszych.

Na rysunkach 9-14 przedstawiono różne rozwiązania konstrukcyjne skrzyń korbowych, przede wszystkim stojaków, gdyż to one najczęściej poddawane są zmianom konstrukcyjnym. Każdy stojak (bez względu na typ silnika) składa się z blachy środkowej, prowadnic i blach trapezowych (dwóch lub czterech). Ponadto, w zależności od rozwiązania konstrukcyjnego, w każdym stojaku umiejscowione są kanały ściągów śrubowych. Kanały te mogą być utworzone przez blachy trapezowe (rys. 9, 10), rury (rys. 11, 12), otwory w żebrach (rys. 10, 11) lub przestrzeń (przekrój trójkąta) pomiędzy prowadnicą a blachą trapezową i pionowym pasem blachy (rys. 13, 14).

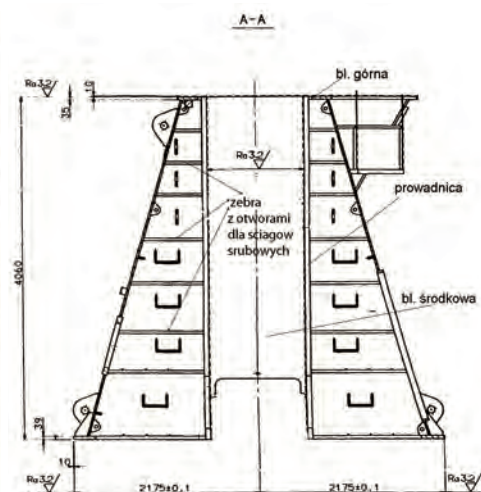
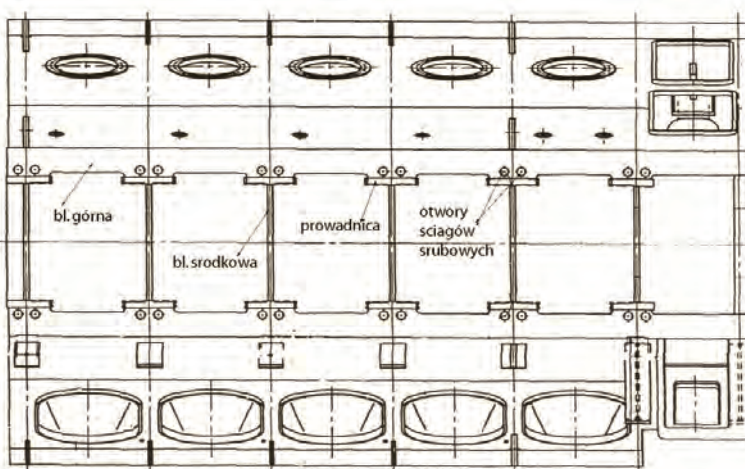
Kanał ściągu śrubowego w stojakach starszych typów

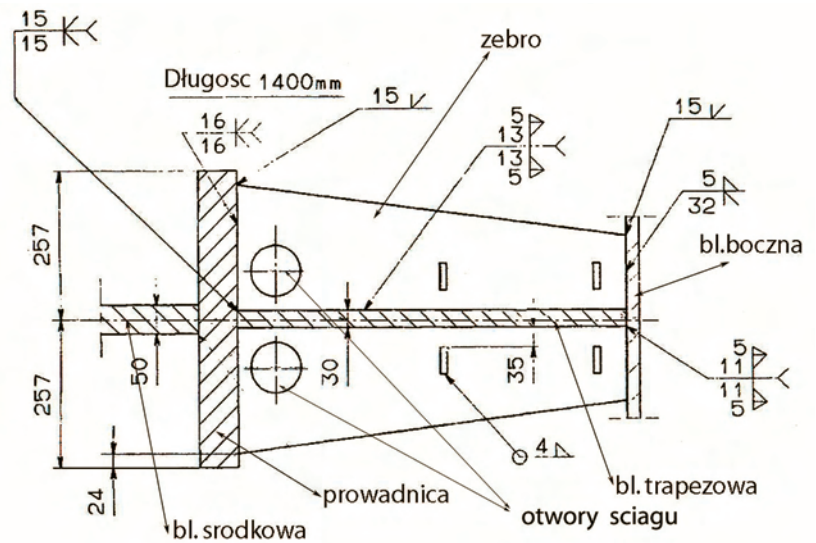
able dynamic loads is frame box. Due to their large dimensions and mass, marine engine frame boxes are manufactured as welded constructions. The marine engine frame box is built of frame – fore, frames, frames –aft (internal and external) and side, bottom and top plates.

During the fifty-year-long engine production, significant modifications of design solutions have been seen in this engine assembly, and they are more numerous than modifications in bedplates. Despite the fact that the required strength properties from the welding point of view are ensured for the constructions, the present design solutions of frame boxes take account, to a great extent, of the practicability of execution compared with the previous solutions.

Figures show different design solutions of frame boxes - first of all, frames, because it is frames that are subjected to design modifications most often. Every frame (irrespective of engine type) is made up of middle plate, guide bars, and trapezoidal plates (two or four). Furthermore, depending on design solution, every frame is provided with stay bolt channels. Trapezoidal plates (Figs. 9 and 10), tubes (Figs. 11 and 12), holes in ribs (Figs. 10 and 11), or space (triangular section) between guide bar and trapezoidal plate and vertical plate strip (Figs. 13 and 14) can form the channels.

In the older frame types, the guide bar, trapezoidal plates and vertical plate between them (Fig.10) form the stay bolt channel. The trapezoidal plates with vertical plates and guide bars form a tee joint with single-bevel butt welds giving the possibility of access on one side only, which renders it difficult to make joints. The root and filling passes between the trapezoidal plates and vertical plates are made semi-automatically in the flat position (PA) whereas welds





tworzą: prowadnica, blachy trapezowe i blacha pionowa pomiędzy nimi (rys. 10). Blachy trapezowe z blachami pionowymi i prowadnicami tworzą złącza teowe ze spoinami $\frac{1}{2}V$ z możliwością dostępu tylko z jednej strony, co utrudnia wykonanie złączy. Warstwy graniowe oraz warstwy wypełniające pomiędzy blachami trapezowymi i blachami pionowymi są wykonywane półautomatycznie w pozycji podolnej (PA), natomiast spoiny pomiędzy blachami trapezowymi i prowadnicami mogą być wykonywane w trzech wariantach: warstwy graniowe w każdej wersji półautomatycznie drutem pełnym, a wypełniające półautomatycznie z zastosowaniem drutu rdzeniowego w osłonie gazu aktywnego lub automatycznie łukiem krytym. W podobny sposób spawana jest blacha środkowa z prowadnicami.

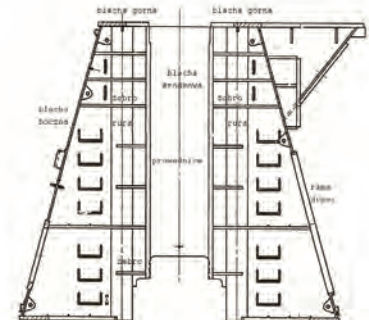
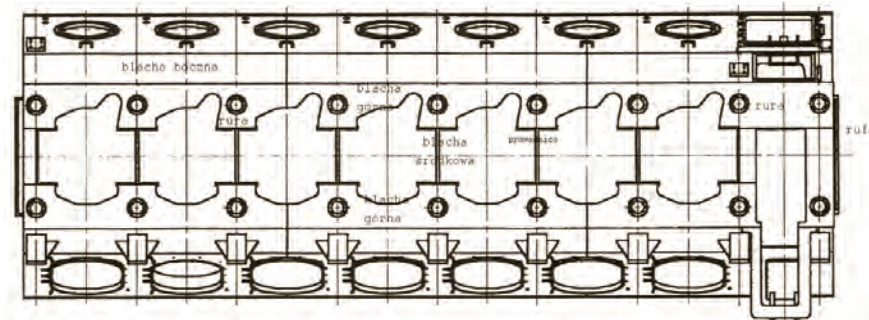
Blachy trapezowe stojaków z blachami dolnymi, bocznymi i górnymi tworzą złącza teowe ze spoinami $\frac{1}{2}V$ lub K, i wykonywane są głównie w pozycji naściennej (PC) i pionowej (PF) ze znikomą ilością spoin w pozycjach podolnych (PA). Wykonywane spoiny muszą mieć poprawny przetop warstwy graniowej w klasie B według PN-ISO 5817. Na rysunkach 10 i 11 przedstawiono przekrój poprzeczny stojaka obrazujący układ blach, spoin i ich kształt.

W wielu silnikach układ nośny (podstawę, skrzynię i blo-

between the trapezoidal plates and guide bars can be made in three variants. The root passes in each version can be made semi-automatically with solid wire, and the filling passes – semi-automatically with the use of core wire in active gas shielding or automatically with submerged arc. The middle plate is welded with guide bars in a similar way.

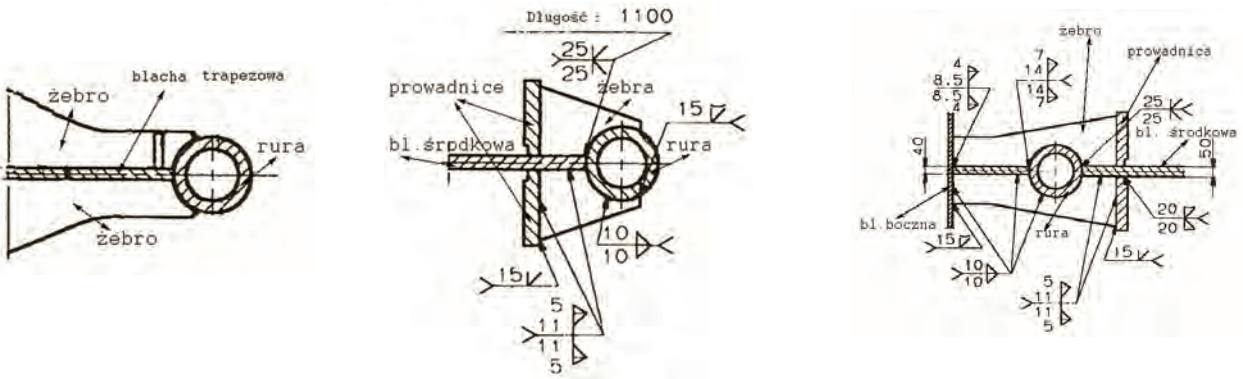
Trapezoidal plates with bottom, side and top plates form tee joints with single-bevel or double-bevel butt welds that are mainly made in the horizontal (PC) and vertical (PF) positions, with a minimal number of welds in the flat positions (PA). The welds must have a correct root pass penetration in class B according to PN-ISO 5817. Figures 10 and 11 show a frame cross-section presenting the arrangement and shape of plates and welds.

In many engines the supporting system (bedplate, frame box and cylinder frames) is connected by means of bolts going in frames through stiffening ribs. Thanks to that kind of solution, forces appearing in frame and system assemblies during operation can be distributed evenly. The producibility problems of the frame itself and frame box are solved very correctly. The frame design solution makes it possible to introduce welding automation in production. Double-bevel butt welds between the middle and trapezoidal plates



ki cylindrowe) połączone za pomocą śrub przechodzących w stojakach przez żebra usztywniające. Takie rozwiązanie pozwala równomiernie rozłożyć siły występujące w stojaku i

are made by means of automatic submerged-arc welding. Welding from both sides makes it possible to select welding parameters in such a way that deformations are reduced to a

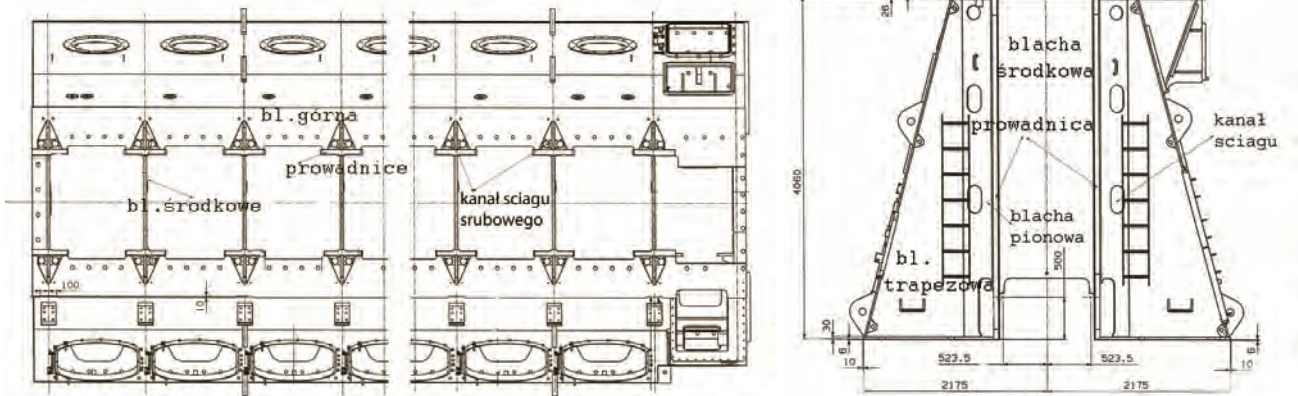


w zespołach układu podczas pracy silnika. Dobrze rozwiązano problemy technologiczności konstrukcji samego stojaka oraz skrzyni korbowej. Rozwiązanie konstrukcyjne stojaków pozwala na wprowadzenie do produkcji automatyzacji prac spawalniczych. Spoiny typu „K” pomiędzy blachami środkową i trapezową wykonywane są za pomocą spawania automatycznego łukiem krytym. Dwustronne spawanie pozwala na taki dobór parametrów spawania, że zniwelowane są do minimum odkształcenia. Dopiero po zespoleniu tych detali odbywa się montaż spawalniczy żeber – szepianie. Ważnym etapem produkcji jest także usytuowanie żeber, aby były zachowane dokładne odległości otworów od osi poprzecznej i wzdłużnej stojaka, gdyż otwory w żebrach są wykonywane przed spawaniem. W celu osiągnięcia dokładnych wymiarów usytuowania otworów do montażu spawalniczego żeber stosuje się specjalne oprzyrządowanie. Żebra zaprojektowano tak, by można było wprowadzić robotyzację. Testy zrobotyzowanego spawania tego typu stojaków prowadzono w Hiszpanii.

minimum. It is only after those elements have been joined that the welding fitting of ribs – tack welding - takes place. An important production stage is the positioning of ribs so that the exact distances of holes from the longitudinal and transverse axes of frame can be kept, because the holes in frames are made before welding. To obtain precise dimensions of the hole location for the welding fitting of ribs, a special fixture is used. Ribs are designed so that robotization can be implemented. Robotized welding of that type of frames was tested in Spain.

Żebra występujące po obu stronach blach trapezowych

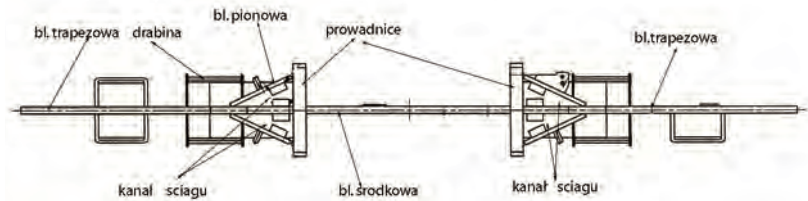
The ribs on both sides of trapezoidal plates and guide bar are connected by means of both-sides welds of the double-bevel butt type and double-V butt type. Those welded joints are made in a special fixture making it possible to carry out welding in the flat position (PA), and the joints between side plates and frame subassembly are welded in the horizontal (PC) and vertical (PF) positions. As the welds are made from two sides, there is no problem with achieving correct



oraz przewodnicą łączą się za pomocą spoin dwustronnych typu K i 2Y. Wykonanie tych złączy spawanych prowadzone jest w specjalnym oprzyrządowaniu umożliwiającym spawanie w pozycji podolnej (PA). Natomiast złącza występujące pomiędzy blachami bocznymi a podzespółem stojaka spawane są w pozycjach naściennej (PC) i pionowej (PF). Ponieważ spoiny są dwustronne, wykonanie w nich poprawnych przetopów nie stwarza problemów. Spoiny wykonywane są półautomatycznie metodą MAG.

W silnikach o dużej mocy (ok. 22 000 kW) i o dużym skoku tłoka (ok. 3 000 mm) zastosowano rozwiązanie stojaków, w którym kanały ściągów śrubowych stanowią dwie rury (rys. 14) lub cztery kanały trójkątne (rys. 16). W skrzyniach korbowych ze stojakami rurowymi podzespół stojaka składa się z rur połączonych blachą środkową, do której przyspawane są przewodnice usztywnione żebrami dochodzącymi do rur, jak przedstawiono na rysunku 15. Z obu stron rur dochodzą blachy trapezowe. Spawanie blachy środkowej oraz trapezowych z rurami jest prowadzone automatycznie łukiem krytym. Zaprojektowane spoiny dwustronne typu „K” umożliwiają takie ustawienie procesu, by naprężenia nie powodowały odkształceń. Większej uwagi wymaga montaż i spawanie żeber usztywniających, gdyż ich dokładne rozmieszczenie decyduje o rozkładzie naprężeń.

Ściąg śrubowy przechodzący przez kanały zespalają skrzynię z podstawą, blokami cylindrowymi i zapewniają sztywność tych trzech zespołów.



penetrations in them. The welds are made by means of semiautomatic MAG method.

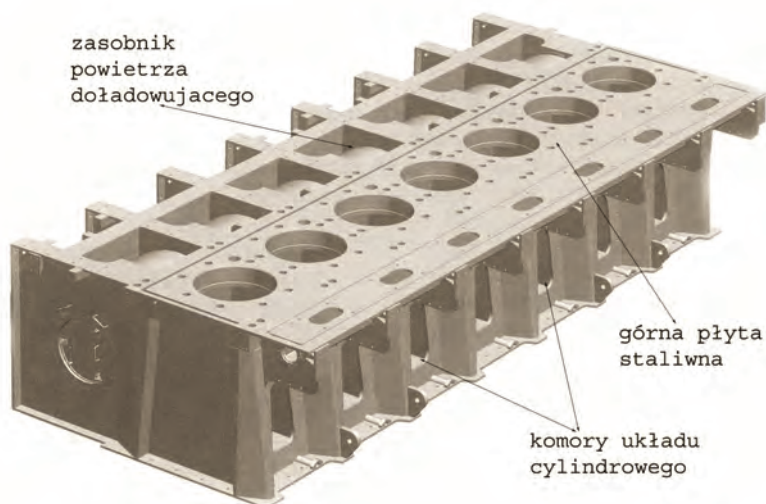
In engines with high power (about 22,000 kW) and long piston stroke (about 3,000 mm), a frame solution with stay bolt channels consisting of two tubes (Fig. 14) or four triangular channels (Fig. 16) is applied. In frame boxes with tubular frames, the frame subassembly is made up of tubes connected by the middle plate to which guide bars stiffened with ribs reaching the tubes are welded, as shown in Figure 15. Trapezoidal plates reach both sides of the tubes. The middle plate and trapezoidal plates are welded to the tubes automatically with submerged arc. The designed double-bevel butt welds made from two sides render it possible to arrange the process so that stresses cannot bring about deformations. The fitting and welding of stiffening ribs call for more care, because their exact location is decisive for stress distribution.

Stay bolts going through channels unite frame box with bedplate and cylinder frames, and ensure the rigidity of the

Najnowszym rozwiązaniem konstrukcyjnym w skrzyniach korbowych są stojaki z trójkątnymi kanałami ściągów śrubowych (typ „triangul”). W każdym stojaku występują 4 kanały ściągów, które tworzą: przewodnica, blacha trapezowa i blacha pionowa (rys. 17). Zaletą tego rozwiązania jest to, że największe naprężenia występujące w tym obszarze zamykają się po okręgu z wpisanym trójkątem. W takim rozwiązaniu zdecydowanie łatwiejsze i tańsze jest wykona-

three assemblies.

The newest design solution in frame boxes is represented by frames with triangular stay bolt channels (“triangul” type). Each frame is provided with four stay bolt channels formed by guide bar, trapezoidal plate and vertical plate (Fig. 17). The advantage of the solution is that the biggest stresses appearing in that area are closed in a circle with inscribed triangle. It is decidedly easier and less expensive to make



nie spoin, gdyż nie występują żebra usztywniające, których spawanie wymaga kilkakrotnego obracania stojaka w celu ich wykonywania w najdogodniejszych pozycjach oraz ograniczenia odkształceń spawalniczych. Niedogodnością są spoiny typu $\frac{1}{2}V$ z jednostronnym dostępem wymagające znacznej koncentracji uwagi przy ich wykonywaniu przez spawaczy, ale tylko warstwy graniowej, gdyż warstwy wypełniające nadają się do zastosowania zautomatyzowanych metod spawania. Ponadto, według informacji MAN B&W, naprężenia występujące w warstwie graniowej w układzie „trójkąt” są zdecydowanie korzystniejsze od rozwiązań przedstawionych wcześniej.

4. Bloki cylindrowe

Najnowszym opracowaniem konstrukcyjnym wprowadzonym do produkcji przez firmę MAN B&W w silnikach okrętowych jest zespół bloków cylindrowych ze zintegrowanym zasobnikiem powietrza w wersji spawanej (rys. 14). Dotychczas zasobnik powietrza (konstrukcja spawana) i bloki cylindrowe (jedno-, dwu- lub trzycylindrowe odlewy

welds, because there are no stiffening ribs requiring that the frame be turned several times during welding in order to ensure their execution in the most convenient positions, and to limit welding deformations. What causes inconvenience are single-bevel butt welds with access from one side, requiring welders' great attention during their execution, but this applies to the root pass only, because the filling passes can be made by means of automated welding methods. Apart from that, according to MAN B&W information, stresses appearing in the root pass in the „triangle” arrangement are decidedly more advantageous than the solutions presented previously.

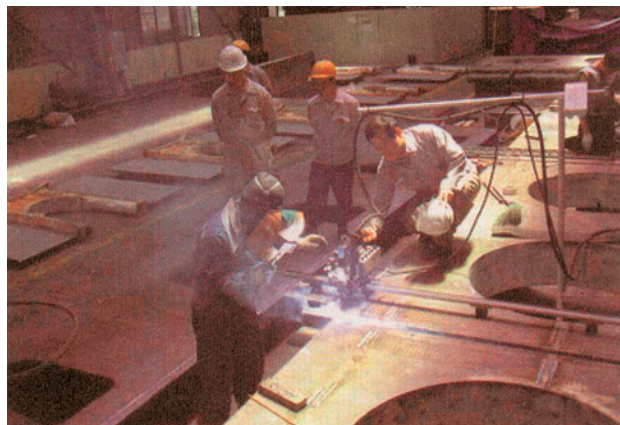
4. Cylinder frames

The latest design solution introduced by MAN B&W into the marine engine production is a set of cylinder frames with integrated air receiver in the welded version (Fig. 14). Until now, the air receiver (welded construction) and cylinder frames (one-, two- or three-cylinder iron castings) have been manufactured separately. After fitting up their machined planes the assemblies were bolted together.

The idea resulted from the intention to reduce production costs by reducing the amount of machining, the desire to relieve the HHI Foundry in Korea, and welding unconformities becoming evident in the casting itself as late as during machining. Repeatedly disclosed defects, sometimes small, and limited weldability of cast iron made it necessary to scrap cylinder frames.

The introduction of the innovation (acc. to HHI specialist evaluations) caused the following:

- Cylinder frame assembly mass reduction by about 30%,
- Integration of charge air receiver and frame into one assembly, and owing to that, partial elimination of machining of both assemblies in places necessary for bolting,
- Replacement of very difficult-to-weld material, i.e. cast



żeliwne) były wykonywane oddzielnie. Po ich spasowaniu obrabionymi płaszczyznami były skręcone śrubami. Celem tego rozwiązania było zmniejszenie kosztów produkcji przez zmniejszenie zakresu obróbki mechanicznej, odciążenie odlewni HHI Korea oraz zmniejszenie niezgodności odlewniczych ujawniających się w samym odlewie dopiero podczas obróbki mechanicznej. Ujawniane wielokrotnie wady, czasami niewielkie, i ograniczona spawalność żeliwa wymuszały konieczność brakowania bloków.

Wprowadzenie tego nowatorskiego rozwiązania (wg ocen specjalistów HHI) spowodowało:

- obniżenie masy zespołu bloku cylindrowego o ok. 30 %,
- połączenie zasobnika powietrza doładowującego z blokiem w jeden zespół, a przez to częściową likwidację obróbki mechanicznej obu tych zespołów w miejscach niezbędnych do skręcenia,
- zastąpienie materiału bardzo trudno spawalnego (żeliwa) spawalnymi blachami, w których usunięcie niezgodności metodami spawalniczymi jest bardzo łatwe,
- zwiększenie sztywności bloku ze względu na wyższy moduł Younga stalowych blach,
- zmniejszenie ciężaru bloku, co spowodowało zwiększenie nośności statku.

Górną część bloku cylindrowego w wersji spawanej stanowi płyta o grubości 320 mm składająca się z trzech części połączonych ze sobą spoinami z niepełnym przetopem. Dlatego do jej wykonania zastosowano staliwo o chemicznym równoważniku węgla $C_e \leq 0,39$. Do połączenia części zastosowano dwie metody: spawanie automatyczne łukiem krytym lub spawanie automatyczne w osłonie gazu aktywnego. Proces spawania przebiega z zachowaniem ściśle ustalonej kolejności spawania w celu uniknięcia naprężeń spawalniczych i niedopuszczalnych odkształceń płyt.

5. Technologia

Na początku produkcji silników okrętowych (w latach 1950–60) podstawy i skrzynie korbowe były spawane głównie elektrodami otulonymi produkcji Huty Baildon do spawania połączeniowego stali węglowych i niektórych stali niskostopowych. Znamienne jest to, że do dziś stosowany jest ten sam gatunek elektrod otulonych zasadowych, dawniej oznaczonych symbolem fabrycznym EP 55-22, dziś znany wszystkim spawalnikom i spawaczom pod symbolem EB1.50. Do spawania elektrodami otulonymi stosowano spawarki wirujące typu EW 23 lub EW 32, transformatory spawalnicze ETc-500 oraz prostowniki spawalnicze typu STS 500.

Postęp w budowie krajowych urządzeń do spawania pozwolił na wprowadzenie do produkcji w latach 70-tych XX w. półautomatycznego spawania łukowego w osłonie gazu metodą MAG. Złącza spawane wykonywano za pomocą urządzeń produkcji ASPA Wrocław Oddział Opole (obecnie OZAS Opole) typu EMa 400 drutami pełnymi w osłonie dwutlenku węgla pobieranego z butli. Druty spawalnicze były dostarczane w kęgach i wymagały nawijania na szpule podajników. Jakość drutów budziła wiele zastrzeżeń, co w połączeniu z nieprecyzyjnym nawijaniem powodowało znaczne straty.

iron, by weldable plates where it is very easy to remove discrepancies by means of welding methods,

- Increase of frame rigidity owing to higher elastic modulus of steel plates,
- Reduction of frame weight, which resulted in deadweight tonnage increase.

The upper part of cylinder frame in the welded version is a plate 320mm thick consisting of three parts connected with one another by incompletely penetrated welds. Therefore it is made of cast steel with the chemical carbon equivalent $C_e \leq 0,39$.

To connect the parts, two methods are applied: automatic submerged-arc welding or automatic active gas-shielded welding. The welding process is run with the adherence to a strictly established welding sequence in order to avoid welding stresses and unacceptable plate deformations.

5. Technology

At the beginning of production (in the 1950s and 60s), bedplates and frame boxes were welded mainly with BAILDON Steelworks covered electrodes for junction welding of carbon steels and some low-alloy steels. It is significant that the same type of basic-covered electrodes has been used until today. Its former factory symbol was EP 55-22, today it is known to all welders and welding specialists as EB1.50. The covered-electrode welding was carried out with rotary welding machines of the EW23 or EW32 type, welding transformers ETc-500, and welding rectifiers of the STS 500 type.

Owing to progress in building the domestic welding equipment, semiautomatic MAG gas-shielded-arc welding was introduced in production at the turn of the 1970s. Welded joints were made by means of equipment from ASPA Wrocław, Opole Branch (now OZAS Opole), EMa 400 type, with solid wires shielded by CO_2 drawn from cylinder. Welding wires were delivered in reels, and had to be reeled on feeder spools. The wire quality was very questionable; this and imprecise reeling used to cause considerable losses.

Contact with the licensors made it possible from the middle of 1985 to introduce into production the welding machines and core wires of 1.6 and 2.4 mm diameters from Oerlikon Switzerland, which increased the efficiency and improved the welded joint quality. Those wires were only used for the most loaded joints. It must be pointed out that core wires imported at that time were incomparably more expensive than the domestic solid wire, and bought in exchange for foreign currency, because there was no home production of that kind of wires then.

In retrospect, it may seem apparently that the applied welding technology of bedplates, frame boxes and other engine assemblies remains unchanged. This is entirely untrue. Welding is carried out with the aid of the same methods, but the welding processes have been re-orientated to a great extent. The covered-electrode welding has been used until today, in the first place for removing welding deviations. Power sources are improved; transformers and rectifiers replaced rotary welding machines at first, and inverter-welding machines, in turn, replaced these. Similar progress has fol-

Kontakt z licencjodawcami pozwolił od połowy 1985 roku wprowadzić do produkcji spawarki i druty rdzeniowe o średnicy 1,6 i 2,4 mm firmy Oerlikon Szwajcaria, co zwiększyło wydajność i poprawiło jakość złączy spawanych. Druty te były stosowane tylko do złączy najbardziej obciążonych. Należy zaznaczyć, że importowane druty rdzeniowe w tym okresie były nieporównywalnie droższe od drutu pełnego krajowego i kupowane za dewizy, gdyż takich drutów w kraju w tym czasie nie produkowano.

Z perspektywy czasu może się pozornie wydawać, że stosowana technologia spawania podstaw, skrzyń korbowych i innych zespołów silników nie uległa zmianie. W rzeczywistości nastąpił jednak istotny rozwój metod spawania. Wprawdzie spawanie elektrodami otulonymi stosowane jest do dziś, przede wszystkim do usuwania uchybień spawalniczych, lecz istotnie rozwinęły się urządzenia spawalnicze. Udoskonalono źródła prądu, spawarki wirujące zastąpiono początkowo transformatorowymi i prostownikowymi, a te z kolei inwertorowymi. Podobny postęp nastąpił w urządzeniach do spawania półautomatycznego w osłonach gazów ochronnych. Rozwijająca się ciągle elektronika zrewolucjonizowała sterowanie procesem spawania we wszystkich metodach. Dziś do produkcji konstrukcji spawanych silnika okrętowego stosowane są urządzenia o najwyższym standardzie światowym, pozwalające na znaczną automatyzację procesów spawania. Wprowadza się automaty spawalnicze, manipulatory i roboty, co ma na celu zwiększenie wydajności i podnoszenie jakości złączy spawanych przez eliminowanie uchybień wykonawczych. Automatyzacja ma też na celu poprawienie warunków pracy spawaczy.

Należy także zwrócić uwagę na postęp jaki nastąpił w ostatnich latach w produkcji gazów technicznych stosowanych w spawalnictwie, szczególnie w przypadku metody MAG. Opracowano wiele nowych mieszanek gazowych, które oddziałują na proces spawania dzięki czemu uzyskuje się spoiny o określonych właściwościach mechanicznych, plastycznych i odpornych na pękanie. Zmienił się sposób pobierania gazu osłaniającego. Na poszczególnych stanowiskach spawalniczych pobór gazu z butli zastąpiono zasilaniem z sieci.

Bardzo ważną rolę w tym zakresie odegrały towarzystwa kwalifikacyjne, które wymogły na producentach dodatkowych materiałów do spawania ich atestowanie przez laboratoria towarzystw. Atestowanie zestawów drut-gaz, drut-topnik itp. spowodowało poprawę jakości tych materiałów i uwiarygodniło producentów na rynku.

Towarzystwa klasyfikacyjne postawiły także wymagania wytwórcom konstrukcji spawanych stosowania materiałów atestowanych, co zagwarantowało poprawę jakości konstrukcji spawanych i obniżenie kosztów produkcji. Kolejnym wymaganiem towarzystw kwalifikacyjnych, a obecnie także norm europejskich i międzynarodowych, jest kwalifikowanie metod spawania. Przy doborze parametrów spawania nie wystarczy już sama kultura zawodowa i doświadczenie spawacza.

Wykonywanie próbnich złączy spawanych, rejestrowanie wszystkich czynników decydujących o właściwościach

lowed in semiautomatic gas-shielded welding equipment. The constant development of electronics has revolutionized the welding process control of each method. Nowadays the welded constructions for marine engines are manufactured with the use of equipment of the highest world standard. Manual work done by welders becomes replaced, and automating equipment for welding is implemented, such as automatic welding machines, manipulators, and robots; this is aimed at increasing the efficiency and raising the quality of welded joints by the elimination of mistakes caused by man-welder. The purpose of automation is to improve the working conditions for welders, too.

What should also be mentioned is the progress that has taken place in the recent years in the production of technical gases used in the welding technology, particularly in case of the MAG method. Many gas mixtures have been developed for welding, and as a result of that, the applied gases influence the welding process whereby welds are obtained with specified mechanical and plastic properties and crack resistance. The method of shielding gas pick-up is changed. On individual welding stations, gas is drawn from grid instead of cylinder.

A very important role was played by the Classification Societies. They forced the welding filler metal producers to submit their products for certification by the Societies' laboratories. The certification of the combinations of wire-gas, wire-flux, and the like, improved the quality of those materials, and made the producers credible on the market.

The Classification Societies also imposed requirements upon the welded construction manufacturers, including the requirement for using certified-well proven materials in production, which guaranteed improved quality of welded constructions, and reduction of production costs. Another requirement laid down by the Classification Societies in their rules, and now also specified in the European and international standards, is the qualification of welding methods. The times are over when the welding parameter selection depended on the welder – his professional culture and experience.

The next measures for raising the quality of welded joints include the execution of test welded joints, recording of all factors deciding about the mechanical properties of welded joint, extensive welded joint tests certified by laboratories, obtainment of approved WPQR for welding method and preparation of WPS's on that basis. Today welders are under the obligation to make every weld bead according to the information in WPS where the preparation of joint before welding, welding position, weld shape, welding methods and weld bead sequence, amperage, arc voltage, wire type and diameter, type of flux, gas, temperature between beads, heat treatment, and others, are defined. That kind of production technology documentation preparation for every construction is labour-consuming and expensive, but it guarantees the execution of correct joints and makes it easier to supervise the process of their execution.

It also must be remembered that the welding supervisory personnel, welding process engineers, foremen, welders and

mechanicznych złącza spawanego, jego szerokie badania przez certyfikowane laboratoria, uzyskanie potwierdzonego uznania metody spawania WPQR i opracowywanie na tej podstawie technologicznych instrukcji spawania WPS jest kolejnym krokiem podnoszenia jakości złączy spawanych. Dziś spawacze są zobowiązani do wykonywania każdego ścięgu spoiny według informacji zawartych w instrukcji spawania WPS wskazującej przygotowanie złącza przed spawaniem, pozycję spawania, kształt spoiny, metody spawania i kolejność wykonania ścięgow, natężenia prądu, napięcia łuku, rodzaj i średnicę drutu, typ topnika, gazu, temperatury międzyścięgowej, obróbki cieplnej i innych. Taki stan przygotowania dokumentacji technologicznej dla każdej konstrukcji jest pracochłonny i kosztowny, jednak gwarantuje wykonanie poprawnych złączy i ułatwia nadzór ich wykonywania.

Personelu nadzoru spawalniczego, technologowie, spawacze i kontrolerzy działu jakości muszą mieć odpowiednie i potwierdzone kompetencje według Europejskiej Federacji Spawalniczej (EWF). Uprawnienia i kompetencje personelu spawalniczego muszą odpowiadać normom: kadra technologów według PN-EN 719, kadra kontroli złączy spawanych według PN-EN 423 poziom 2, spawacze według PN-EN 287-1 a operatorzy urządzeń spawalniczych według PN-EN 1418.

Ciągle wprowadzanie coraz nowszych rozwiązań konstrukcyjnych i technologicznych wpłynęło na obniżenie kosztów produkcji konstrukcji spawanych. Przejście ze spawania elektrodami otulonymi do obecnie stosowanych metod spawania półautomatycznego spowodowało obniżenie kosztów wytwarzania o ok. 30%.

quality control inspectors in a factory manufacturing acceptance-obliged welded constructions must have adequate and confirmed qualifications according to the European Welding Federation (EWF).

The welding personnel permits and qualifications must comply with the following standards: PN-EN 719 for welding process engineers, PN-EN 423 level 2 for welded joint inspectors, PN-EN 287-1 for welders, and PN-EN 1418 for welding equipment operators.

The unceasing implementation of newer and newer design and technology solutions has contributed to cost down of welded construction production. For example, if the costs of the covered-electrode welding and the semiautomatic welding methods applied at present are compared, manufacturing costs are reduced by approximately 30%.

Skróty i oznaczenia / Abbreviations and Nomenclature

NPV zysk / Net Profit Value

Artykuł recenzowany

Literatura / Bibliography

- [1] Dokumentacja konstrukcyjna silników WARTSILA Szwajcaria.
- [2] Dokumentacja konstrukcyjna silników MAN B&W Dania.
- [3] Materiały konferencyjne MAN B&W. Kopenhaga, 2006.



Smarowanie tulei cylindrowej w dwusuwowych wysokoprężnych silnikach okrętowych produkcji MAN Diesel

W artykule omówione zostały rodzaje pomp smarnych stosowanych do smarowania układu tuleja cylindrowa–tłok w wolnoobrotowych silnikach wysokoprężnych konstrukcji MAN Diesel. Przedstawiono konstrukcję pomp smarnych mechanicznych typu HJ oraz systemu smarowania ALPHA ze sterowaniem elektronicznym.

Słowa kluczowe: silnik okrętowy, smarowanie, system smarowania

Cylinder liner lubrication in MAN Diesel marine two-stroke diesel engines

The article describes the kinds of lubricators used for lubricating the cylinder liner-piston unit in the MAN Diesel slow-speed diesel engines. It presents the design of the HJ-type mechanical lubricators and the ALPHA lubrication system with the electronic control.

Key words: marine engine, lubrication, lubrication system

1. Wstęp

Zmniejszenie oporów tarcia i zużycia elementów silnika współpracujących ze sobą, takich jak tłok i tuleja cylindrowa, wymaga smarowania ich powierzchni trących. Zadaniem oleju smarnego jest rozdzielanie współpracujących elementów, usuwanie (rozpuszczanie) osadów powstałych podczas pracy silnika oraz zabezpieczenie powierzchni przed korozją.

Uzyskanie i utrzymanie dobrego stanu tulei cylindrowej i pierścieni tłokowych w dwusuwowych silnikach wysokoprężnych wymaga odpowiedniego doboru wielu czynników, począwszy od procesu projektowania, poprzez produkcję, a skończywszy na eksploatacji. W okresie eksploatacji czynniki te mogą być uzależnione od warunków zewnętrznych, jak również od sposobu obsługi prowadzonej przez załogę maszynowni. Jednym z takich czynników jest odpowiednie smarowanie cylindra. W dwusuwowych, wysokoprężnych silnikach okrętowych, ze względu na oddzielenie dławnicy drąga tłokowego od skrzyni korbowej (rys. 1), niemożliwe jest smarowanie układu tuleja cylindrowa – tłok rozbryzgowo od obracającego się wału korbowego. Konieczne jest zastosowanie wymuszonego systemu smarowania wymagającego wyposażenia każdej tulei cylindrowej w króćce smarne (do średnicy cylindra 600 mm – 6 sztuk, od średnicy 650-800 mm – 8 sztuk, a powyżej średnicy 900 mm – 10 sztuk) oraz rowki smarne (rys. 2), przez które olej smarny pod ciśnieniem wytworzonym przez pompę smarną jest rozprowadzany po gładzi cylindrowej.

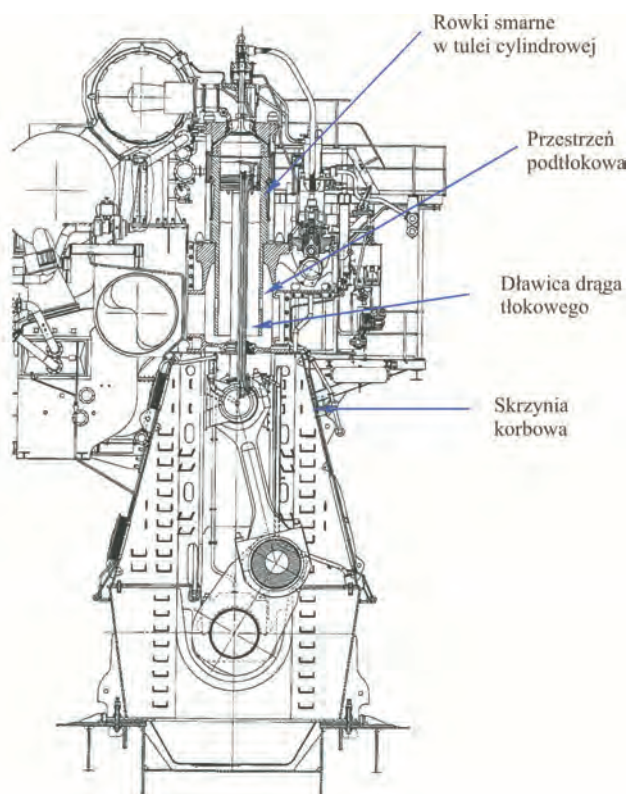
Na utrzymanie w dobrym stanie pary tuleja cylindrowa–tłok ma również wpływ odpowiednie wyregulowanie układu smarnego, tak, aby powstały film olejowy podczas pracy silnika był ciągły. Podczas eksploatacji należy przestrzegać następujących warunków:

- pompy smarne cylindrów muszą być prawidłowo wyregulowane, zgodnie z zaleceniami MAN Diesel,
- typ oleju cylindrowego i liczba zasadowa (TBN – Total

1. Introduction

The reduction of frictional resistance and wear of the engine's mating elements, such as piston and cylinder liner, requires that their friction faces be lubricated. The task of lubricating oil is to separate mating elements, remove (dissolve) sediments formed during engine operation, and protect surfaces against corrosion.

For obtaining and keeping good condition of cylinder



Basic Number) muszą być dobrane odpowiednio do spalanej paliwa,

– nowe tuleje i pierścienie tłokowe muszą być dotarte.

Dużym problemem jest utrzymanie dobrego stanu cylindrów podczas eksploatacji silnika na paliwie niskosiarkowym o zawartości siarki poniżej 1,5%. Dla utrzymania między pierścieniami tłokowymi, a ściankami cylindra hydrodynamicznego filmu olejowego konieczne jest stosowanie oleju smarnego o odpowiedniej liczbie TBN.

Zależność między poziomem siarki w paliwie a olejem cylindrowym firma MAN Diesel przedstawia następująco:

- poziom siarki w paliwie < 1%: zaleca się TBN40/50; przejście z TBN70 na TBN40/50 tylko przy pracy na paliwie o zawartości siarki < 1% przez okres dłuższy niż tydzień,
- poziom siarki w paliwie 1-1,5%: można stosować TBN40/50 i TBN70,
- poziom siarki w paliwie > 1,5%: zaleca się TBN70.

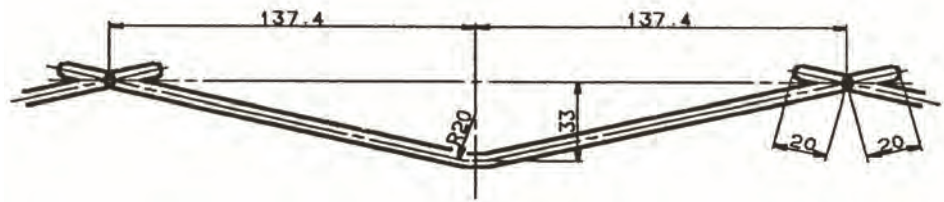
2. Pompy smarne mechaniczne

W silnikach typu MC pompy smarne napędzane są przez przekładnię łańcuchową, która usytuowana jest po stronie rufowej silnika. Przekładnia przenosi napęd z wału rozrządu na wałek napędowy pomp smarnych. Napęd pomp smarnych odbywa się za pomocą:

- dwóch kół łańcuchowych – jednego znajdującego się na wale rozrządu i drugiego zamontowanego na wałku napędowym pomp smarnych,
- napinacza łańcucha,
- łańcucha 1-calowego,
- wałków i sprzęgieł łączących poszczególne pompy smarne.

W silnikach z rodziny MC każdy układ cylindrowy (rys. 3) wyposażony jest w pompę smarną (poz. 1), zawierającą określoną liczbę prasek smarnych, która odpowiada liczbie króćców smarnych w tulei cylindrowej. Pompy smarne usytuowane są po stronie wału rozrządu i wzajemnie połączone za pomocą wałków wyposażonych w sprzęgła (poz. 2).

Pompy smarne silnika typu MC-C (rys. 4) nie różnią się



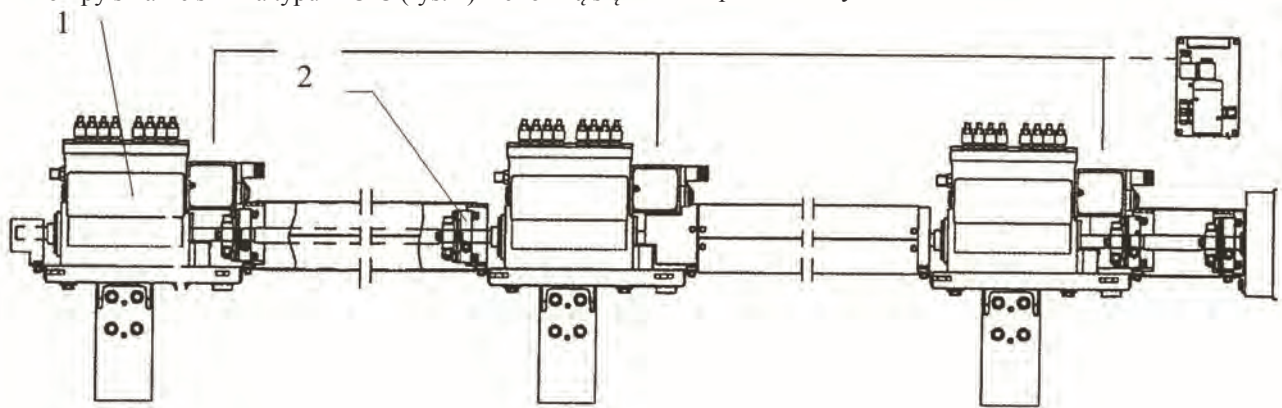
liner and piston rings in two-stroke diesel engines, many factors must be selected properly, starting from design process, through production, to operation. During normal operation, those factors can depend on external conditions, as well as the way the machine room staff attends to the engine. One of such factors is adequate cylinder lubrication. In marine two-stroke diesel engines, due to the fact that the underpiston space is separated from frame box by piston rod gland box (Fig. 1), splash lubrication of the cylinder liner-piston unit from the rotating crankshaft is impossible. It is necessary to apply a forced lubrication system requiring that each cylinder liner be equipped with injection nozzles (up to cylinder bore 600 mm – 6 pieces, 650-800 mm – 8 pieces, above 900 mm – 10 pieces) and lubricating grooves (Fig. 2) through which the lube oil under pressure generated by lubricator is distributed all over the cylinder bearing surface.

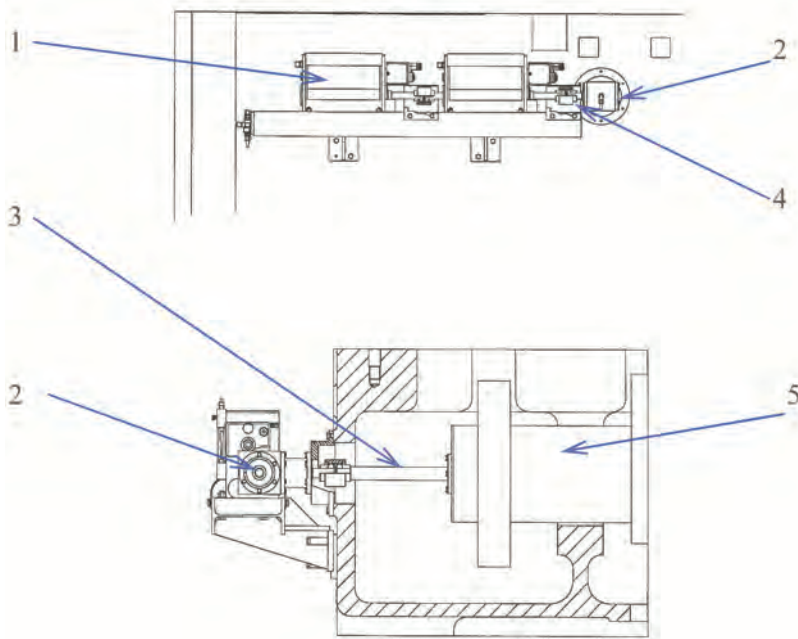
The keeping of the cylinder liner-piston unit in good condition is also influenced by proper lubrication system adjustment so that the oil film formed during engine operation can remain intact. During operation, the following conditions must be kept to:

- Cylinder lubricators must be adjusted correctly according to MAN Diesel requirements,
- Cylinder oil type and TBN (Total Base Number) must be selected according to fuel oil burnt,
- New liners and piston rings must be run-in with care.

A more complex problem is to maintain good cylinder condition during engine operation on a low-sulphur fuel oil with the sulphur content below 1.5%. To keep the hydrodynamic oil film between piston rings and cylinder walls, it is necessary to use lube oil with adequate TBN.

The correlation between fuel sulphur level and cylinder oil is presented by MAN Diesel as follows:





pod względem konstrukcyjnym od pomp stosowanych w silnikach typu MC. Zmieniono natomiast ich usytuowanie i liczbę. Zrezygnowano z pojedynczych pomp dla każdego cylindra na rzecz pompy zintegrowanej. Liczba pomp smarnych uzależniona jest od średnicy i liczby cylindrów; może ich być od jednej do trzech na silnik. Pompy przeniesiono ze strony wału rozrządu na stronę dziobową silnika. Na miejsce usytuowania wybrano stronę dziobową, ponieważ pozwoliło to zrezygnować z przekładni łańcuchowej. Zastosowano sztywne połączenie z wałem rozrządu, a poprzez zastosowanie przekładni kątovej uzyskano napęd bezpośredni zespołu pomp smarnych. Rozwiązanie to spowodowało likwidację skomplikowanego napędu. W miejsce ww. układu napędowego wprowadzono przekładnię kątową (rys. 4, poz. 2) połączoną bezpośrednio wałkiem (poz. 3) z wałem rozrządu. Pompy smarne między sobą połączone są sprzęgłem (poz. 4).

Dla statków wyposażonych w śrubę napędową o stałym skoku (FPP – *Fixed Pitch Propeller*), w pompach smarnych wielkość dawki oleju cylindrowego jest dobrana w zależności od prędkości obrotowej silnika (rys. 5). Wielkość dawki oleju może być także zależna od obciążenia; typ ten nazwano LCD (*Load Change Dependent*), rys. 6.

W silnikach wyposażonych w mechaniczny regulator obrotów Woodward'a, pompy smarne LCD są sterowane zespołem elektronicznym, który kontroluje położenie paliwowego wałka regulacyjnego, sterującego wydatkiem pomp paliwowych. W przypadku gdy silnik wyposażony jest w elektroniczny regulator obrotów, pompy smarne LCD są sterowane bezpośrednio przez regulator.

Pompy smarne sterowane w funkcji LCD mogą pracować w następujących ustawieniach:

- Fuel sulphur level < 1%: TBN40/50 is recommended; change-over from TBN70 to TBN40/50 only when operating on < 1% sulphur for more than one week.
- Fuel sulphur level 1-1.5%: TBN40/50 and TBN70 can be used.
- Fuel sulphur level > 1.5%: TBN70 is recommended.

2. Mechanical lubricators

In the MC-type engines, the lubricators are driven by a chain transmission located on the engine aft side. The transmission transfers drive from camshaft to lubricator driving shaft. The lubricator drive is effected by means of:

- Two chain wheels – one on camshaft and the other mounted on lubricator driving shaft,
- Chain tightener,
- One-inch chain,
- Shafts and couplings that connect individual lubricators.

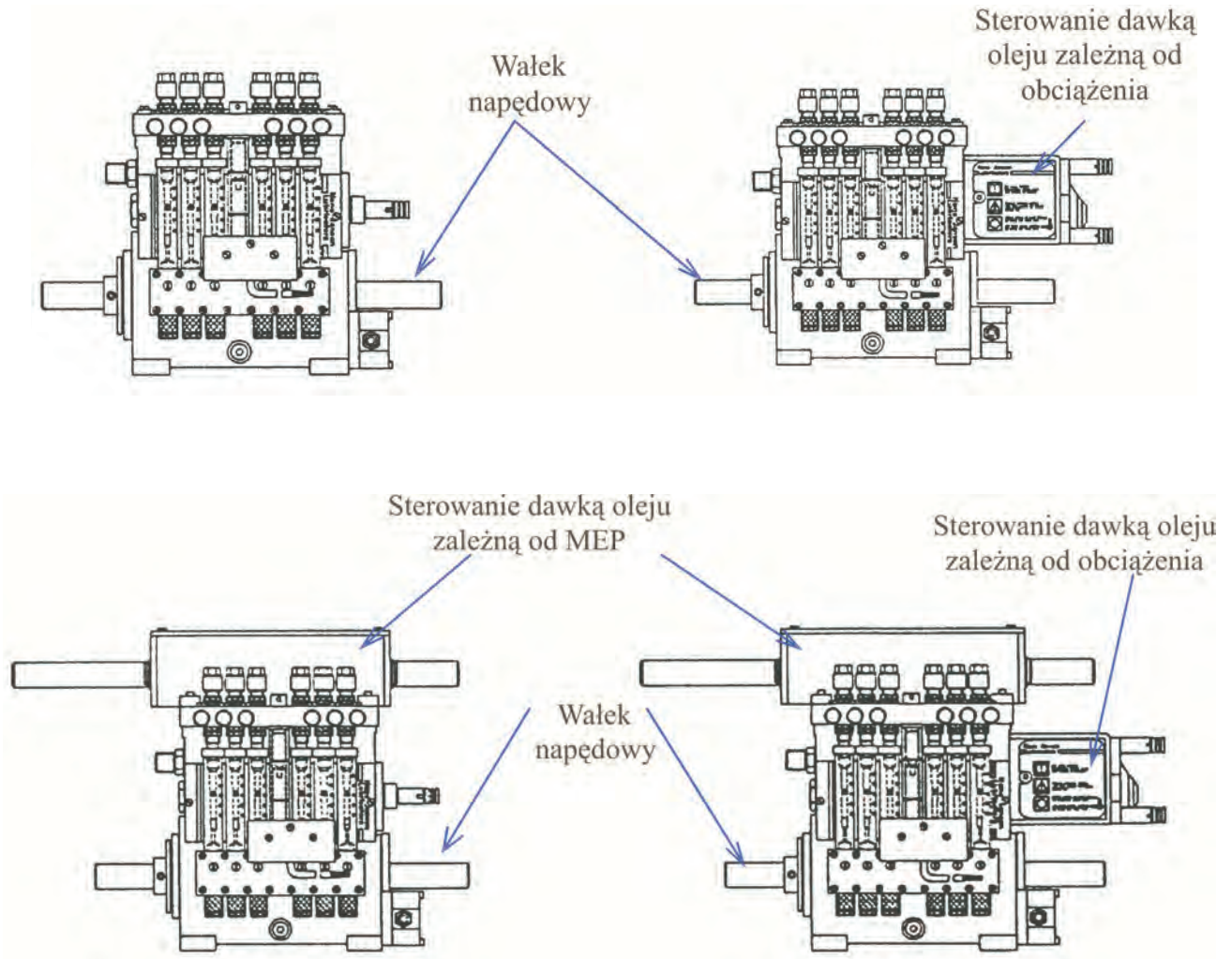
In the MC-series engines, each cylinder unit (Fig. 3) is equipped with a lubricator (Pos. 1) comprising a definite number of lubricating quills corresponding to the number of injection nozzles in cylinder liner. The lubricators are located on the camshaft side and interconnected by means of shafts equipped with couplings (Pos. 2).

The MC-C-type engine lubricators (Fig. 4) are not different, as far as their design is concerned, from the lubricators used in the MC-type engines. However, their location and quantity are changed. Single lubricators for each cylinder were replaced by one integrated pump. The number of lubricators depends on the bore and number of cylinders; there can be from one to three lubricators per engine. They were moved from the camshaft side to the engine fore side, because this allowed to give up the chain transmission. A rigid connection with camshaft was used, and by using an intersecting axis gear the direct drive of the lubricator unit was obtained. Thanks to this solution, a complicated drive was eliminated. In place of the a.m. drive system, an intersecting axis gear (Fig. 4, Pos. 2) connected with camshaft directly by means of a shaft (Pos. 3) was introduced. The lubricators are interconnected by means of a coupling (Pos. 4).

For ships equipped with FPP (*Fixed Pitch Propeller*), the cylinder oil feed rate in lubricators is selected depending on engine speed (Fig. 5). Lubricators can also have the oil feed rate dependent on load; this type is called LCD (*Load Change Dependent*), Fig. 6.

In engines equipped with a Woodward mechanical governor, the LCD lubricators are controlled by an electronic unit that monitors the location of a fuel regulating shaft controlling the lubricator feed rate. When the engine is equipped with an electronic speed governor, the LCD lubricators are controlled directly by the governor.

Lubricators with the LCD control function can operate



- pompy smarne podają zwiększoną dawkę oleju cylindrowego podczas rozruchu, manewrowaniu oraz przy nagłych zmianach obciążenia; obniża to zużycie tulei cylindrowej,
- pompy smarne podają ustaloną dawkę oleju cylindrowego na obrót wału.

Gdy statek jest wyposażony w śrubę napędową o zmiennym skoku (CPP – *Controllable Pitch Propeller*), wtedy silnik pracuje ze stałą prędkością obrotową, a pompy smarne i wielkość dawki oleju cylindrowego są sterowane od w zależności od średniego ciśnienia efektywnego (MEP), rys. 6.

W siłowniach ze śrubą nastawną (CPP) mogą być zastosowane pompy smarne w wykonaniu, w którym ilość podawanego oleju jest zależna od średniego ciśnienia użytkowego (MEP) i od obciążenia (LCD), rys. 8.

3. Zasada działania pompy smarnej typu HJ produkcji Hans Jansen Lubricators A/S

Silniki wolnoobrotowe dwusuwowe konstrukcji MAN Diesel wyposażone są w pompy smarne firmy Hans Jansen Lubricators A/S typu HJ (rys. 9). Pompa zasilana jest olejem ze zbiornika grawitacyjnego umieszczonego w siłowni. Po-

with the following settings:

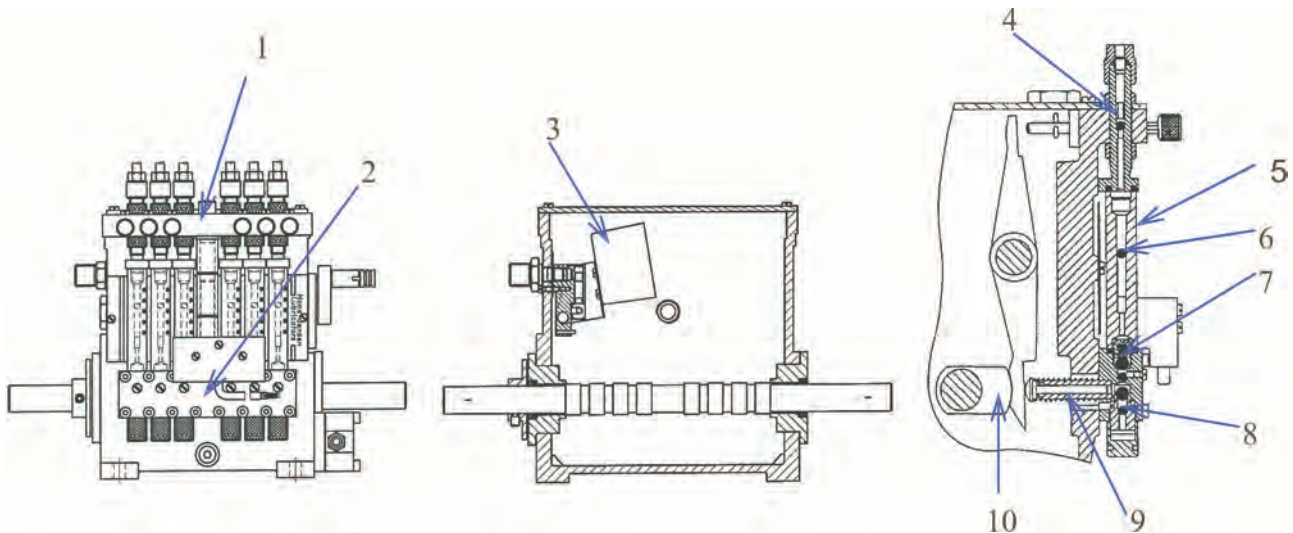
- Lubricators supply an increased cylinder oil dosage during starting, maneuvering and in case of sudden load changes; this reduces the cylinder liner wear;
- Lubricators supply a fixed cylinder oil dosage per shaft revolution.

When a ship is equipped with CPP (*Controllable Pitch Propeller*), the engine runs with a fixed speed, and the lubricators and cylinder oil feed rate are controlled depending on mean effective pressure (MEP), Fig. 6.

Plants with CPP can be provided with lubricators having the design where the amount of supplied oil depends on mean effective pressure (MEP) and load (LCD), Fig. 8.

3. Principle of operation of HJ lubricator manufactured by Hans Jansen Lubricators A/S

Slow-speed two-stroke engines of the MAN Diesel design are equipped with the HJ-type lubricators of Hans Jansen Lubricators A/S (Fig. 9). The lubricator is supplied by oil from a gravitational tank placed in the plant. The oil level in the lubricator container (Pos.1) is kept at about 70 to 110 mm above the pump block edge (Pos. 2). The adequate level is secured by a float valve (Pos. 3). The



ziom oleju w zbiorniku znajdującym się w pompie smarnej (poz. 1) utrzymywany jest na poziomie około 70 do 110 mm powyżej krawędzi bloku pompy (poz. 2). Odpowiedni poziom zabezpiecza pływak wraz z zaworem (poz. 3). Poziom oleju można obserwować na wskaźniku (poz. 5). Podczas pracy pompy olej jest zasysany przez podwójny zawór ssący (poz. 8) do komory przed tłokiem pompy (poz. 9). Krzywka (poz. 10) podczas obrotu naciska na tłok (poz. 9), który powoduje sprężenie dawki oleju. Przez zawór (poz. 7) olej przepływa do wskaźnika przepływu (poz. 5) wykonanego z przezroczystego tworzywa. Wewnątrz kanału przepływowego znajduje się kulka (poz. 6), której ruch w górę informuje o przepływie oleju. Następnie przez zawór zwrotny (poz. 4) olej opuszcza pompę i przepływa rurkami do zaworu jednokierunkowego w tulei cylindrowej.

Ustawienie krzywek (poz. 10) jest ściśle związane z danym cylindrem, ponieważ olej smarny musi być dostarczony na pierścienie tłokowe w odpowiednim momencie tj. podczas suwu sprężania. Pompa smarna wyposażona jest w alarmy niskiego i wysokiego poziomu oleju w zbiorniku pompy.

W przypadku stosowania jednej pompy na cylinder (silniki typu MC), pompy są identyczne dla wszystkich cylindrów. Ustawienie pompy dla danego cylindra uzyskuje się poprzez odpowiednie połączenie pomp na sprzęgłach podczas regulacji. Przykładowa procedura regulacji silnika 5-cio cylindrowego przebiega następująco:

- dla przeprowadzenia regulacji pompy smarnej cylindra 1 należy obracać wał korbowy w kierunku naprzód, aż wykorbienie cylindra 1 znajdzie się 105° po DMP,
- powoli obracać wałek pompy w kierunku naprzód, aż znak na skali przy wałku wejściowym pokryje się ze znakiem na korpusie pompy smarnej,
- następnie należy przeprowadzić regulację kolejnych pomp smarnych poszczególnych cylindrów w kolejności palenia, gdy ich wykorbienie znajduje się 105° po DMP.

Silniki typu MC-C mają pompy smarne przypadające na 2,5 cylindra. Pompy te nie są zamienne i przypisane są

oil level can be watched on the indicator (Pos. 5). During lubricator operation, the oil is sucked by a double suction valve (Pos. 8) into the chamber in front of the pump piston (Pos. 9). When the cam (Pos. 10) is turning, it presses the piston (Pos. 9) causing an oil dosage compression. Through the valve (Pos. 7), the oil flows to the flow indicator (Pos. 5) made of transparent plastic. Inside the flow channel is a ball (Pos. 6), and its upward movement indicates that the oil is flowing. Then, through the non-return valve (Pos. 4), the oil leaves the lubricator and flows through tubes to the non-return valve in cylinder liner.

The position of the cams (Pos. 10) is strictly connected with a given cylinder, because the lube oil must be supplied to piston rings at a proper moment, i.e. during the compression stroke. The lubricator is equipped with alarms for high and low oil level in the container.

In case of using one lubricator per cylinder (MC-type engines) the lubricators are identical for all cylinders. The lubricator setting for a given cylinder is obtained by the adequate connecting of the lubricators on couplings during adjustment. An example of adjustment procedure for a five-cylinder engine looks like this:

- To adjust the lubricator of cylinder 1, turn the crankshaft in the ahead direction until the crank throw of cylinder 1 is 105° after BDC,
- Turn the lubricator shaft slowly ahead until the mark on the scale at the input shaft is in line with the mark on the lubricator housing,
- Then adjust the next lubricators of particular cylinders in their firing sequence when their crank throw is 105° after BDC.

In the MC-C-type engines, the lubricators fall to 2.5 cylinders. They are not interchangeable, and are assigned to specific cylinders; this is connected with the firing sequence of individual cylinders.

4. Cylinder oil dosage

do konkretnych cylindrów; jest to związane z kolejnością palenia poszczególnych cylindrów.

4. Dawkowanie oleju cylindrowego

Dawkowanie oleju smarnego określone zostało w oparciu o doświadczenia eksploatacyjne firmy MAN Diesel uzyskane z wcześniej produkowanych rodzin silników jak GFCA, GB. Wpływ na ilość podawanego oleju mają zmieniające się kryteria konstrukcyjne, m.in. średnie ciśnienie użyteczne, maksymalne ciśnienie sprężania, zwiększająca się powierzchnia smarowana w cylindrze przy wprowadzaniu silników o długim skoku oraz stosowanie paliw niskosiarkowych.

Obliczanie dawki dobowej oleju smarnego dla zakontraktowanej mocy silnika odbywa się z wykorzystaniem zależności:

$$Q = BS \cdot P_e \cdot 24 \cdot 10^{-3} \quad [\text{kg}/24 \text{ godz.}],$$

gdzie: Q – dawka dla zakontraktowanej mocy silnika, BS – nastawa podstawowa: dla silników K/L-MC wynosi 1,2 g/(kW·h), a silników S-MC – 1,5 g/(kW·h), P_e – efektywna moc silnika przy zakontraktowanej mocy MCR (*Maximum Continuous Rating*) [kW].

Dawkowanie oleju cylindrowego podczas docierania silnika przedstawiono na rys. 10.

5. Elektronicznie sterowane pompy smarne typu ALPHA

W 1997 roku firma MAN B&W mając na uwadze aspekt

The lube oil dosage is determined on the basis of the MAN Diesel service experience acquired from the engine series manufactured previously, such as GFCA, GB. The amount of supplied oil is influenced by changing design criteria, including mean effective pressure, maximum compression pressure, extended lubrication area in cylinder when implementing engines with long stroke, and use of low-sulphur fuel oils.

The twenty-four hours' dosage of lube oil for a contracted engine power rating is calculated with the use of the following formula:

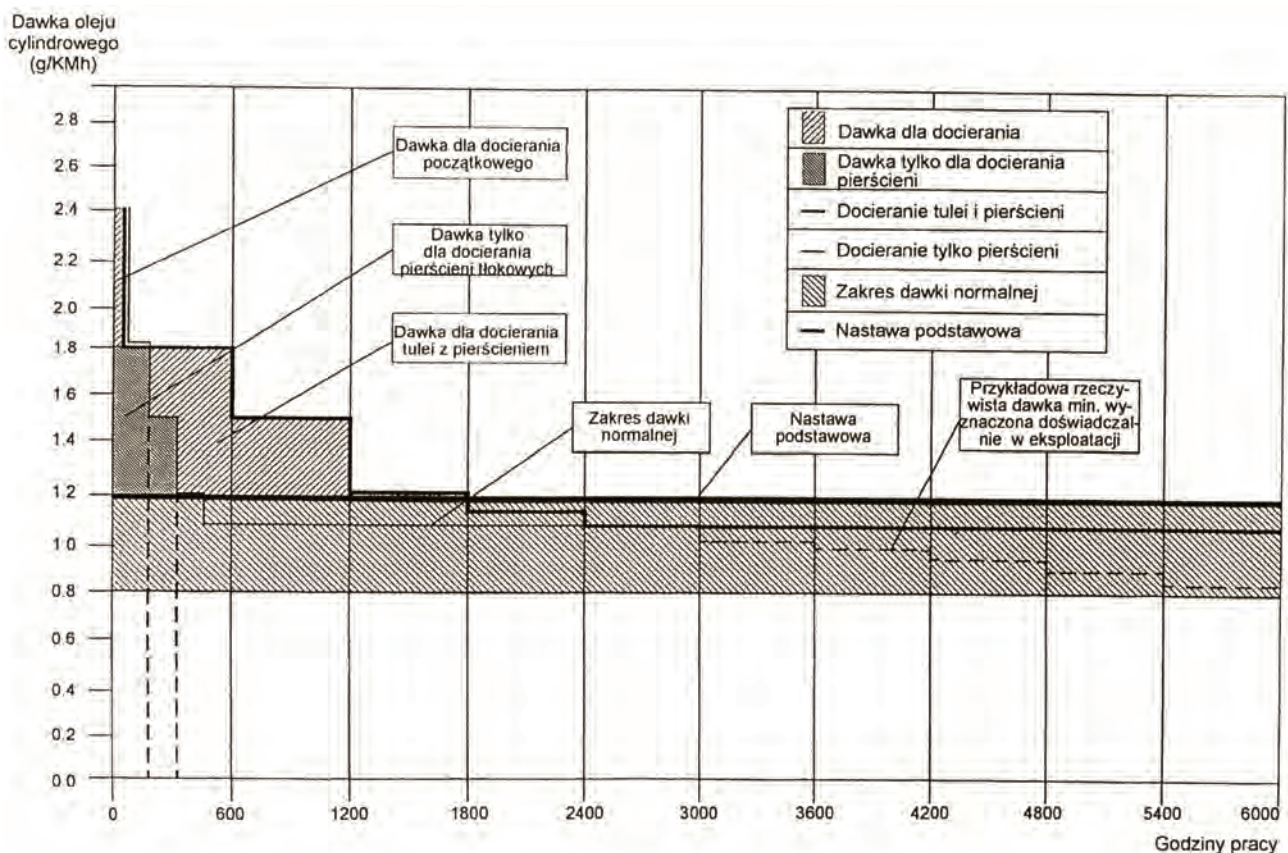
$$Q = BS \cdot P_e \cdot 24 \cdot 10^{-3} \quad [\text{kg}/24 \text{ hours}]$$

where: Q – dosage for contracted engine power rating, BS – basic setting: for K/L-MC engines it is 1.2 g/(kW·h), and for S-MC engines – 1.5 g/(kW·h), P_e – effective engine power at contracted MCR (*Maximum Continuous Rating*) [kW].

The cylinder oil dosage during engine running-in is shown in a diagram (Fig. 10).

5. Electronically controlled lubricators of ALPHA type

In 1997, bearing in mind the correct mating of cylinder liner and piston rings, and the cost down of service, MAN B&W started to work on changing the lubrication system for mating surfaces. Research and implementation work resulted in creating a completely new system of cylinder lubrication called the ALPHA system which is offered as option for the

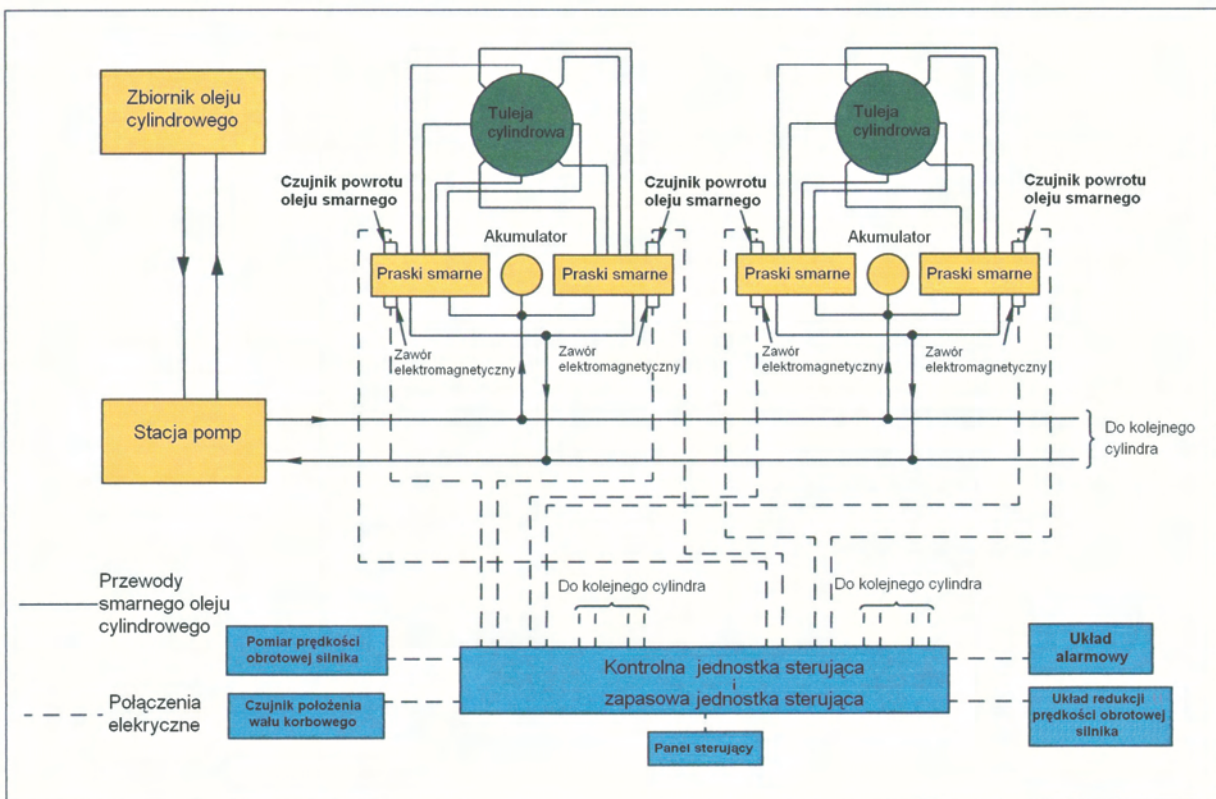
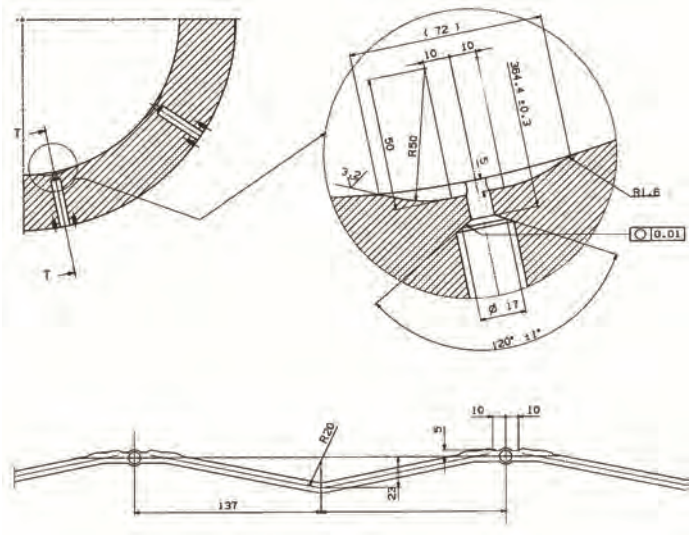


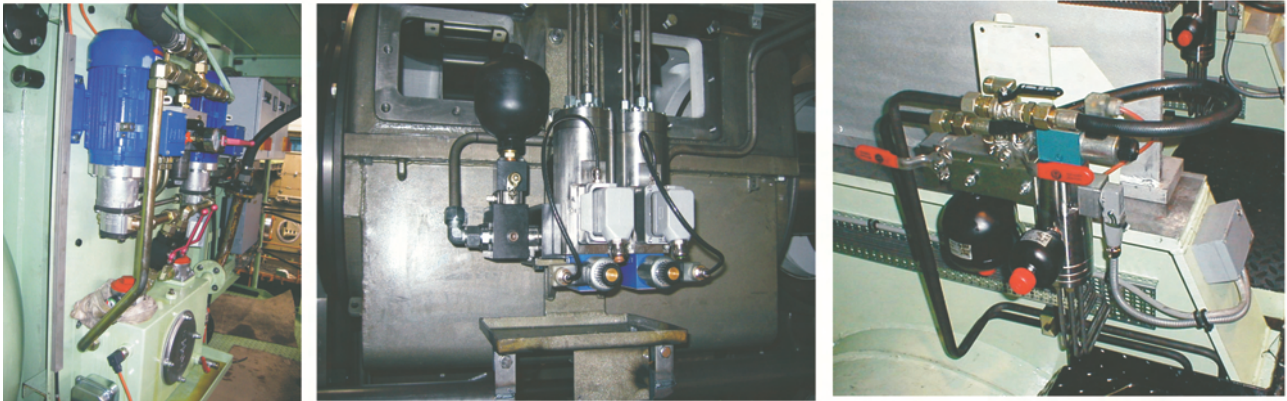
prawidłowej współpracy tulei cylindrowej i pierścieni tłokowych oraz zmniejszenie kosztów eksploatacyjnych rozpoczęła prace nad zmianą systemu smarowania współpracujących powierzchni. W wyniku prac badawczych i wdrożeniowych powstał całkiem nowy system smarowania cylindrów zwany systemem ALPHA, który jest oferowany jako opcja dla silników z rodziny MC/MC-C oraz jako standard dla silników elektronicznych z rodziny ME. Zasada pracy systemu ALPHA polega na doprowadzaniu pod wysokim ciśnieniu wymaganej dawki oleju cylindrowego na powierzchnię tłoka pomiędzy pierścieniami tłokowymi, co kilka jego suwów. Otwory doprowadzające olej usytuowane są na obwodzie cylindra tak, jak w rozwiązaniu klasycznym, z rowkiem smarnym typu zygzak. W miejscu doprowadzenia oleju wprowadzono dodatkowe wybranie (rys. 11) dla lepszego rozprowadzenia oleju oraz opracowano nowy zawór jednokierunkowy.

Tuleja cylindrowa może być wyposażona w 6 lub 8 zaworów smarnych, których liczba, tak jak przy pompach sterowanych mechanicznie, zależy od średnicy cylindra. Silniki do 600 mm średnicy cylindra wyposażone są w jedną pompę smarną przypadającą na cylinder, a od 700 mm średnicy cylindra w dwie pompy.

System smarowania cylindrów ALPHA pokazano na rys. 12. Olej ze zbiornika oleju cylindrowego pobierany jest przez stację pomp (rys. 13), która podnosi ciśnienie oleju do 45 bar. Następnie kolektorem doprowadzany jest do pomp smarnych. Przekrój pompy smarnej pokazano na rysunku 16. W stanie spoczynku olei pod ci-

MC/MC-C engine and equipped with 6 or 8 lubricating valves, and the number, just as in the case of ALPHA system, depends on the cylinder diameter. Engines up to 600 mm cylinder diameter are equipped with one lubricating pump per cylinder, and engines with 700 mm cylinder diameter with two pumps. The ALPHA cylinder lubrication system is a place where big is supplied from the cylinder deck tank to the injection station (Fig. 11) and raises the pressure up to 45 bar. In the





śnieniem 45 bar wypełnia całą pompę smarną. W momencie otrzymania sygnału z Kontrolnej Jednostki Sterującej zawór elektromagnetyczny uruchamia pompę podając olej na tłok pompy smarnej. Podczas ruchu tłok uruchamia tłoczki par precyzyjnych, osobnych dla każdego zaworu smarnego znajdującego się w tulei cylindrowej.

Cała praca systemu jest kontrolowana i sterowana przez układ komputerowy. Układ ten kontroluje wielkość podawanej dawki oleju w zależności od obciążenia i prędkości obrotowej silnika. Rozpoznaje również, czy przez każdy zawór jednokierunkowy przepływa olej. Dla pewności działania systemu Kontrolna Jednostka Sterująca jest zdublowana.

Kontrolna Jednostka Sterująca otrzymuje sygnały o prędkości obrotowej silnika (rys. 15, poz. 2) o położeniu

the oil is supplied to the lubricators by means of a collecting pipe. The lubricator cross-section is shown in Figure 16. In the standstill, the 45-bar oil fills up the whole lubricator. When a signal is received from the Master Control Unit, a solenoid valve activates the lubricator, supplying the oil to the lubricator piston. During the movement, the piston activates the injection plungers that are separate for each lubricating valve in the cylinder liner.

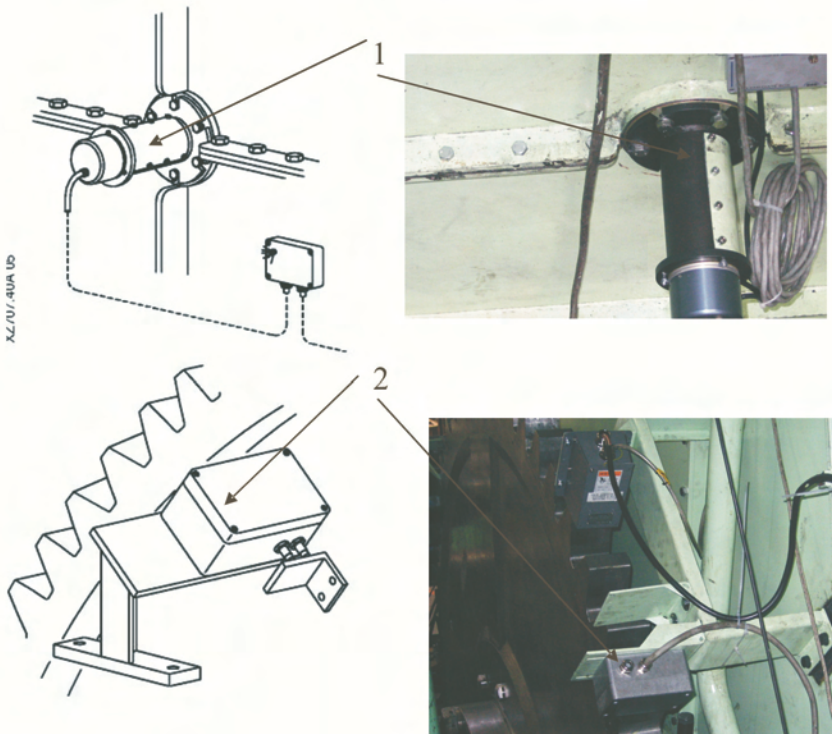
The whole operation of the system is monitored and controlled by a computer system. The system monitors the amount of supplied oil dosage depending on engine load and speed. It also recognizes whether oil is flowing through each non-return valve. To make the system operation secure and reliable the Master Control Unit is doubled.

The Master Control Unit receives signals about engine speed (Fig. 15, Pos. 2), crankshaft position (Pos. 1), and load value. Based on that data, the electronic system determines the oil dosage amount and the moment of injection.

In case of operation on a low-sulphur fuel oil the percentage value of sulphur in fuel oil is introduced into the Control Panel, and the system selects a suitable lube oil dosage on its own.

The electronically controlled engines of the ME type are equipped with the ALPHA lubrication system as standard. The lubricator in those engines is located on the hydraulic cylinder unit (Fig. 18) of the fuel injection pump and exhaust valve actuator. The unit is supplied with oil under a pressure of 200 bar, and the oil is supplied to the lubricator, too.

In Poland, the ALPHA lubrication system was used for the first time in 2001, by the H. Cegielski-Poznań S.A.



wału korbowego (poz. 1) oraz o wielkości obciążenia. Na podstawie tych danych układ elektroniczny ustala wielkość dawki oleju i moment wtrysku.

W przypadku pracy na paliwie niskosiarkowym wprowadza się do Panelu Sterującego procentową zawartość siarki w paliwie, a system sam dobiera odpowiednią dawkę oleju smarnego.

Silniki sterowane elektronicznie typu ME w standardzie wyposażone są w system smarowania ALPHA. W silnikach tych pompa smarna została umieszczona na hydraulicznej jednostce napędowej (rys. 18) pompy paliwowej i zaworu wydechowego. Jednostka napędowa zasilana jest olejem o ciśnieniu 200 bar, który również zasilą pompę smarną.

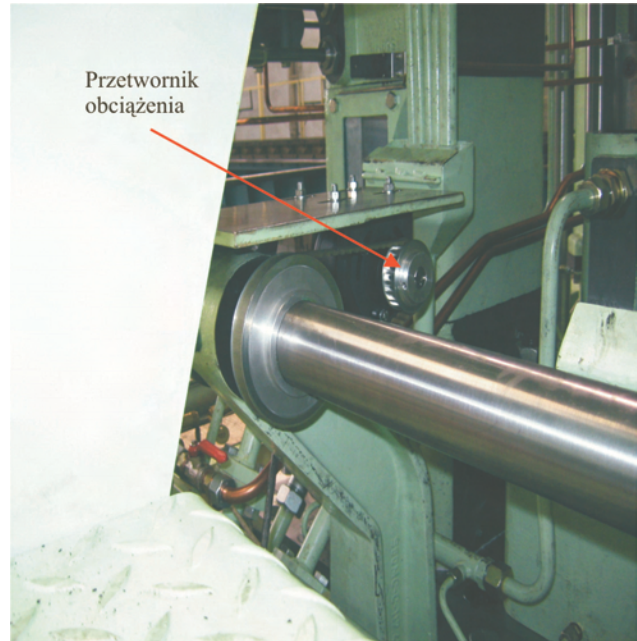
W Polsce system smarowania ALPHA został zastosowany po raz pierwszy w 2001 roku przez firmę H. Cegielski-Poznań S.A. w silniku wysokoprężnym, dwusuwowym, wolnoobrotowym 6S60MC-C. Obecnie wszystkie produkowane silniki wolnoobrotowe na licencji MAN Diesel wyposażone są w elektroniczny system smarowania.

6. Korzyści wynikające z zastosowania elektronicznego systemu smarowania ALPHA

Stosując system smarowania ALPHA armatorzy mają dwie zasadnicze korzyści:

– zmniejszone zużycie tulei cylindrowej;

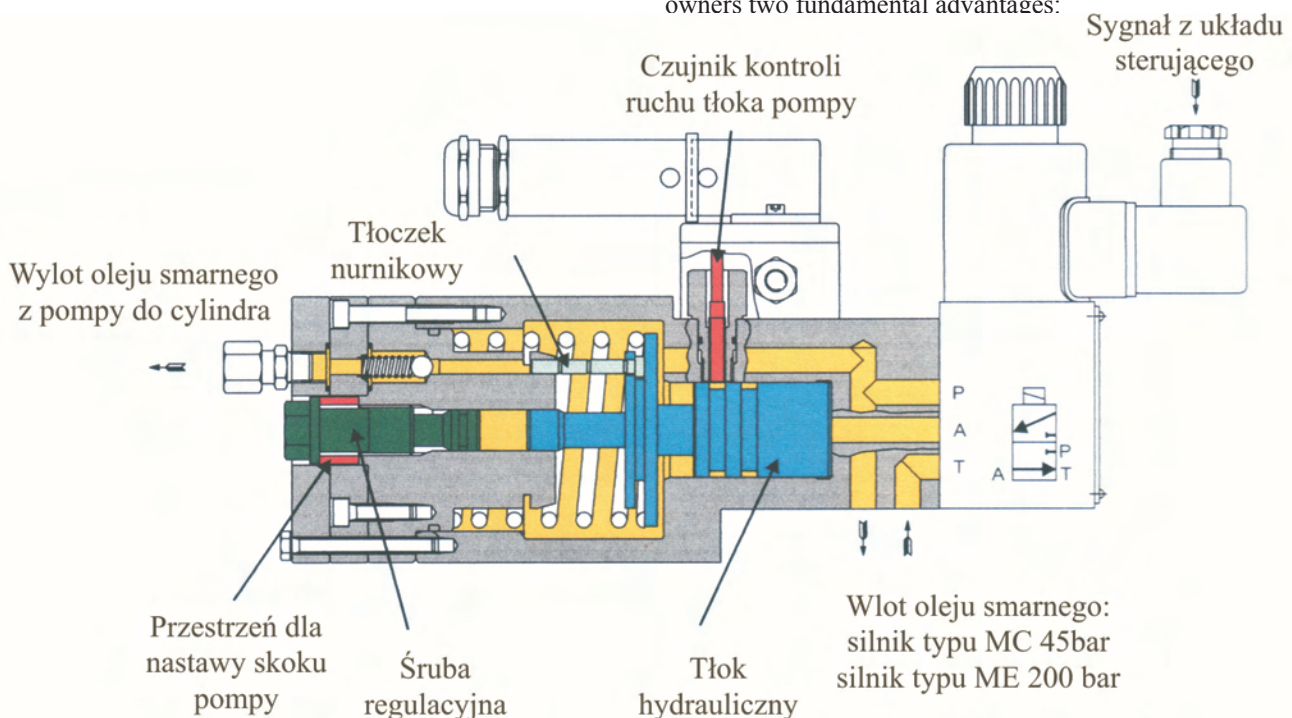
Na rysunku 19 przedstawiono wykres opracowany na podstawie doświadczeń zebranych z eksploatacji silników. Zestawiono na nim zużycie tulei cylindrowej przy zastosowaniu mechanicznego systemu smarowania i elektronicznego systemu smarowania ALPHA. Zużycie w ciągu 1000 h

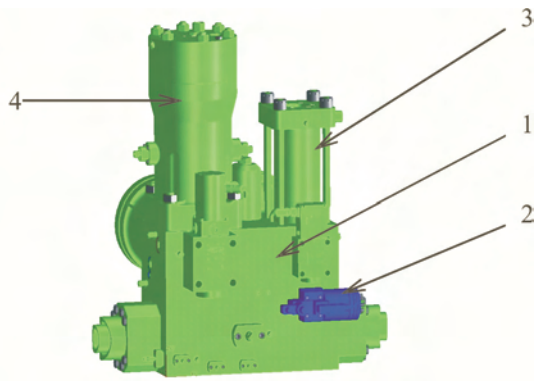


company, in a 6S60MC-C slow-speed two-stroke diesel engine. At present, all slow-speed engines manufactured under the MAN Diesel licence are equipped with the electronic lubrication system.

6. Benefits of ALPHA electronic lubrication system

The use of the ALPHA lubrication system gives ship owners two fundamental advantages:





dla mechanicznego systemu smarowania wynosi 0,85 mm, a przy smarowaniu ALPHA około 0,05 mm, i tak małe zużycie utrzymuje się przez około 5000 h eksploatacji. Po upływie tego czasu obydwa systemy wykazują podobne zużycie. Stosując system ALPHA wydłużamy więc okres między wymianami tulei.

– zmniejszone zużycie oleju smarnego;

W tabeli 1 przedstawiono zestawienie kosztów zmiany systemu smarowania z mechanicznego na elektroniczny. Oszczędności wynikają ze zmniejszonego zużycia oleju smarnego; np. silnik 12K90MC o mocy 54 840 kW wyposażony w mechaniczne pompy smarne zużywa 66904,8

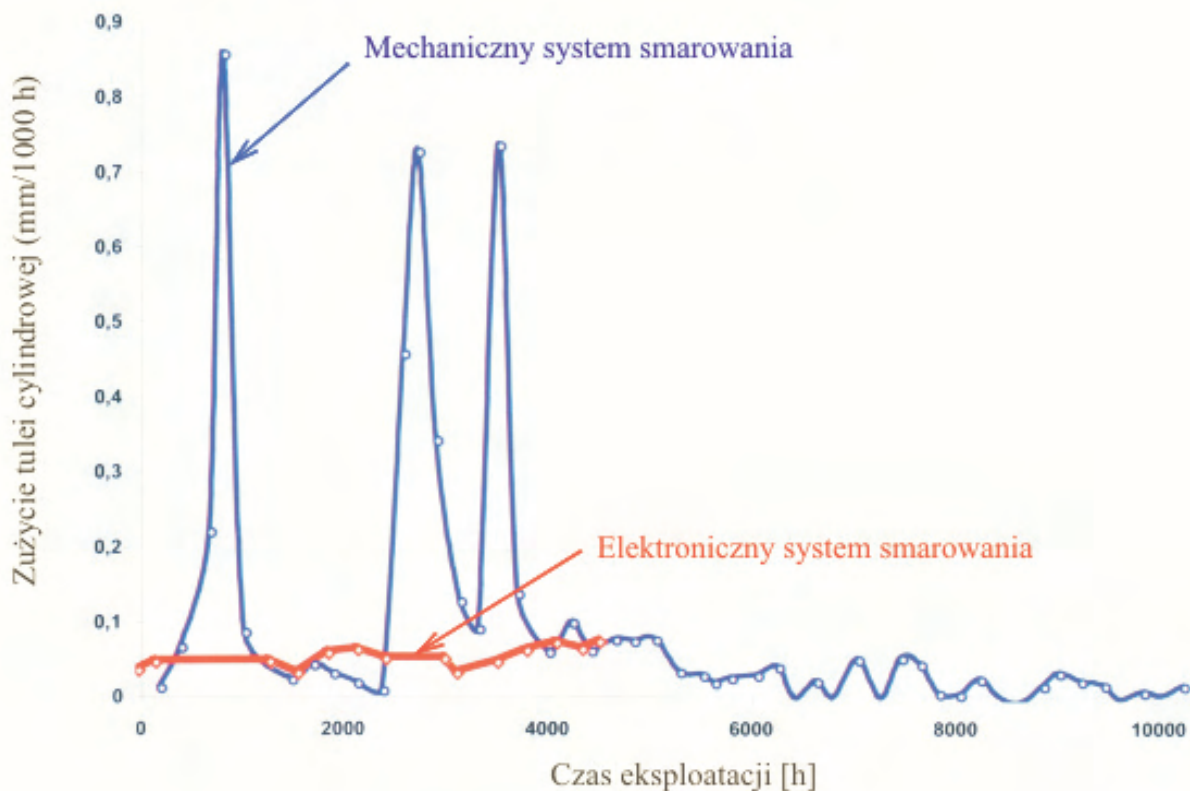
– Reduced cylinder liner wear;

Figure 19 shows a diagram made on the basis of the experience gathered from normal engine operation. The diagram presents cylinder liner wear in case of mechanical lubrication system and ALPHA electronic lubrication system. The wear within 1,000 hours for the mechanical lubrication system is 0.85 mm, and for the ALPHA lubrication about 0.05 mm, and such a small wear is kept for approximately 5,000 hours of operation. After that time, both systems show a similar wear. So, by using the ALPHA system we extend the period between liner replacements.

– Reduced lube oil consumption;

Table 1 includes juxtaposed costs of changing the lubrication system from mechanical to electronic. Savings result from reduced lube oil consumption; e.g. a 12K90MC engine with power 54,840 kW, equipped with mechanical lubricators, consumes 66,904.8 g/h of lube oil, and the very same engine equipped with the ALPHA lubrication system consumes 55,936.8 g/h. Thus, 10,968 g of oil is saved during one hour, which yields the savings of 76.8 t of lube oil per year of service (the engine is assumed to operate 7,000 hours in a year). It can be assumed that the engine cost increased by the purchase of the ALPHA lubrication system is returned after two service years on the average.

Considering the needs of ship owners, MAN Diesel provided the possibility of using the ALPHA lubrication system in engines being already in service and equipped with mechanical lubricators.



g/h oleju smarnego, a ten sam silnik wyposażony w system smarowania ALPHA zużywa 55936,8 g/h. Oszczędza się w ciągu jednej godziny 10968 g oleju co daje w ciągu roku eksploatacji (przyjmuje się że silnik w ciągu roku pracuje 7000 h) oszczędności 76,8 t oleju smarnego. Można przyjąć, że średnio po dwóch latach eksploatacji zwraca się zwiększony koszt silnika o zakup systemu smarowania ALPHA.

MAN Diesel uwzględniając potrzeby armatorów opraco-

Silnik:	12K90MC	8S60MC-C
Moc / Power rating	54 840 kW	18 080 kW
Zużycie oleju smarnego przy zastosowaniu pomp smarnych mechanicznych / Lube oil consumption when mechanical lubricators are used	1,22 g/(kW·h)	1,50 g/(kW·h)
Zużycie oleju smarnego przy zastosowaniu elektronicznego systemu smarowania ALPHA / Lube oil consumption when ALPHA electronic lubrication system is used	1,02 g/(kW·h)	1,02 g/(kW·h)
Czas eksploatacji / Operation time	7000 h/rok	7000 h/year
Cena oleju smarnego / Lube oil price	750 \$/ton	750 \$/tonn
Oszczędność / Savings	84 300 \$/rok	52 200 \$/year
Koszt systemu ALPHA / ALPHA system cost	220 000 \$	106 000 \$
Zwrot kosztów wyposażenia silnika w system ALPHA / Return of costs of equipping engine with ALPHA system	2,61 roku	2.03 year

wał możliwość zastosowania systemu smarowania ALPHA w silnikach będących już w eksploatacji, a wyposażonych w mechaniczne pompy smarne.

Artykuł recenzowany

Literatura/Bibliography

- [1] Instrukcja Techniczno-Ruchowa silnika L60MC, S60MC-C firmy MAN Diesel.
- [2] Instrukcja Techniczno-Ruchowa pomp smarnych typu HJ.
- [3] Instrukcja Techniczno-Ruchowa pomp smarnych typu ALPHA.
- [4] Materiały udostępnione przez MAN Diesel.



Łzydor KAFAR*
Jerzy MERKISZ
Leszek PIASECZNY

Model rozpylania paliwa w średnioobrotowym silniku okrętowym i jego badania symulacyjne

W artykule przedstawiono matematyczny model rozpylania paliwa w silniku ZS oraz wyniki badań symulacyjnych. Model uwzględnia właściwości wtryskiwanego paliwa, parametry konstrukcyjne otworków rozpylacza, przebieg ciśnienia wtrysku, ciśnienia i temperatury czynnika roboczego w cylindrze. Badania symulacyjne przeprowadzono dla różnych temperatur wtryskiwanego paliwa przy ciśnieniu wtrysku uzyskanym podczas rzeczywistych pomiarów na silniku okrętowym oraz dla różnych wartości ciśnienia wtrysku i stałej temperatury paliwa.

Słowa kluczowe: silnik ZS, wtrysk paliwa, model, symulacja

Fuel spray model in a medium speed marine engine – a simulation

The work presents a mathematical model of fuel spray in a CI engine and the results of simulation research on spraying. The model takes into consideration the properties of the fuel injected, construction parameters of the nozzles, the course of injection pressure and the pressure and temperature course of the working medium. Simulation research was conducted in the function of temperature of the fuel injected, with the course of injection pressure according to measurement on an engine, for an assigned injection pressure and for a fixed fuel temperature.

Key words: CI engine, fuel injection, model, simulation

1. Wprowadzenie

Głównymi czynnikami wpływającymi na uzyskanie pożądaných parametrów obiegu silnika ZS, w tym niskiego poziomu emisji związków toksycznych i cząstek stałych są: przebieg wtrysku paliwa, jakość rozpylenia paliwa oraz jakość wymieszania kropeł paliwa z powietrzem w komorze spalania. Badania pozwalające dobrać parametry i charakterystyki tych czynników prowadzone są w wielu ośrodkach naukowych. Z reguły są to badania symulacyjne modeli matematycznych oraz weryfikujące te modele badania laboratoryjne i silnikowe. Istotą badań symulacyjnych większości modeli jest możliwość poznania zjawisk fizycznych determinujących jakość wtrysku i rozpylenia paliwa oraz ukierunkowania badań eksperymentalnych i dobór ich zakresu stosownie do potrzeb. Pozwala to ograniczyć koszt i czas trwania badań.

Piśmiennictwo dotyczące rozpatrywanego zagadnienia jest bardzo bogate, a prezentowane modele zależą głównie od celu badań. Autorzy podjęli próbę opracowania i badania symulacyjnego oryginalnego modelu matematycznego, którego istotną cechą jest podział kąta wtrysku na kąty elementarne. Proces rozpylania rozpatrywany jest dla kątów elementarnych przez określenie podziału średnic kropeł na frakcje oraz wyznaczenie średnic według Sautera i powierzchni kropeł. Model umożliwia prowadzenie symulacji m. in. dla różnych temperatur wtryskiwanego paliwa i różnych wartości ciśnienia wtrysku.

2. Model matematyczny rozpylania paliwa wtryskiwanego do cylindra

Wielkościami stanowiącymi podstawę obliczeń w mo-

1. Introduction

The main factors affecting the obtainment of the required CI engine cycle parameters, including a low level of toxic compounds and particulate solids emitted by the engine, is the course of fuel injection, quality of the fuel sprayed, and the mixing quality of drops with air in the combustion chamber. The research enabling the selection of the parameters and the characteristics of these factors is done in many scientific centres. That is mostly simulation research of mathematical models and laboratory and engine tests that verify these models. The idea behind the simulation tests is the possibility to discover the physical phenomena that determine the quality of fuel injection and its subsequent spray and to develop the experimental research as necessary. This allows to reduce the cost and time of the research.

The literature on the here discussed topic is profound and the presented models depend mainly on the set objectives of the research. The authors have endeavoured to develop an original mathematical model and a simulation test of this model which is characterized by a division of the injection angle into elementary angles. The spraying process is analysed for its elementary angles through determining of a division of the drop diameters into fractions and determining the Sauter diameters and the drop areas. The model enables a simulation i.a. for different temperatures of the injected fuel and different fuel pressures.

2. A mathematical model of spraying fuel injected into the cylinder

The values constituting the calculation basis in the modelling presented is the fuel dose per cycle m_{ϕ} , injection angle

delowaniu jest dawka paliwa na cykl m_d , kąt wtrysku $\alpha_w = \alpha_{kw} - \alpha_{pw}$, przebieg ciśnienia wtrysku

$\alpha_w = \alpha_{kw} - \alpha_{pw}$, injection pressure course

$p_w(\alpha)$, przebieg ciśnienia w cylindrze $p_c(\alpha)$

$p_w(\alpha)$, course of pressure in the cylinder $p_c(\alpha)$

w zakresie kąta wtrysku. Wielkości te mogą pochodzić z badań doświadczalnych lub być zakładane. Ciągły proces wtrysku dawki z zakresu kąta α_w można podzielić na elementarne fazy o kącie wtrysku $\Delta\alpha_w$ równym na przykład 1° OWK, dla którego obliczana jest elementarna dawka wtryskiwanego paliwa, zasięg i kąt rozwarcia strugi oraz rozkład kropel paliwa jako funkcja ich średnicy. Krople z określonego rozkładu dzieli się na frakcje według średnic i dla otrzymanych frakcji oblicza się średnice zastępcze kropel według Sautera. Wyznaczone w ten sposób średnice stosowane są w modelu procesu spalania. Powstające w wyniku spalania strumienie ciepła sumuje się po frakcjach i elementarnych dawkach. Daje to ostatecznie sumaryczny strumień ciepła jako funkcję kąta OWK.

in the scope of injection angle. These values may originate from laboratory research, or may be assumed. The continuous process of injecting the dose from angle scope α_w is divided into elementary injections with elementary injection angle $\Delta\alpha_w$. For the elementary angle of injection the elementary dose of injected fuel is calculated and further scope and angle of jet flare and the spectrum of fuel drops as the function of drops diameter. Drops from a particular spectrum are divided into fractions according to diameters and a substitute diameter of drops is calculated for the obtained fractions according to Sauter. Drops of these diameters are applied in the combustion process model. The combustion heat jets appearing as a result of this are summed after fractions and elementary doses. Finally this gives a summary heat jet as the function of crank angle.

Dla zadanej temperatury paliwa t_f , przebiegu

For the set fuel temperature t_f , course of injection

ciśnienia wtrysku $p_w(\alpha)$, przebiegu ciśnienia w cy-

pressure $p_w(\alpha)$, pressure course in the cylinder

lindrze $p_c(\alpha)$ w zakresie kąta OWK $\alpha_{pw} \div \alpha_{kw}$

$p_c(\alpha)$ in the scope of angle crank $\alpha_{pw} \div \alpha_{kw}$

z krokiem $\Delta\alpha_w$ i odpowiadającym mu krokiem cza-

with step $\Delta\alpha_w$ and the corresponding time step

su $\Delta\tau$, w procesie iteracyjnym, zmieniając w iteracji

$\Delta\tau$, in the iteration process, changing in the iteration

współczynnik przewężenia strugi paliwa wypływającego z dyszy rozpylacza μ_o , określa się:

the coefficient of jet narrowing of the fuel jet flowing out of the atomizer nozzle μ_o , is determined by:

– elementarne dawki $m_i(\alpha)$ wtryskiwanego paliwa:

– elementary doses $m_{ei}(\alpha)$ of injected fuel – eq. (1);

$$m_i(\alpha) = l_d \mu_o F_o \left(2 \rho_f (p_w - p_c) \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \Delta\tau \quad (1)$$

– $\Theta_i(\alpha)$ angle of flare of the jet of sprayed fuel [6]

– eq. (2);

– $S_i(\alpha)$ scope of jet penetration – eq. (3);

– kąt $\Theta_i(\alpha)$ rozwarcia strugi rozpylonego paliwa

– m_d mass sum of elementary doses – eq. (4);

[6]:

$$\Theta_i(\alpha) = 2 \arctg \left(\frac{4 \pi \left(\frac{\rho}{\rho_f} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{1}{6}}{A_\Theta} \right) \quad (2)$$

– and the difference tending to zero in the iteration process due to changes of μ_o – eq. (5).

– zasięg $S_i(\alpha)$ penetracji strugi:

When m_d approximates sufficiently to m_d

the iteration process is finished. As a result, course $m_i(\alpha)$ is obtained and the value μ_o from the

last iteration, considered as constant in a further concrete calculation case.

$$S_{\dot{e}}(\alpha) = A_s \left(\frac{p_w - p_c}{\rho} \right)^{\frac{1}{4}} (\Delta\tau d_o)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{A_T}{T} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (3)$$

– sumaryczną masę m_d elementarnych dawek:

$$m_d = \sum_{i=1}^n m_{\dot{e}}(\alpha) \quad (4)$$

– różnicę dążącą w procesie iteracyjnym, na skutek zmian μ_o , do zera:

$$\Delta m = m_d - m_{\dot{e}} \quad (5)$$

Gdy m_d zbliży się z założoną dokładnością do

m_d proces iteracyjny jest zakończony. Jako wynik

otrzymuje się przebieg $m_{\dot{e}}(\alpha)$ oraz wartość μ_o

z ostatniej iteracji, uznawaną w dalszym konkretnym przypadku obliczeń za stałą.

Z wartości $\Theta_{\dot{e}}(\alpha)$ i $S_{\dot{e}}(\alpha)$ obliczane są, z

zależności geometrycznych – jako funkcje kąta OWK, średnice $D_s(\alpha)$, zasięgi $S_s(\alpha)$ oraz objętości $V_s(\alpha)$

strug rozpylonego paliwa całej dawki m_d . Obliczenia

te traktowane są jako identyfikujące w konkretnym procesie wtrysku. Głównym ich celem jest określenie wartości współczynnika przewężenia strugi paliwa w przekroju wylotowym dyszy rozpylacza dla przypadku znanych wartości: dawki m_d i temperatury paliwa t_f , przy których dokonano

pomiarów ciśnień wtrysku $p_w(\alpha)$ i ciśnień w cylin-

drze $p_c(\alpha)$. Z obliczeń według wzorów (1–5) otrzy-

muje się między innymi elementarne dawki $m_{\dot{e}}(\alpha)$

Prędkość paliwa wypływającego z dyszy określa się ze związku:

From the values $\Theta_{\dot{e}}(\alpha)$ and $S_{\dot{e}}(\alpha)$ are calculated from geometric dependencies as the functions of crank angle the diameters $D_s(\alpha)$, scopes $S_s(\alpha)$

and volumes $V_s(\alpha)$ of the sprayed fuel jets of the whole dose m_d . These calculations are treated as identifying ones

in a particular injection case. Their main purpose is to determine the coefficient of narrowing of the fuel jet in the outlet section of the atomizer nozzle for the known values: dose m_d and fuel temperature t_f at which the measure-

ments of injection pressures $p_w(\alpha)$ and pressures in the cylinder $p_c(\alpha)$ were made.

From the calculations according to formulae (1),..., (5) elementary doses $m_{\dot{e}}(\alpha)$ are obtained.

The speed of fuel flowing out of the nozzle is determined from the relation in eq. (6).

The decomposition into drops of the fuel flowing out of the injection nozzle is determined by the forces of inertia and surface tension arising there. Weber number is the similarity criterion characterising these forces – eq. (7); where ρ_f is density and σ_f the surface tension of the fuel.

The maximum drop diameter can be obtained from the dependence given in eq. (8) [2, 8, 9, 13, 14, 21].

The boundary value of Weber function W_g appearing in (8) is the function of Weber number W_z

expressing the relation of dynamic pressure of the drops' ambience: $\rho w_f^2 / 2$ to the pressure inside the drops

of diameter d_o , resulting from surface tension

$2 \sigma_f / d_o$ – eq. (9) and the similarity number of the

working medium and fuel density – eq. (10).

For the numbers $W_z > 10$, which appear in the

constructed model, W_g depends only on Mp

$$w_f = \mu_o \sqrt{\frac{2(p_w - p_c)}{\rho_f}} \tag{6}$$

O rozpadzie wypływającego z dyszy wtryskiwacza paliwa na krople decydują siły bezwładności i siły napięcia powierzchniowego. Kryterium podobieństwa charakteryzującym te siły jest liczba Webera:

$$W = \frac{w_f^2 d_o \rho_f}{\sigma_f} \tag{7}$$

gdzie ρ_f jest gęstością, a σ_f – napięciem powierzchniowym paliwa.

Maksymalną średnicę kropeł oblicza się z zależności [2, 8, 9, 13, 14, 21]:

$$D_m = 2,6 \left(\frac{d_o^2 W_g \sigma_f}{\rho w_f^2} \right)^{\frac{1}{3}} \tag{8}$$

Występująca w (8) graniczna wartość funkcji Webera W_g jest funkcją liczby Webera W_z , wyrażającej stosunek ciśnienia dynamicznego na powierzchni kropli: $\rho w_f^2 / 2$ do ciśnienia wewnątrz kropli o śred-

nicy d_o , wynikającego z napięcia powierzchniowego

$$2 \sigma_f / d_o :$$

$$W_z = \frac{\rho w_f^2 d_o}{4 \sigma_f} \tag{9}$$

oraz liczby podobieństwa gęstości czynnika roboczego i paliwa:

$$M\rho = \frac{\rho}{\rho_f} \tag{10}$$

Dla $W_z > 10$, W_g zależy tylko od

$M\rho$. Określony empirycznie związek między

W_g a $M\rho$ podany jest w pracach [4, 13, 21].

Dla potrzeb rozpatrywanego modelu ma on postać:

. The experimentally established relation between W_g

and $M\rho$ is given in the works [4, 13, 21]. This relation,

established and restricted for the need of the model considered has the shape shown in eq. (11).

The mean drop diameter will be established from a criterion equation, expressing similarity of the processes of fuel spraying at the outflow from nozzles of circular section. This equation, appearing in [1, 4, 13, 21, 22] and also with other writers, has the shape of eq. (12), where L_p is Laplace number, expressing the relation of surface tension forces to viscosity forces according to eq. (13), where η_f denotes the dynamic viscosity of fuel oil.

The total number of drops N_o is determined from

the mass of injected fuel m_e and the mean mass of

drops, resulting from mean volumetric diameter – eq. (14).

Based on the maximum drop diameter and the total number of drops, a function is obtained which explicitly determines the distribution of drops, called the Rosin-Rammler distribution according to the eq. (15), where

n_k is the number of drops, whose diameter is smaller/equal than drop diameters x .

After differentiation of eq. (15) the density of drops number is obtained as the function of drop diameter, eq. (16).

The function of distribution of drop surface area density A'_k is obtained by multiplying the function of

drops number density n'_k by the surface area of drops

$$a_k = \pi x^2 \tag{17}$$

This function has its maximum for the value counted out from eq. (18).

The location of this maximum is important when dividing the drops into fractions. The division is made in such a way that the above-mentioned maximum should appear in the centre of the averaging interval. For this purpose, the width of the interval of diameters is determined from the relation given in eq. (19), where Z_k is an odd integer.

The number of fractions is expressed by the function given by eq. (20).

Hence, the final fraction ΔD_k comprises an inter-

$$\mathbb{W}_g = 9,9 + 8,5 \text{ Mp} \quad (11)$$

Średnia średnica kropeł ustalana jest z równania krytycznego, wyrażającego podobieństwo procesów rozpylania cieczy przy wypływie z dysz o przekroju kołowym. Równanie to ma postać [1, 4, 13, 21, 22]:

$$D_{fv} = d_o z_s \left(\frac{\mathbb{W}}{M\rho} \right)^{-0.266} (\mathbb{p})^{-0.0733} \quad (12)$$

gdzie L_p jest liczbą Laplace'a, wyrażającą stosunek sił napięcia powierzchniowego do sił lepkości:

$$\mathbb{p} = \frac{\rho_f \sigma_f d_o}{\eta_f^2} \quad (13)$$

a w powyższym związku η_f oznacza lepkość dynamiczną oleju napędowego.

Ogólną liczbę kropeł N_o określa się z masy wtryskiwanego paliwa m_e i średniej masy kropli, wynikającej ze średniej średnicy objętościowej:

$$N_o = \frac{6 m_e}{\pi D_{fv}^3 \rho_f} \quad (14)$$

W oparciu o maksymalną średnicę kropeł i ogólną liczbę kropeł otrzymuje się funkcję wyznaczającą jednoznacznie rozkład kropeł zwany rozkładem Rosina-Rammlera:

$$n_k = N_o \left(1 - (N_o)^{-(x/D_m)^2} \right) \quad (15)$$

gdzie n_k jest liczbą kropeł, których średnica jest równa lub mniejsza od średnic kropeł x .

Po zróżniczkowaniu równania (15) otrzymuje się gęstość liczby kropeł jako funkcję średnicy kropeł:

$$n'_k = N_o \ln N_o \left(\frac{2x}{D_m^2} \right) (N_o)^{-(x/D_m)^2} \quad (16)$$

Funkcję rozkładu gęstości powierzchni kropeł A'_k otrzymuje się mnożąc funkcję gęstości liczby kropeł n'_k przez powierzchnię kropli $a_k = \pi x^2$:

val of diameters not smaller than ΔD .

From the definition of Sauter mean diameter follows the equation that determines it in the change interval of drop diameters ΔD – eq. (21).

The distribution function of drop volume density V'_k is obtained by multiplying the function of drop number density n'_k by the volume of the drops

$$V_k = \frac{\pi}{6} x^3 \quad \text{– eq. (22).}$$

The total volume of all the drops from the scope of diameters ΔD is calculated by integrating eq. (22) in

the interval from $D - \Delta D/2$ to $D + \Delta D/2$ according to eq. (23).

This is not feasible, however, in an analytic way, because the integrand function in eq. (23) is not integrable. In the simulation of processes it is integrated in the numerical way.

The total surface of all drops from the scope of diameters ΔD is calculated by integrating (17□9) in the interval

from $D - \Delta D/2$ to $D + \Delta D/2$. The integration

result has the shape according to eq. (24).

The Sauter number of drops from the scope of diameters on the other hand, is obtained by dividing the total surface of all drops from the scope of diameters by the surface area of the drop with diameter D , what gives the value according to eq. (25), where index i denotes the number of the elementary dose and index j denotes the number of the drop fraction in dose i .

The physical properties of fuel, which directly appear in equations of the model presented above, are as follows: density (ρ ,t), dynamic viscosity (η ,t) and the surface tension (σ). For fuel oil, with a change of temperature and pressure, these values change in a way significant for the quality of spraying, and must be taken consideration of. The calculations of their values are performed according to J.J. Fomin [6].

3. Model Simulation Research

3.1. Model assumptions for the marine engine

The starting point of the research is the work parameters of Sulzer 6AL 20/24 engine with rated load. The engine speed is 750 rev/min, load torque 5.1 kN·m, fuel dose 0.6 g/cycle, and fuel injection is carried out in range 168-195° crank angle, fuel temperature t_f was 25°C. The pressure

$$A'_k = 2 \pi N_o h N_o \left(\frac{x^3}{D_m^2} \right) (N_o)^{-(x/D_m)^2}$$

(17)

Funkcja ta ma maksimum dla:

$$x = D_{An} = D_{fn} \left(\frac{3}{2 h N_o} \right)^{1/2}$$

(18)

Położenie tego maksimum jest ważne przy podziale kropeł na frakcje. Podziału dokonuje się tak, by wymienione wyżej maksimum wystąpiło w środku przedziału uśredniania. W tym celu szerokość przedziału średnic we frakcjach określa się ze związku:

$$\Delta D = \frac{2 D_{An}}{z_k}$$

(19)

gdzie z_k jest liczbą całkowitą, nieparzystą.

Liczbę frakcji wyraża funkcja:

$$j = E \left(\frac{D_{fn} - \Delta D}{\Delta D} \right) + 1$$

(20)

Stąd końcowa frakcja ΔD_k obejmuje przedział średnic nie mniejszy od ΔD .

W dalszych obliczeniach stosuje się średnią średnicę Sautera, która w przedziale zmiany średnic kropeł ΔD

wyraża się wzorem:

$$D_S = 6 \frac{\Delta V}{\Delta A}$$

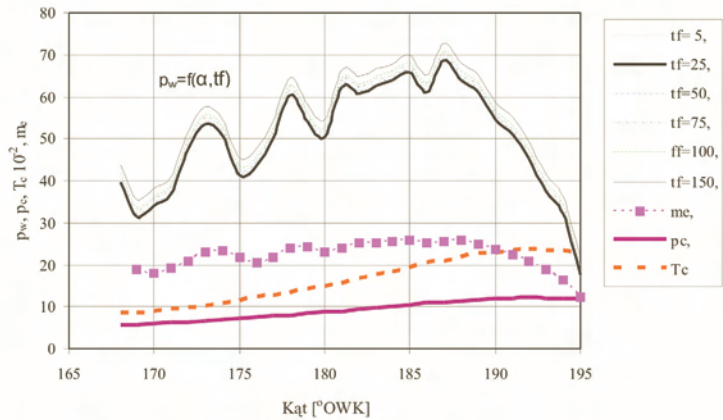
(21)

Funkcja rozkładu gęstości objętości kropeł V'_k otrzymuje się mnożąc funkcję

gęstości liczby kropeł n'_k przez

$$V_k = \frac{\pi}{6} x^3$$

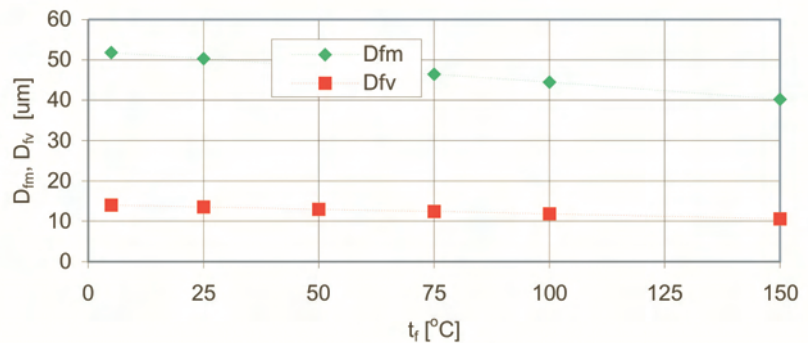
objętość kropli :



courses in the cylinder $p_c(a)$ and injection pressure $p_w(a)$ were registered for these conditions. The pressure course of the working medium $T_c(a)$ was calculated. The injector atomizer has 7 nozzles of 0.28 mm diameter and 1.12 mm length. The applied fuel oil has a density of 860 kg/m³ at a temperature of 20°C and pressure of 1 bar. Based on model equations (1),..., (5) calculations were performed to determine the coefficient of jet narrowing $m_o = 0.763$ for the fuel flowing out of the nozzles; also, the mass values of elementary fuel doses m_{ei} were established for the assumed value of injection angle $\alpha_{wi} = 1$ deg crank angle. The values of measurements and calculations at $t_f = 25^\circ C$ and also for other fuel temperatures are presented in Fig. 1.

The research was conducted in two series. In one series, fuel temperature was the distinguishing variable of the series, whereas the second series was determined by injection pressure. The simulation results of both series embrace:

- jet parameters of injected fuel,
- spray parameters of one freely selected elementary fuel dose,
- parameters of the drops of this dose after dividing these drops into fractions according to diameters and introducing substitute drops with diameters according to Sauter.



$$V'_k = \left(\frac{\pi}{3}\right) N_o \cdot h \cdot N_o \left(\frac{x^4}{D_{fm}^2}\right) N_o^{-(x/D_{fm})^2} \tag{22}$$

Sumaryczną objętość wszystkich kropelek z zakresu średnic ΔD oblicza się całkując (22) w przedziale od

$$D - \Delta D/2 \quad \text{do} \quad D + \Delta D/2$$

$$\Delta V = \left(\frac{\pi}{3 D_{fm}^2}\right) N_o \cdot h \cdot N_o \int_{D-\Delta D/2}^{D+\Delta D/2} x^4 N_o^{-(x/D_{fm})^2} dx$$

(23)

Nie jest to jednak możliwe na drodze analitycznej, ponieważ funkcja podcałkowa w (23) nie jest całkowalna. W trakcie symulacji procesów jest ona całkowana na drodze numerycznej.

Sumaryczną powierzchnię wszystkich kropelek z zakresu średnic ΔD oblicza się całkując

(17) w przedziale od $D - \Delta D/2$ do

$$D + \Delta D/2$$

stać:

$$\Delta A = \left(\frac{\rho D_{fm}^2 N_o}{h N_o} \right) \left[N_o^{-(D-\Delta D/2)/D_{fm}} \left(\left(\frac{D-\Delta D/2}{D_{fm}} \right)^2 h N_o + 1 \right) - N_o^{-(D+\Delta D/2)/D_{fm}} \left(\left(\frac{D+\Delta D/2}{D_{fm}} \right)^2 h N_o + 1 \right) \right]$$

(24)

Natomiast liczbę kropelek Sautera z zakresu średnic ΔD otrzymuje się dzieląc sumaryczną powierzchnię

wszystkich kropelek ΔA z zakresu średnic ΔD

przez powierzchnię kropli o średnicy D_s :

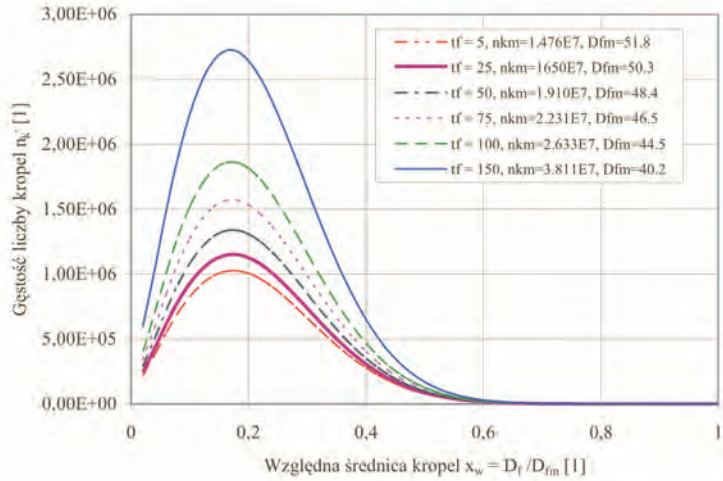
$$l_{i,j} = \frac{\Delta A}{\pi D_s^2} \tag{25}$$

gdzie wskaźnik i oznacza numer elementarnej dawki, a

3.2. Simulation for different values of injected fuel

The research covered the temperature range $t_f = 5, \dots, 150^\circ C$ and the research points were determined

by the temperatures of 5, 25, 50, 75, 100, 150°C. Within this range of temperature changes density, viscosity and surface



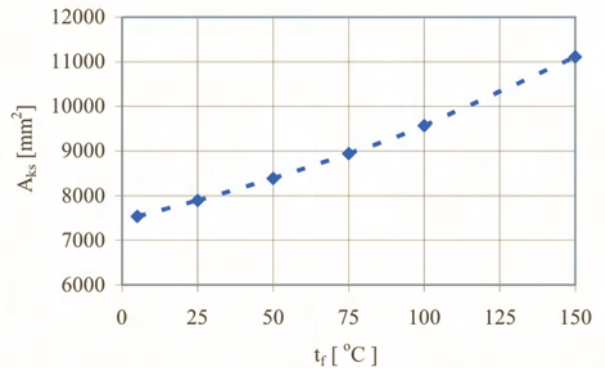
tension of the fuel applied in the research significantly change their values. For an average injection pressure value of 50 MPa and in the temperature range mentioned above, these values are contained within the range:

$$\rho_f = 887 \div 805 \text{ kg/m}^3, \quad \eta_f = (2.4 \div 1.2) \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

$\sigma_f = (2.7 \div 0.8) \cdot 10^{-3} \text{ N/m}$. As shown by the re-

search, changes in these values considerably affected the quality of spraying.

In accordance with equation (1) of the model, in order to make it possible for a fuel dose of 0.6 g/cycle to be in-



wskaźnik j – numer frakcji kropeł w dawce i .

Właściwości fizyczne paliwa, które bezpośrednio występują w równaniach zaprezentowanego modelu to: gęstość $\rho_f(p,t)$, lepkość

dynamiczna $\eta_f(p,t)$ oraz napięcie po-

wierzchniowe $\sigma_f(t)$. Wielkości te dla

oleju napędowego, przy zmianie temperatury i ciśnienia zmieniają się w sposób znaczący dla jakości rozpylania i zmiany te muszą być uwzględniane. Obliczeń ich wartości dokonuje się w sposób podany przez J. J. Fomina [6].

3. Badania symulacyjne modelu

3.1. Założenia modelowe dla silnika okrętowego

Do badań przyjęto parametry pracy silnika Sulzer typu 6AL 20/24 przy obciążeniu znamionowym: prędkość obrotowa 750 obr/min, moment obciążenia 5,1 kN·m, dawka paliwa 0,6 g/cykl, wtrysk paliwa realizowany jest w zakresie kąta 168-□-195 °OWK, temperatura paliwa $t_f = 25^\circ\text{C}$. Dla tych warunków zarejestrowano przebiegi ciśnienia w cylindrze $p_c(a)$ i ciśnienia wtrysku $p_w(a)$. Przebieg temperatury czynnika roboczego $T_c(a)$ został obliczony. Rozpylacz wtryskiwacza posiada 7 otworków (dysz) o średnicy 0,28 mm i długości 1,12 mm. Stosowany olej napędowy posiada w temperaturze 20°C i przy ciśnieniu 0,1 MPa gęstość 860 kg/m³. W oparciu o równania (1), ..., (5) przeprowadzono obliczenia, w wyniku których określono dla paliwa wypływającego z dysz wartość współczynnika przewężenia strugi $m_o = 0,763$ oraz ustalono wartości masy elementarnych dawek paliwa m_{ei} dla przyjętej wartości elementarnego kąta wtrysku $\alpha_{wi} = 1^\circ\text{OWK}$. Wyniki pomiarów i obliczeń przy $t_f = 25^\circ\text{C}$, a także dla innych temperatur paliwa przedstawiono na rys. 1.

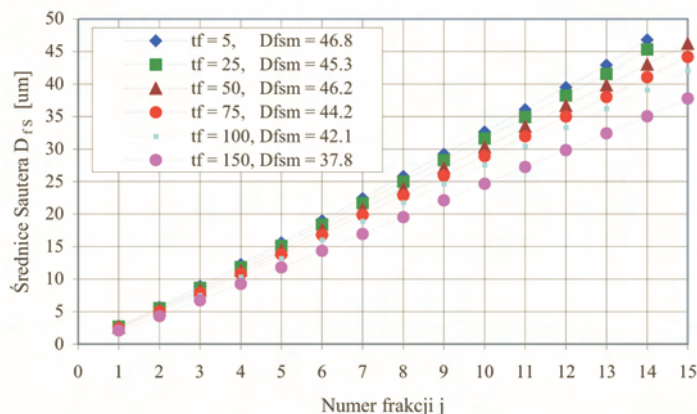
Badania przeprowadzono w dwóch seriach. W pierwszej serii zmienną wyróżniającą była temperatura paliwa, w drugiej – ciśnienie wtrysku. Wyniki symulacji obydwu serii obejmują:

- parametry strug wtryskiwanego paliwa,
- parametry rozpylenia jednej, dowolnie wybranej, elementarnej dawki paliwa,
- parametry kropeł tej dawki po podziale kropeł na frakcje według średnic i wprowadzeniu zastępczych kropeł o średnicach według Sautera.

3.2. Symulacja dla różnych wartości temperatury wtryskiwanego paliwa

Badania objęły zakres temperatury $t_f = (5, \dots, 150)^\circ\text{C}$, a punkty badawcze wyzna-

czały temperatury (5, 25, 50, 75, 100, 150°C). W tym zakresie zmian temperatury gęstość, lepkość i napięcie powierzchniowe stosowanego w badaniach paliwa znacznie zmieniają swoje wartości. Dla średniej



jected at an crank angle of 27°, the injection pressures will increase along with temperature increase. In the researched temperature range of $5 \div 150^\circ\text{C}$, the character of

injection pressure course measured for $t_f = 25^\circ\text{C}$

being preserved, this increase is equal to about 4.1 MPa (Fig. 1).

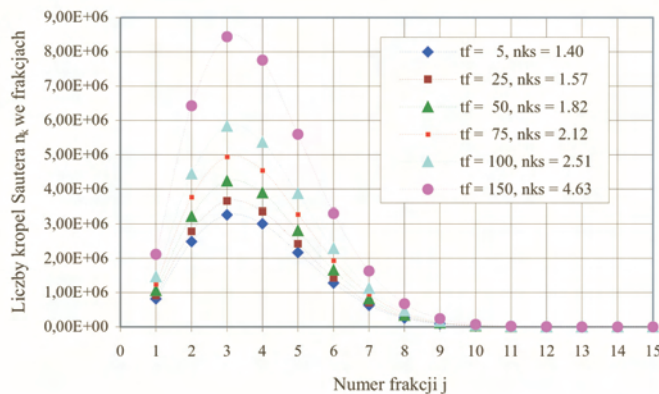
The jets of sprayed fuel are characterized by angle of flare $\Theta_s(t_f, \alpha)$, diameter $D_s(t_f, \alpha)$ and scope

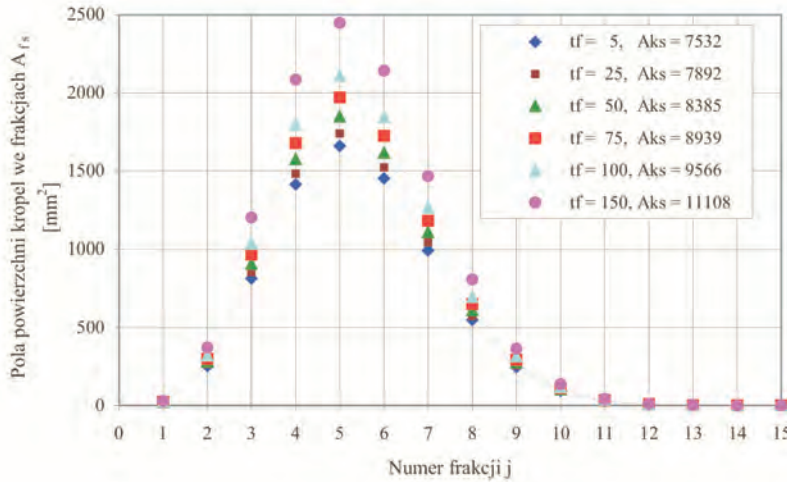
$S_s(t_f, \alpha)$. Along with fuel temperature increase, these

values grow, which proves that temperature increase produces more favourable conditions for mixing fuel with the charge in the cylinder. For temperature range

$t_f = 5 \div 150^\circ\text{C}$, for the end of injection these values

are contained in the intervals:





wartości ciśnienia wtrysku około (50 MPa) i w wyżej wymienionym zakresie temperatury paliwa, wielkości te zawarte są w granicach: $\rho_f = (805 \div 887) \text{ kg/m}^3$,

$$\eta_f = (1,2 \div 2,4) \cdot 10^{-3} \text{ s}$$

$$\sigma_f = (9,8 \div 3,7) \cdot 10^{-3} \text{ N/m}$$

Jak wykazały badania, zmiany tych wielkości w dużym stopniu wpływają na jakość rozpylenia.

Zgodnie z równaniem (1), dla dawki paliwa 0,6 g/cykl, przy kącie wtrysku wynoszącym 27°OWK, ze wzrostem temperatury paliwa ciśnienia wtrysku będą rosły. W badanym zakresie temperatur (5 ÷ 150) °C przyrost ten,

przy zachowaniu charakteru zmierzonego przebiegu ciśnienia wtrysku dla $t_f = 3 \text{ }^\circ\text{C}$ wynosi około 4,1 MPa

(rys. 1).

Strugi rozpylonego paliwa charakteryzuje kąt rozwarcia $\Theta_s(t_f, \alpha)$, średnica $D_s(t_f, \alpha)$ i zasięg $S_s(t_f, \alpha)$ – rów-

nia (2) i (3). Ze wzrostem temperatury paliwa wielkości te rosną, co świadczy o stwarzaniu korzystniejszych warunków mieszania paliwa z powietrzem w cylindrze. Dla zakresu temperatury $t_f = (5 \div 150) \text{ }^\circ\text{C}$ wielkości te, dla

końca wtrysku, mieszczą się w przedziałach:

$$\Theta_{sm} = (3,6 \div 4,4) \text{ }^\circ$$

$$D_{sm} = (3,6 \div 4,8) \text{ m}$$

$$\Theta_{sm} = 3,6 \div 4,4 \text{ }^\circ$$

$$D_{sm} = 3,6 \div 4,8 \text{ m}$$

$$S_{sm} = 6,1 \div 63,87 \text{ mm}$$

For the assessment of drop parameters an elementary dose from the range of crank angle 168 – 169° was selected,

the mass of injected fuel being $m_e = 0,8 \text{ g}$. This dose was ap-

plied in all further research on spraying in the function of fuel temperature. From criterion equation (8) maximum diameters were calculated, and from equation (12) – the mean volumetric drop diameters.

Calculation results in the function of fuel temperature are presented in Fig. 3. For the range $t_f = 5 \div 150 \text{ }^\circ\text{C}$ these

values are contained within the limits: $D_{fm} = 5,9 \div 0,3 \text{ }\mu\text{m}$, $D_v = 4,0 \div 0,9 \text{ }\mu\text{m}$

(Fig. 2). The total number of drops and its distribution is determined by equations (14) and (15). Figure 3 shows the distribution of drop number density n_k' related to

$$x_w = D_f / D_{fm}$$

. As can be seen, the maximums of the curves $n_k'(t_f, x_w)$ are located at $x_w \cong 0,8$,

and so, curve inflection occurs at this point $n_k(t_f, x_w)$

which means that the most intense increase of the number of drops occurs at this point. Attention should be paid to the fact that for $x_w \cong 0,6$ drop numbers n_k are

close to maximum values of drop numbers n_{kn} and

for $0,9 < x_w \leq 1$ there appear only several drops.

The function of drop surface area distribution $A_k(p_w, x_w)$ is obtained from integrating (19) from

zero to x_w and the summary area $A_k(p_w)$ from in-

$$S_{sm} = (8,1 \div 8,8) \text{ m}$$

Do oceny parametrów kropeł wybrano elementarną dawkę z zakresu kąta $(168 \div 169)^\circ\text{OWK}$, przy którym

masa wtrysniętego paliwa $m_e = 8,8 \text{ mg}$. Dawkę tę stosowano we wszystkich dalszych badaniach rozpylania jako funkcję temperatury paliwa.

Z równania kryterialnego (8) obliczono maksymalne średnice, a z równania (12) średnie objętościowe średnice kropeł.

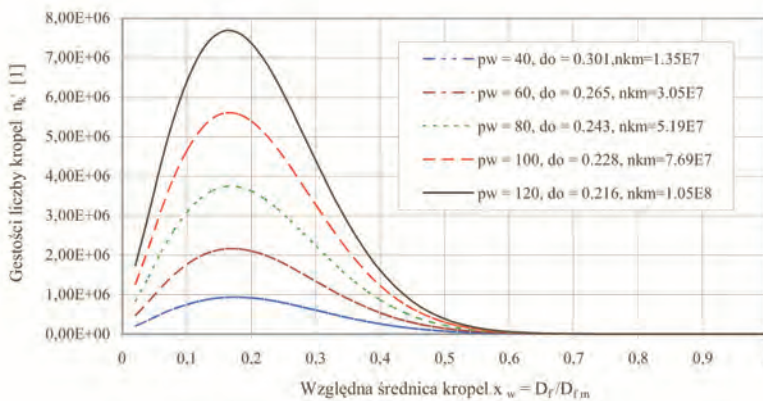
Dla zakresu $t_f = (5 \div 150)^\circ\text{C}$ wartości tych wielkości mieszczą się w granicach:

$$D_{fm} = (0,3 \div 5,9) \mu\text{m}$$

$$D_{\bar{v}} = (0,9 \div 4,0) \mu\text{m} \quad (\text{rys. 2}).$$

Ogólną liczbę kropeł oraz rozkład liczby kropeł określają równania (14) i (15).

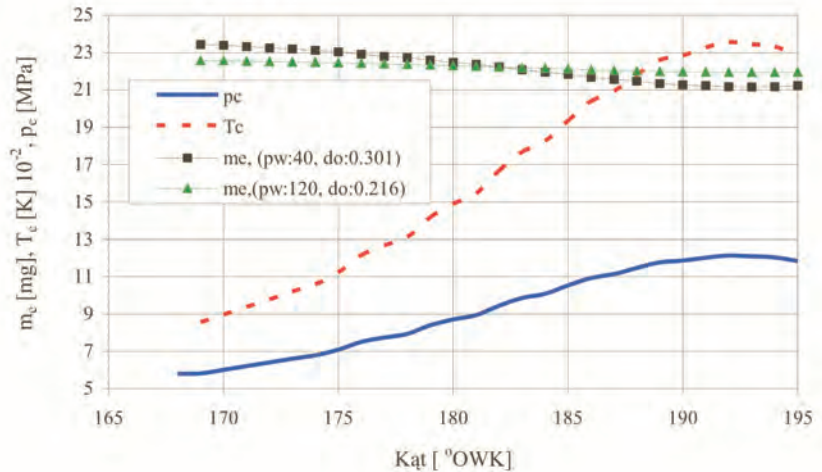
Na rysunku 3 pokazano rozkłady gęstości liczby kropeł n_k' odniesione do $x_w = D_f / D_{fm}$. Maksyma



krzywych $n_k'(t_f, x_w)$ leżą przy $x_w \cong 0,8$, a

więc tu występuje punkt przegięcia krzywych $n_k(t_f, x_w)$, co oznacza, że w tym punkcie wzrost

liczby kropeł jest najintensywniejszy. Należy zwrócić uwagę na fakt, że dla $x_w \cong 0,6$ liczby kropeł n_k



integrating from zero to 1. With an increase of the temperature of the injected fuel from 5°C to 150°C the drop surface area increases from 7532 to $11\,108 \text{ mm}^2$ i.e. approximately 1.5 times. This confirms the favourable effect of injected fuel preheat on its intensity of evaporation and further, the combustion of the fuel supplied to the cylinder. As is known, the intensity of evaporation grows proportionally to the drop surface area.

The division of distribution of drops into fractions is performed according to equations (17), (18), (19), (20). The value of division number criterion $z_k = 9$ was assumed in this

division. As a result, for the fuel temperature of 5 and 25°C – 14 fractions were obtained and for $(50, 75, 100, \text{ and } 150)^\circ\text{C}$ – 15 fractions. Drop diameters according to Sauter were calculated from equation (21) and their number from (25) respectively using (22), (23), (24). In the function of fraction number the diameter values are presented in Fig. 5, and their numbers in Fig. 6.

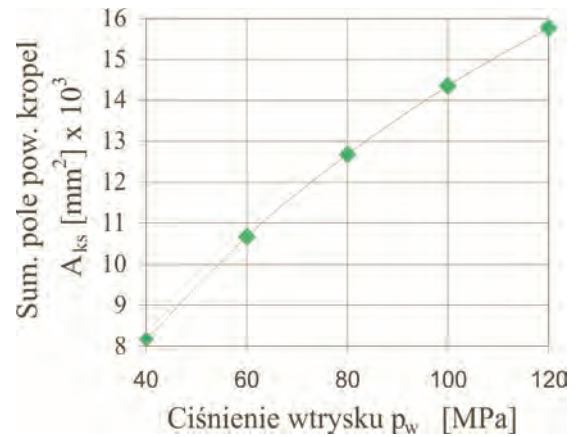
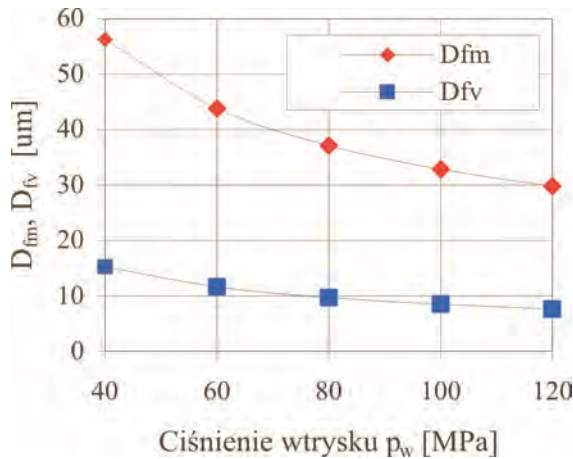
Along with the increase of injected fuel pressure Sauter's drop diameters decrease and their summary number increases. Hence, for $t_f = (5 \div 150)^\circ\text{C}$:

$$D_{S,j=4} = (3,8 \div 2,7) \mu\text{m}$$

$$D_{S,j=4} = (3,8 \div 4,0) \mu\text{m} \quad . \text{ The maximum number}$$

of drops for all temperatures appears in fraction j 3. The values of drop diameters and their number are then equal to:

$$D_{S,j=3} = (6,3 \div 8,9) \mu\text{m}$$



są bliskie maksymalnym wartościom liczb kropeł $n_{k,j}$

$$n_{k,j=3} = (3,0 \div 8,4) \cdot 10^6$$

, a dla $0,9 < x_w \leq 1$ występuje już tylko kilkanaście

The surface areas of drops in fractions $A_S(t_f, j)$

kropeł. Funkcję rozkładu pola powierzchni kropeł $A_k(t_f, x_w)$ otrzymuje się z całkowania (17) w gra-

are presented in Fig. 7. The maximum curves $A_S(t_f, j)$

nicach od zera do x_w , a sumaryczne pole $A_k(t_f)$ z

appears for fraction $j=5$. For the range of tempera-

całkowania w granicach od zera do 1. Przy wzroście temperatu-
 ratury wtryskiwanego paliwa od 5 do 150°C pole powierzchni
 kropeł rośnie od 7532 do 11 108 mm² tj. około 1,5 razy
 (rys. 4). Świadczy to o korzystnym wpływie podgrzewania
 paliwa na możliwość szybkiego jego odparowywania i dalej
 spalania. Jak wiadomo, intensywność odparowywania rośnie
 proporcjonalnie do pola powierzchni kropeł.

tures $t_f = 5 \div 150^\circ C$ the values of these maximums

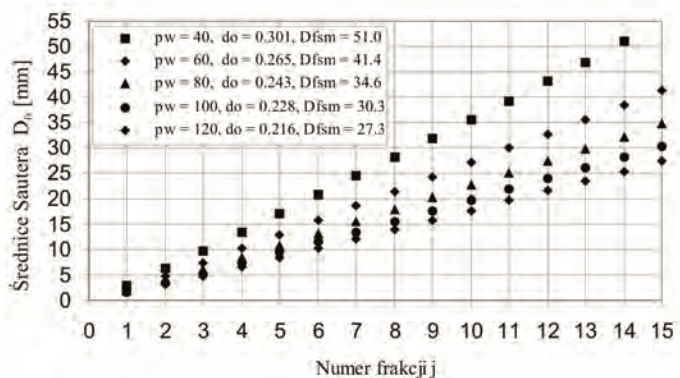
are $A_S = 1660 \div 2448 m^2$. According to the defini-

Rozkładu kropeł na frakcje dokonuje się zgodnie z równa-
 niami (17), (18), (19), (20). Przyjęto w tym podziale
 wartość kryterium liczby podziału $Z_k = 9$. W efekcie

tion of Sauter's mean diameter, the summary surface areas
 of all drops from all the fractions is equal to the summary
 surface areas of drops from initial distributions of the drops
 (Figs 4 and 7).

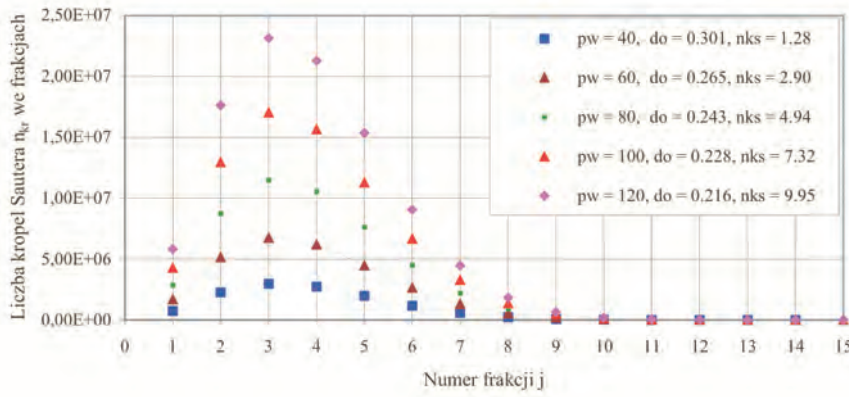
3.3. Simulation for different values of injection

dla temperatury paliwa 5 i 25°C otrzymano 14 frakcji,
 a dla (50, 75, 100, 150)°C – 15 frakcji. Średnice kropeł wg Sautera
 obliczano z równania (21) – a ich liczbę z (25), korzystając
 odpowiednio z równań (22), (23), (24). Wartości średnic dla
 każdej frakcji przedstawiono na rysunku 5, a liczby kropeł na
 rysunku 6.



Ze wzrostem temperatury wtryskiwanego paliwa średnice kropeł
 Sautera maleją, a ich liczba rośnie. I tak dla $t_f = (5 \div 150)^\circ C$:

$$D_{S,j=1} = (2,9 \div 2,7) \mu m, \quad D_{S,j=14} =$$



$(3,8 \div 4,8) \mu\text{m}$. Maksimum liczby kropeł dla

wszystkich temperatur występuje we frakcji $j = 3$. Wartości średnic kropeł i ich liczb wynoszą wtedy:
 $D_{s,j=3} = (6,3 \div 8,9) \mu\text{m}$

$$n_{s,j=3} = (3,0 \div 8,4) \cdot 10^6$$

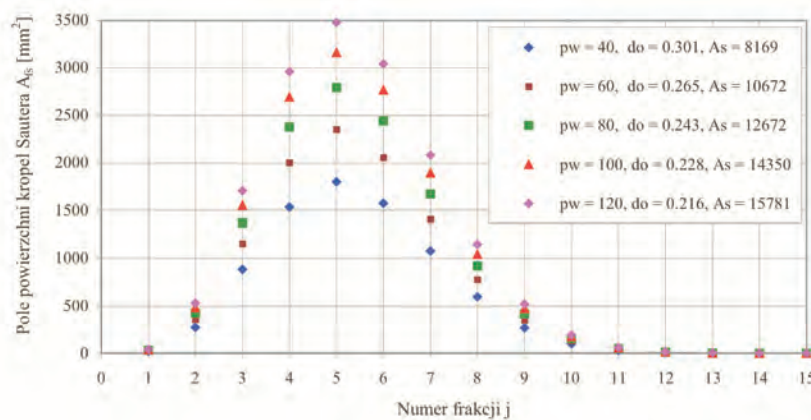
Pola powierzchni kropeł we frakcjach $A_s(t_f, j)$

przedstawiono na rysunku 7. Maksimum krzywych $A_s(t_f, j)$ występuje dla frakcji $j = 5$. Dla za-

kresu temperatur $t_f = 5 \div 150^\circ\text{C}$ wartości

$$A_s = 1660 \div 2448 \text{ m}^2$$

. Zgodnie z definicją średniej



pressures

In this research fuel temperature remains a constant $t_f = 3^\circ\text{C}$

and injection pressures were selected from the range $p_w = 40, 60, 80, 100, 120 \text{ MPa}$

. With a pressure increase in constant temperature the density and viscosity of fuel oil increases. For $t_f = 3^\circ\text{C}$

$$p_w = 40 \div 120 \text{ MPa}$$

these val-

ues are contained within the limits: $\rho_f = 877 \div 917 \text{ kg/m}^3$

$$\eta_f = (3.5 \div 8.1) \cdot 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

and the surface

tension is equal to $\sigma_f = 3 \cdot 10^{-3} \text{ N/m}$. In this re-

search case the physical parameters of fuel do not change in such large dimensions as in the case of research in the function of temperature. Therefore, the change of spraying quality attendant on the change of injection pressure is determined by the energy supplied to the fuel during pressing. The higher the injection pressure the higher the energy and the better the spraying.

In order for the injected summary fuel dose to remain constant $m_d = 6 \text{ g/cycle}$ for $\alpha_w = 27^\circ$ with injection pressure being changed, the atomizer nozzle diameters had to be changed. This change was arrived at in the iteration procedure, using equation (1) of the model. For research points determined by injection pressures 40, 60, 80, 100, 120 MPa these diameters are equal to $d_o = 0.301, 0.265, 0.243,$

$0.228, 0.216 \text{ m}$. Fig. 8 presents

elementary doses, measured pressures and calculated temperatures of the working medium in the cylinder. The curves $m_e(p_w, \alpha)$ run fairly close to each

other. At the start of injection the elementary doses decrease as the pressure increases, and at the end of it the situation is reversed – as the injection pressure increases, the elementary doses increase. The changes interval of elementary doses

średnicy Sautera, sumaryczne pole powierzchni wszystkich kropeł z wszystkich frakcji A_{ks} jest równe sumarycznym polom powierzchni kropeł z rozkładów wyjściowych kropeł (rys. 4 i 7).

3.3. Symulacja dla różnych wartości ciśnienia wtrysku

W badaniach tych przyjęto stałą temperaturę paliwa $t_f = 30^\circ C$, a ciśnienia wtrysku wynosiły

$p_w = (0,6, 1, 100, 120) MPa$. Przy wzroście ciśnienia

w stałej temperaturze gęstość i lepkość oleju napędowego rosną. Dla $t_f = 30^\circ C$ i $p_w = (0,6$

$\div 120) MPa$ wielkości te zawarte są w granicach:

$$\rho_f = (877 \div 917) \text{ kg / m}^3$$

is contained within the limits of $23.43 \div 21.23$ mg and the interval decreases proportionately to the injection pressure increase. This is explained by the ever decreasing role of the working medium parameters in the cylinder in impinging on the intensity fuel outflow from the atomizer nozzles.

Along with the increase of injection pressure the accretions of diameters $D_s(p_w, \alpha)$, flare angles

$\Theta_s(p_w, \alpha)$ and scopes of fuel drop jets are larger,

which testifies to the creation of more favourable conditions for mixing the fuel with the charge in the cylinder as the injection pressure grows. For the injection pressure range

$p_w = 0,6 \div 120 MPa$ these values are contained within

the intervals: $\Theta_{sm} = 3,4 \div 3,5^\circ$;

$$D_{sm} = 3,4 \div 5,3 \text{ m}; \quad S_{sm} = 0,6 \div 0,8 \text{ m}$$

Artykuł recenzowany

Skróty i oznaczenia / Nomenclature

A_k pole powierzchni kropeł / surface area of

A_k^{drops} sumaryczne pole powierzchni kropeł / summa-

A_{ξ} ry surface area of drops
pole powierzchni kropeł we frakcji / surface

A_{Θ} area of drops in the fraction
stała we wzorze (2) = 4,9 / constant in eq. (2)

$A_s = 4,9$
stała we wzorze (3) = 0,37 / constant in eq. (3)

$A_T = 0,37$
stała we wzorze (3) = 294 / constant in eq. (3)

$D_f = 294$
średnica kropli paliwa / jet diameter of fuel

$D_{fm}^{sprayed}$ maksymalna średnica kropeł paliwa / maximum

$D_s^{jet diameter}$ średnia średnica kropeł wg Sautera / Sauter

$D_{fsm}^{mean diameter of drops}$ maks. średnica kropeł wg Sautera / Sauter maximum

$d_o^{diameter of drops}$ średnica dyszy (otworków) rozpylacza / dia-

$D_s^{meter of atomizer nozzle}$ średnica strugi rozpylonego paliwa / jet dia-

$D_{sm}^{meter of fuel sprayed}$ maksymalna średnica strugi / maximum jet

$g_f^{diameter}$ udział masy frakcji w elementarnej dawce /

l_0 share of fraction mass in elem. dose
długość dyszy (otworków) rozpylacza / length

l_d stance from no-zzle edge
liczba dysz (otworków) rozpylacza / number

l_k of atomizer nozzle
odległość od krawędzi dyszy (otworka) / di-

m_d of atomizer nozzles
masa dawki paliwa na cykl / mass of fuel dose

Literatura / Bibliography

- [1] Arai M., Tabata M., Hiroyasu H.: Disintegrating Process and Spray Characterization Fuel Jet, Injection by Fuel Nozzle. SAE Paper 840278.
- [2] Benson R.S., Whitehouse N.D.: Internal Combustion Engines. Pergamon Press, Oxford 1979.
- [3] Bi X., Han S., Zhang G.: A simple Model for Diesel Spray Impingement on a Flat Wall. Proceedings on International Conference on Internal Combustion Engines, China, Wuhan 1997.
- [4] Błoch A.G., Bazarow S.M., Nachman J.W.: Niekotoryje obzczije zakonomiernosti formulirowania dispersnowo sostawa kapiel pri raspyliwanii zidkostiej. Teploenergetika 1967, No. 7.
- [5] Bocheński C., Jankowski A., Sandel A., Siemińska-Jankowska B.: Badania widma rozpylenia paliwa w systemie COMMON-RAIL do silników z zapłonem samoczynnym. Journal of KONES, Vol. 9, No. 1-2. Warsaw-Gdańsk 2002.
- [6] Fomin I.A.: Gidrodinamiczeskij rasezot topliwnych sistem sudowych dizielej z ispolzowanijem ECUM. Maszynostrojenije, Moskwa 1973.
- [7] Heywood J.B.: Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill Book Company, Series in Mechanical Engineering, USA 1988.
- [8] Hiroyasu H., Arai M., Tabata M.: Empirical Ecquationes for the Sauter Mean-Diameter of a Diesel Spray. SAE Paper 890464.
- [9] Hiroyasu H., Arai M.: Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines. SAE Paper 900475.
- [10] Katsura N., Saito M.: Characteristics of a Diesel Spray Impinging on a Flat Wall. SAE Paper 890264.
- [11] Kuniyoshi H., Yamamoto H.: Investigation of the Characteristics od Diesel Fuel Spray. J. Marine Energ. Society of Japan, Vol. 15, No. 11, 1980.
- [12] Lefebre A.: Atomization and Sprays. Hemisphere Publishing Company, New York 1989.
- [13] Łyszewskij A.S.: Raspyliwanije topliwa w sudowych dizielach. Sudostrojenije, Leningrad 1971.
- [14] Orzechowski Z.: Rozpylenie cieczy. WNT, Warszawa 1976.
- [15] Physical and Thermodynamic Properties of Pure Compounds: Data Compilation. Eds.: Daubert T.E., Danner R.P. Design Institute for Physical Property Data (DIPPR), American Institute of Chemical Engineers, Taylor and Francis, Washington D.C. 1998.
- [16] Prausnitz J.M., Lichtenthaler R.N., Azevedo E.G.: Molecular Thermodynamics of Fluid-Phase Equilibria, 2nd Ed., Prentice-Hall Publishing, Englewood Cliffs, New York 1986.
- [17] Reitz R.D., Diwakar R.: Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays. Atomization Sprays Technol., Vol. 3., pp. 309-337, 1987.
- [18] Shear A.J., Tamura H., Taeth G.M.: Evaluation of a Locally Homogeneous Model of Spray Evaporation and Combustion. AIAA Pap., No. 1042, 12, pp. 111, 1978.
- [19] Technical Data Book-Petroleum Refining. Twelfth Revision, American Petroleum Institute (API), Washington D.C. 1997.
- [20] Tinaut F.V., Melgar A., Gimenez B.: A model of Atomization of a Transient Evaporative Spray. SAE Paper Sp-1415, 1999.
- [21] York J.L., Stubbs H.E., Tek M.R.: The mechanism of disintegration of liquid sheets. Transaction of the ASME, Vol. 75,



Zbigniew WOJTYTO*

Problemy eksploatacji dwusuwowych silników okrętowych na paliwach niskosiarkowych według doświadczeń firmy MAN Diesel¹⁾

W artykule przedstawiono zagadnienia związane z eksploatacją dwusuwowych silników okrętowych pracujących na paliwach niskosiarkowych po wprowadzeniu przepisów ograniczających zawartość siarki w paliwie. Przedstawiono konsekwencje wynikające z zastosowania takich paliw; pokazano środki zaradcze, jakie może przedsięwziąć armator w celu przeciwdziałania niekorzystnym skutkom. Przedstawiono także różne możliwości konfiguracji systemów paliwowych i smarnych w silowni.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, paliwa, siarka, smarowanie, eksploatacja

Problems of marine two-stroke engine operation on low-sulphur fuel oils according to MAN Diesel experience¹⁾

The paper presents problems connected with the operation of marine two-stroke engines on low-sulphur fuel oils after the introduction of regulations limiting the sulphur content in fuel oil, consequences resulting from the use of such fuel oils, and countermeasures that shipowners can take to prevent adverse effects. Different possible configurations of fuel oil and cylinder oil systems in a plant are presented here, too.

Key words: combustion engine, fuels, sulphur, lubrication, exploitation

1. Wprowadzenie

Średnia zawartość siarki w paliwie stosowanym w wysokopiętnych silnikach okrętowych wynosi obecnie około 2,7%. Ta wartość musi się bez wątpienia zmienić wraz z wprowadzeniem ustawodawstwa, które obniży granice emisji SO_x, NO_x, cząstek stałych, HC i CO.

Do tej pory obniżono emisję SO_x w spalinach przez ograniczenie zawartości siarki w stosowanym paliwie. Jest to rozwiązanie związane z procesem rafinacji ropy naftowej, znacznie skuteczniejsze i prostsze od montowania oddzielnych, skomplikowanych urządzeń do usuwania SO_x na każdym statku. Rozwiązanie to jednak wciąż wymaga, aby rafinerie były w stanie obniżyć poziom siarki umiarkowanym kosztem i wysiłkiem. Oczywiście można postawić pytanie, czy w przyszłości dostępna będzie wystarczająca ilość paliwa niskosiarkowego, i czy oleje napędowe i gazowe będą stosowane w szerszym zakresie. Jest to kwestia związana w pewnym stopniu z polityką, i nie jest rozpatrywana w niniejszym opracowaniu. Niniejszy artykuł ukazuje zagadnienia, na które wg firmy MAN Diesel wpływa przejście z paliw o większej zawartości siarki na paliwa o zawartości mniejszej.

Większość obecnych silników dwusuwowych MAN Diesel (jak również Wärtsilä) pracuje na paliwach o zawartości siarki ponad 1,5%. Pozwala to firmie MAN Diesel na zebranie dużego doświadczenia w zakresie paliw niskosiarkowych. Na podstawie eksploatacji elektrowni i

1. Introduction

The average sulphur content of fuel oil used for marine diesel engines is 2.7%. This must undoubtedly change with the coming emission legislation, which will lower the emission limits of SO_x, NO_x, particulate, HC and CO.

So far, the authorities have reduced the SO_x content in the exhaust gas by introducing limits on the content of sulphur in the fuel oil used. This is a much more efficient and straightforward solution, obtained from the refining process, than the installation of separate complicated SO_x cleaning facilities on board each vessel. However, this solution still requires that it is feasible for the refineries to lower the sulphur level at a reasonable cost and effort. Of course, the question is whether there will be sufficient low-sulphur fuel oil available in the future, and whether marine diesel and gas oils will be used to any wider extent. This is a somewhat political question, and it is not discussed in this paper. This article presents the technical areas which MAN Diesel expects to be affected when changing from higher sulphur fuel oils to lower sulphur fuel oils.

Most MAN Diesel (as well as Wärtsilä) two-stroke engines of today are operating on fuels with sulphur levels higher than 1.5%. This gives MAN Diesel much experience with high-sulphur fuels. However, on the basis of operation on power stations and special marine vessels designated for operation on low-sulphur fuel, the guidelines for plant designers, described in this paper, have been created.

¹⁾ Artykuł opracowano na podstawie publikacji: *Operation on Low-Sulphur Fuels Two-Stroke Engines* wydanej w postaci materiałów firmy MAN B&W Diesel A/S, nr 39, 66, 13, 14; listopad 2005.

¹⁾ This paper is prepared on the basis of the publication *Operation on Low-Sulphur Fuels, Two-Stroke Engines* issued as *MAN B&W Diesel A/S materials*, No. 39, 66, 13, 14; November 2005.

specjalnych statków przeznaczonych do pracy na paliwie niskosiarkowym opracowano wytyczne dla projektantów siłowni opisane w tym artykule.

Należy zauważyć, że w trakcie badań wszystkie silniki okrętowe pracują na standardowym paliwie, którym zwykle jest lądowy olej napędowy o bardzo niskiej zawartości siarki i lepkości, i że także w tych warunkach silnik dwusuwowy pracuje poprawnie, jeśli przewidziane są niezbędne środki ostrożności.

2. Najnowsze przepisy dotyczące kontroli emisji

IMO

Aneks VI do konwencji IMO MARPOL 73/78: Przepisy dotyczące zapobiegania zanieczyszczeniu powietrza przez statki, ratyfikowano w 2004 r. i obowiązuje od 19 maja 2005 r. Tym samym, ograniczenie emisji SO_x odnosi się do wszystkich jednostek należących do kategorii statków o mocy wyjściowej silnika ponad 130 kW. Ograniczenie NO_x dotyczy tylko tych statków, których stępkę położono po 1 stycznia 2000 r.

Normą paliwową ISO 8217 międzynarodowy limit zawartości siarki zostanie zmniejszony z 5 do 4,5%.

Unia Europejska (UE)

W celu zredukowania emisji dwutlenku siarki (SO_2) przez statki, UE wprowadziła oddzielne przepisy. Dochodząc do politycznego porozumienia w sprawie propozycji Komisji Europejskiej odnośnie zawartości siarki w paliwie okrętowym, Rada Środowiska zgodziła się obniżyć poziom tlenków siarki emitowanych rocznie przez statki o ponad 500 000 ton począwszy od roku 2007.

Obecnie paliwo okrętowe zawiera maksymalnie 5%, inaczej – 50 000 ppm siarki; dla porównania samochodowy olej napędowy i benzyna od 2005 r. zawierają maksymalnie 10–50 ppm. W ramach swojej strategii w zakresie emisji okrętowych z roku 2002 Komisja przedstawiła dyrektywy mające na celu ograniczenie zawartości siarki w paliwach okrętowych stosowanych w UE.

Strefy kontroli emisji SO_x (SECA)

Aneks VI do Konwencji MARPOL 73/78 ogranicza zawartość siarki w paliwie okrętowym do 1,5% i będzie stosowany w wyznaczonych strefach SECA. Pierwszą strefą SECA, która obowiązuje od dnia 19 maja 2006 r., jest Morze Bałtyckie. Strefa SECA obejmująca obszar Morza Północnego i Kanału La Manche zacznie obowiązywać z dniem 22 listopada 2007 r.. Granice geograficzne tych dwóch stref SECA określono w MARPOL 73/78. Należy zwrócić uwagę, że dyrektywa UE 2005/33/EC wymaga, aby od 11 sierpnia 2007 r. statki w strefie SECA Morza Północnego stosowały paliwo o zawartości siarki poniżej 1,5%. Przewiduje się przyjęcie nowych stref SECA w przyszłości na podstawie pewnych kryteriów i procedur wyznaczania stref SECA podanych w Załączniku III do Aneksu VI. Organizacja IMO podkreśliła, że w przyszłości będą nałożone dalsze ograniczenia emisji SO_x , jak również innych składników spalin.

Alternatywą ograniczania zawartości SO_x w spalinach jest oczyszczanie spalin płuczką wieżową. Na razie takie rozwiązanie funkcjonuje tylko w kilku siłowniach i nadal jest uważane głównie za test dla większych silników. Jedno-

It should be mentioned that on testbed all two-stroke engines are operated on standard fuel oil, which is typically a land-based diesel oil with a very low sulphur content and viscosity but, also in this condition, the two-stroke engine operates successfully as long as the necessary precautions are being taken.

2. Latest Emission Control Regulations

The IMO

The IMO Annex VI of MARPOL 73/78, Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships, was ratified in 2004 and is valid as from 19 May 2005. Thus, the SO_x limit applies to all vessels in the category of ships with an engine power output of more than 130 kW. The NO_x limit is only for vessels where the keel was laid after 1 January 2000.

The general international limit on sulphur will be reduced from 5 to 4.5% through the ISO 8217 fuel standard.

The EU

The EU has introduced separate regulations to cut sulphur dioxide (SO_2) emissions from ships. In reaching a political agreement on the European Commission's marine fuel sulphur proposal, the Environment Council has agreed to reduce ships' yearly SO_2 emissions by over 500 000 tonnes from 2007.

Currently, marine fuel has a maximum sulphur content of 5% or 50 000 parts per million (ppm), compared with petrol for cars, which has had 10 ppm from 2005. As part of its 2002 ship emissions strategy, the Commission presented directives to reduce the sulphur content in marine fuels used in the EU.

SO_x Emission Control Areas (SECAs)

Annex VI to MARPOL 73/78 limits the sulphur content of marine fuel oil to 1.5% per mass and will apply in designated SECAs. The first SECA is the Baltic Sea which is in force since 19 May 2006. The North Sea Area and the English Channel SECA will enter into force on 22 November 2007. The geographical boundaries for these two SECAs are defined in MARPOL 73/78. Note that the EU directive 2005/33/EC requires that ships should burn fuel oil with less than 1.5% sulphur in the North Sea SECA from 11 August 2007. New SECAs are expected to be adopted in the future based on certain criteria and procedures for designation of SECAs as given in Appendix III to Annex VI. The IMO has emphasized that further limitations on SO emissions as well as other exhaust gas constituents will be imposed in the future.

The alternative to reducing the amount of SO_x in the exhaust gas is to clean the exhaust gas using the scrubber technique. So far, only a few plants are operating with such a solution, and it is still considered primarily a test for larger engines.

At the same time, some companies are talking about emission trading which, in principle, means that the possibility of polluting more than the specified limits can be bought from ships that are polluting less than they are allowed to. As can be seen in Fig. 1, ships emitting pollution above the limit can still emit it provided that they bought unused limits from ships emitting less pollution. Whether emission

częśnie niektóre firmy rozpatrują obrót handlowy emisjami, który w zasadzie oznacza to, że możliwość zanieczyszczenia powyżej określonych granic może zostać kupiona od statków emitujących mniej zanieczyszczeń niż wynika to z ograniczeń. Jak wynika z rysunku 1, statki emitujące zanieczyszczenia ponad limit mogą je emitować w dalszym ciągu pod warunkiem odkupienia od statków emitujących mniej zanieczyszczeń niewykorzystanych limitów. Czy obrót handlowy emisjami można wykorzystać w sektorze morskim w taki sam sposób, jak obrót handlowy emisjami między elektrowniami, pozostaje kwestią dość niejasną, ponieważ obciążenia administracyjne byłyby znaczne, a możliwość sprawdzania zgodności z takimi przepisami handlowymi ograniczona.

3. Niekompatybilność paliw

W niedalekiej przyszłości statki pełnomorskie wpływające na wody przybrzeżne będą musiały przechodzić z paliwa ciężkiego (HFO) na paliwo destylatowe o mniejszej lepkości, aby spełnić wymaganie dotyczące niskiej zawartości siarki w razie braku dostępności ciężkiego paliwa niskosiarkowego.

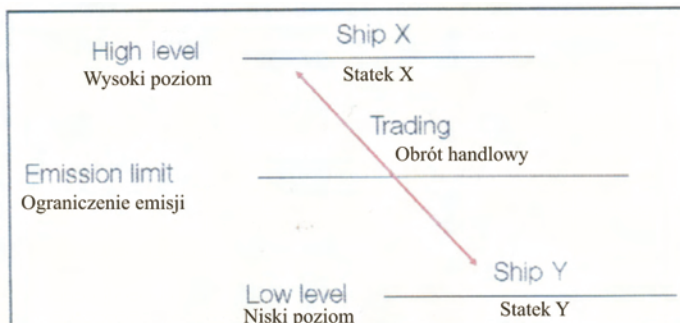
Z uwagi na obecną znaczną różnicę cen nie przewiduje się raczej przejść z paliwa ciężkiego HFO na olej napędowy (DO) lub olej gazowy (GO). Przejście takie może być konieczne w przypadku braku dostępności paliw. Można się spodziewać, że HFO niskosiarkowe będzie trochę droższe od obecnie dostępnego na rynku HFO z uwagi na wzrastający popyt i koszt procesu odsiarczania.

Przy przechodzeniu z HFO na paliwo destylatowe o niskiej zawartości węglowodorów aromatycznych istnieje ryzyko braku kompatybilności między obydwojma paliwami. Procedura przechodzenia zabiera dość dużo czasu, w którym mieszane są dwa bardzo różne paliwa na dłuższy okres. Istnieje prawdopodobieństwo wytrącenia się asfaltenów HFO w postaci ciężkiego szlamu, który może zatkać filtr, co z kolei doprowadzi do niedoboru paliwa w silniku.

Mimo że brak kompatybilności zdarza się rzadko, najbardziej oczywistym sposobem uniknięcia tego zjawiska jest sprawdzenie kompatybilności paliw przed bunkrowaniem. Można to wykonać za pomocą podręcznego zestawu na statku lub przez niezależne laboratorium. To drugie rozwiązanie okazuje się często zbyt wolne, ponieważ przed otrzymaniem wyników badań z laboratorium statek już wypływa z portu. Dlatego w praktyce i w przypadku, gdy dostawca nie dostarcza paliwa zarówno nisko- jak i wysokosiarkowego, brak kompatybilności odkrywany jest dopiero w momencie posiadania obu paliw na statku.

Firma BP Marine stwierdziła, że mimo iż wartości TSP (potencjalny osad całkowity) i TSE (rzeczywisty osad całkowity) paliwa są całkowicie zadowalające, wciąż niewielka liczba dostaw paliwa daje powód do skarg na zatykanie się filtrów, nadmiar szlamu, itd. Podejrzewa się, że większość tych przypadków wynika z braku kompatybilności paliw. Przy sporządzaniu mieszaniny w celu uzyskania paliwa niskosiarkowego można zaobserwować więcej przypadków braku kompatybilności.

trading can be applied in the marine sector in the same way as emissions trading between power stations is still rather unclear, as the administrative load would be extensive, and the possibility of checking for compliance with such trading rules would be limited.



3. Incompatibility of Fuels

In near future, ocean-going ships entering coastal waters will have to switch from a heavy oil fuel (HFO) to a lower viscosity distillate fuel, in order to comply with the low-sulphur requirement if a low-sulphur HFO is not available.

Due to the current considerable price difference, change-over from heavy fuel oil (HFO) to diesel oil (DO or gas oil (GO) is rather not expected. Such a change-over can be necessary if the fuel oils are not available. Low-sulphur HFO will, expectedly, have a somewhat higher price than the HFO on the market today, due to increasing demand and the cost of the desulphurization process.

When switching from HFO to a distillate fuel with a low aromatic hydrocarbon content, there is a risk of incompatibility between the two products. The change-over procedure takes quite some time, during which there will be a mix of the two very different fuels for an extended period of time. The asphaltenes of the HFO are likely to precipitate as heavy sludge, with filter clogging as a possible result, which in turn will cause fuel starvation in the engine.

Even though incompatibility seldom occurs, the most obvious way to avoid this is to check the compatibility between the fuels before bunkering. This can be done manually with a kit on board, or via an independent laboratory. The latter often being too slow a process, as the ship will already have left the harbour before the laboratory returns with the test result. Therefore, in practice, and in the event that the fuel supplier is not supplying both low and high sulphur fuels, the incompatibilities will not be discovered until both fuels are on board.

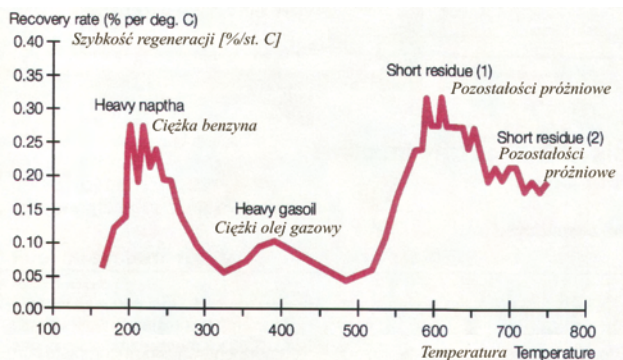
BP Marine has found that even though the TSP (Total Sediment Potential) and TSE (Total Sediment Existing) values of the fuel are completely satisfactory, still a small number of fuel deliveries give rise to complaints of filter blocking, excessive sludge, etc. It is suspected that most of those incidents are due to fuel incompatibility. When

4. Charakterystyka zapłonu i spalania paliw niskosiarkowych

Zainteresowanie zdolnością paliwa do samozapłonu określaną na podstawie obliczonych wartości CCAI lub CCI, albo przez pomiary paliwa w przyrządzie zapłonowym, takim jak FIA (analyzer zapłonu paliwa), nigdy w praktyce MBD nie było większe niż obecnie. W ramach Grupy Roboczej Paliw Ciężkich CIMAC porównuje się próbki paliw i doświadczenia eksploatacyjne, i dziś jest zdecydowanie więcej zgłoszeń przypadków, w których zły stan tulei i pierścieni tłokowych przypisuje się nieodpowiedniemu przebiegowi samozapłonu paliwa. Z badań wynika, że do takiej sytuacji często dochodziło w wyniku zastosowania paliwa niskosiarkowego, i pytanie brzmi, czy nowe oleje z rynku transakcji natychmiastowych odznaczają się cechami, które do tej pory były niezauważane i dlatego powinny zostać dokładniej zbadane.

Koncentrowanie uwagi wyłącznie na paliwach może przynieść taką szkodę, że przy wystąpieniu niedopuszczalnych warunków w komorze spalania niektórzy użytkownicy mogą być skłonni do obwiniania paliwa bez uwzględniania innych możliwych przyczyn, takich jak niedostateczne oczyszczanie paliwa, rodzaj oleju smarującego cylindry i jego wydatek.

Wyniki badań właściwości zapłonu i spalania (rys. 2 i 3) zmierzone analizatorem spalania paliwa FIA-100 pokazują skutki mieszania paliw (por. literatura w [3]). Czy takie paliwo miałoby negatywny wpływ na charakterystykę pracy silnika dwusuwowego czy nie, pozostaje kwestią otwartą, ale badanie bezspornie pokazuje, że paliwo składa się z mieszanki różnych paliw o bardzo różnych temperaturach



wrzenia i zapłonu, co powoduje nieregularne wydzielanie ciepła w urządzeniu badawczym.

Z analizy krzywej destylacji paliwa (rys. 2) wynikają trzy wyraźne frakcje zastosowane przy mieszaniu paliwa:

- ciężka benzyna (bp \approx 190-270°C),
- ciężki olej gazowy (bp \approx 350-450°C),
- pozostałości (bp > 580°C).

Na silnikach dwusuwowych MAN B&W przeprowadzono serię badań z paliwami o przewidywanej niskiej jakości zapłonu i dotychczas nie uzyskano dowodu na to, że jakość zapłonu ma jakikolwiek wpływ na charakterystykę pracy silnika.

blending for low-sulphur fuel more cases of incompatibility might be seen.

4. Ignition and Combustion Characteristics of Low-Sulphur Fuels

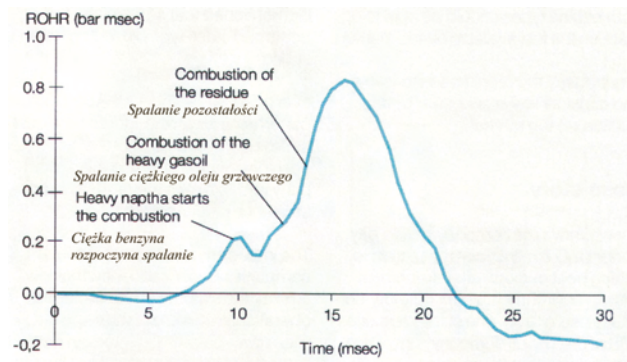
The interest in fuel oils' ignition quality on the basis of the calculated CCAI or CCI values, or by measuring the fuel in an ignition instrument such as the FIA (Fuel Ignition Analyser), has never, in MBD experience, been greater than now. In the CIMAC Heavy Fuel Oil Work Group, fuel samples and service experience are being compared and, today, there are definitely more reports of cases where a poor liner and piston ring condition is thought to be due to a low ignition quality. The investigations indicate that a low-sulphur fuel has often been used when this happens, and the question is whether new oils from the spot market have characteristics which have so far been overlooked and, therefore, ought to be investigated further.

When focus is narrowly on the fuel oils, the drawback can be that some operators, when experiencing unacceptable conditions in the combustion chamber, may be prompted to blame the fuel without taking other possible causes into consideration, such as insufficient cleaning of the fuel oil, type of cylinder lube oil, and feed rate.

The test results of the ignition and combustion properties (Figs. 2 and 3) measured on a FIA-100 Fuel Combustion Analyzer, show the effects of a mixture of fuels (Ref. [3]). Whether or not this fuel would have a negative effect on the performance of a two-stroke engine is open to doubt, but the test unquestionably illustrates that the fuel consists of a mixture of different fuels with very different flashpoints, resulting in an irregular heat release in the test set-up.

The high temperature analysis (Fig. 2) apparently shows the three distinct fractions used in blending the fuel, i.e.:

- heavy naphtha (bp \approx 190-270°C),



- heavy gasoil (bp \approx 350-450°C),
- residue (bp > 580°C).

A series of tests with fuels with expected low ignition qualities have been performed on MAN B&W two-stroke engines and, so far, there is no evidence that the ignition quality has any influence on the engine performance.

W ostatnim czasie jednak otrzymano ze statków z układami dwupaliwowymi informacje o tym, że albo były trudności z funkcjonowaniem silników pomocniczych, albo stwierdzono uszkodzenia komory spalania. Oprócz tradycyjnych wartości CCAI lub CCI, które nie są uważane za rzetelne, rozważa się wprowadzenie charakterystyki zapłonu w zaleceniach dotyczących paliwa CIMAC i normie paliwa ISO 8217.

Na początku 2005 roku podjęto inicjatywę utworzenia przez zainteresowane firmy grupy, która mogłaby opracować definicję i normy pomiarów zapłonu oraz charakterystykę spalania paliw pozostałościowych, ujmując je w ramy normatywnego podejścia prowadzącego do opracowania metod badań IP. Grupa przyjęła nazwę *El Task Force ign/comb characteristics*.

Szczególnie bacznie ocenia ona metody badań FIA (rys. 4), które – według firmy MAN – są jak dotąd najlepsze do takich analiz. Pytanie jednak brzmi, czy istnieje możliwość przełożenia wyników badań na charakterystykę pracy silnika. Przy stosowaniu urządzenia FIA trudne zadanie polega na opracowaniu rzetelnego protokołu badań, pozwalającego na szacowanie przewidywanej charakterystyki pracy dowolnego silnika.

Jest oczywiste, że im mniejsza prędkość obrotowa i większe wymiary silnika, tym mniejsza jego czułość na opóźnienie samozapłonu. Jednak z uwagi na to, że coraz więcej statków projektuje się z układami dwupaliwowymi i takie samo paliwo ma być stosowane w silnikach głównych i pomocniczych, oba typy silników powinny być zdolne do pracy na paliwie dostępnym na rynku. Dlatego przemysł musi śledzić i rozważyć wprowadzanie paliwa niskosiarkowego na rynku.

5. Przejścia realizowane w silowni między paliwami o dużej i o małej lepkości

W celu ochrony aparatury wtryskowej przed gwałtownymi zmianami temperatury, które mogą powodować zakleszczanie/zacieranie się zaworów wtryskowych i nurników pomp wtryskowych oraz zaworów ssących, przejście z jednego paliwa na drugie musi być przeprowadzane zgodnie z konkretną procedurą firmy MAN Diesel.

Obecnie przejście realizowane między paliwami o dużych różnicach w lepkości przeprowadza się bardzo rzadko i zwykle tylko przed remontem kapitalnym silnika lub w trakcie długiego postoju silnika. W przyszłości wymagałoby się częstszych przejść zgodnie z procedurą przejścia na statku, co powoduje obniżenie obciążenia i powolną zmianę temperatury w górę lub w dół, w zależności od lepkości docelowego paliwa.

Aby zapewnić bezpieczniejszy i łatwiejszy proces przejścia, firma MAN Diesel proponuje stosowanie układu

Lately, however, reports have been received from ships with dual fuel systems, where either the auxiliary engines were difficult to operate, or damage to the combustion chamber was found. In addition to the traditional CCAI or CCI values, which are not considered reliable, it is being considered to introduce the ignition characteristics in the CIMAC fuel recommendation and the ISO 8217 fuel standard.

At the beginning of 2005, one step was taken when interested companies formed a group that could provide for the definition and standards of measurements of ignition and combustion characteristics of residual fuels in a standardized approach, with the aim of producing IP test methods. The group's name is *El Task Force ign/comb characteristics*.

The group is looking particularly at the FIA test methods which, according to MAN, are so far the best methods for such analyses. But the question is whether it is possible to translate the test results into engine performance. The real



task when using the FIA equipment is to generate a good test report, estimating the expected operation performance on any engine.

It is obvious that the slower the speed and the larger the dimensions of the engine, the less sensitive it will be to ignition delays, but as an increasing number of ships are designed with dual fuel systems, where the same fuel is to be used in the auxiliary and main engines, both engine types should be able to operate on the fuel available on the market. The industry therefore needs to follow and consider low-sulphur fuel's introduction on the market.

5. Changeover between High and Low-Viscosity Fuels

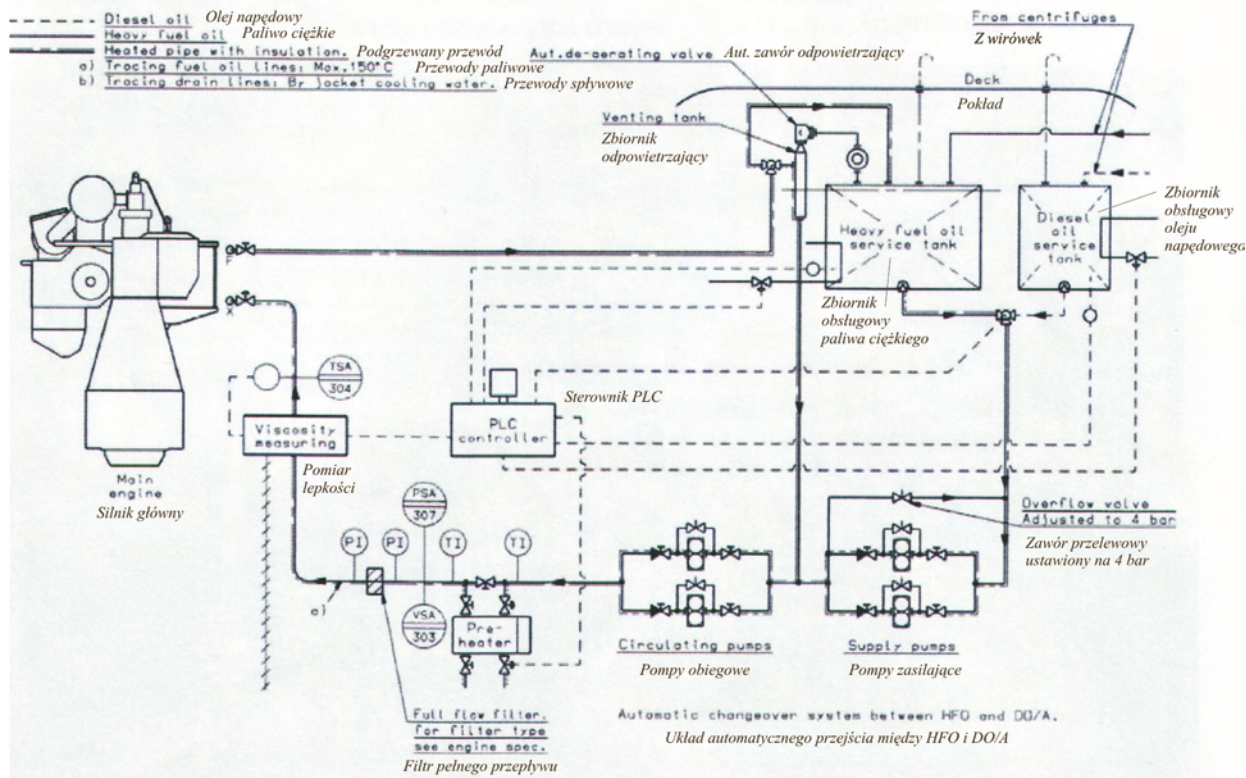
To protect the injection equipment against rapid temperature changes, which may cause sticking/scuffing of the fuel valves and of the fuel pump plungers and suction valves, the changeover is to be carried out according to a specific MAN Diesel changeover procedure.

Today, a changeover between fuels with major differences in viscosity is very rare, and is normally only carried out before a major overhaul of an engine, or during a long stop of the engine. In future this would call for a more fre-

automatycznej kontroli (rys. 5). Jeżeli jednak będzie takie życzenie, to nadal można przeprowadzać ten proces ręcznie zgodnie z procedurą firmy MAN B&W. Dla orientacji obliczono czas przejścia dla HFO o lepkości 380 cSt i okrętowego oleju napędowego.

quent number of changeovers according to the changeover procedure on board, which causes a reduction of load and a slow change in the temperature, becoming higher or lower, depending on the viscosity of the fuel changed to.

In order to make the changeover process more secure and easy, MAN Diesel suggests the use of an automatic control



Konkretny przypadek – przejście z DO na HFO

Czynnikiem decydującym o tym, kiedy olej napędowy można zastąpić paliwem HFO jest wzrost temperatury oleju napędowego. Ma to wpływ na czas przejścia z paliwa DO na HFO. Zgodnie z instrukcją temperatura paliwa nie powinna się zmieniać o więcej niż 2°C/min.

Przykładowe warunki przejścia z oleju napędowego na HFO są następujące:

1. W układzie jest olej napędowy o temperaturze 40°C.
2. Przed dodaniem HFO olej napędowy zostaje podgrzany do temperatury 80°C; trwa to $(80 - 40)/2 = 20$ min.
3. HFO dodaje się w temperaturze maksymalnie o 25° wyższej od temperatury oleju napędowego, tj. 105°C.
4. Wzrost temperatury powinien jednak wciąż wynosić maksymalnie 2°C/min; dlatego trwa to kolejne $(105 - 80)/2 = 12,5$ min.
5. Od tej chwili w układzie powinno być wyłącznie HFO.
6. Teraz temperatura wzrasta z 105 do 150°C = 22,5 min.

Stąd wynika, że od rozpoczęcia przejścia do wypełnienia układu paliwem HFO upływa $20 + 12,5 = 32,5$ min. Ponadto potrzeba kolejnych 22,5 min, a więc razem 55 min, od rozpoczęcia przejścia, zanim układ będzie pracował na HFO o

system, Fig. 5. However, if so desired, this process can still be carried out manually in accordance with MAN B&W Diesel procedure. For guidance, the changeover time for a 380 cSt HFO and a marine diesel oil has been calculated.

Case story – changeover from DO to HFO

It is the rising of the diesel oil temperature that represents the time limiting factor deciding when the diesel oil can be replaced with HFO. According to the instruction manual, the temperature should not be changed by more than max. 2°C/min.

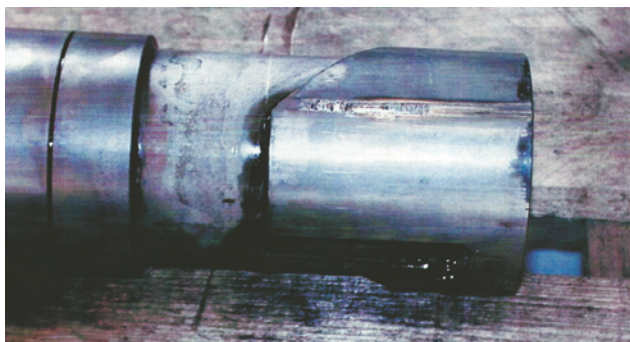
For example, diesel oil is to be changed to HFO:

1. The system contains 40°C diesel oil.
2. The diesel oil is heated to 80°C before adding the HFO. This takes $(80 - 40)/2 = 20$ min.
3. HFO is added at a temperature of max.25°C higher than the diesel oil, i.e. at 105°C.
4. However, the temperature rise should still be max. 2°C/min. Therefore, it takes an additional $(105 - 80)/2 = 12,5$ min.
5. From now on, there should be only HFO in the system.
6. The temperature is now raised from 105 to 150°C = 22,5 min.

temperaturze 150°C.

6. Znaczenie lepkości paliwa na wlocie do silnika

Siarka w rozmaitych związkach chemicznych występujących w paliwie ma efekt smary. Stosowanie DO i GO o zawartości siarki bliskiej zeru i jednocześnie niskiej lepkości może prowadzić do zużycia pompy wtryskowej i zaworu wtryskowego, i wskutek tego ryzyka ich zakleszczenia się (rys. 6). Sytuację tę trzeba jednak rozpatrywać także z punktu widzenia hydrodynamiki; jeśli lepkość, a tym samym gęstość filmu olejowego, będzie dostatecznie duża, to będzie można



stosować również paliwa niskosiarkowe.

Ryzyko to ogranicza lepkość na wlocie do silnika do min. 2 cSt. W szczególnych przypadkach, przy oleju gazowym o bardzo niskiej lepkości i wysokich temperaturach otoczenia, uzyskanie poprawnej lepkości na wlocie do silnika może wymagać schłodzenia oleju napędowego. Lepkość typowych paliw przedstawiono na rys. 7.

7. Związek między liczbą BN oleju cylindrowego i wymaganym jego wydatkiem przy zasilaniu paliwem niskosiarkowym

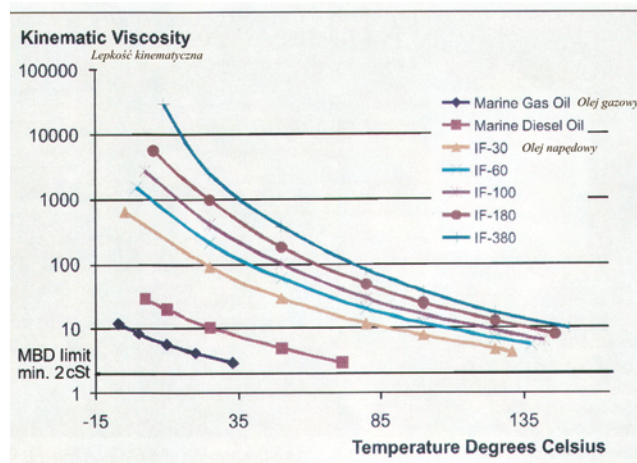
Swoje doświadczenie w zakresie pracy na paliwach niskosiarkowych i smarowania cylindrów olejem cylindrowym o niskiej wartości BN firma MBD uzyskuje głównie z silników stacjonarnych pracujących z obciążeniem 100% i prędkością obrotową 100% w trudnych warunkach otoczenia. Odpowiedź na pytanie, czy taka sama konieczność użycia oleju smarnego o niskiej wartości BN stosuje się także do silników okrętowych, będzie zależeć od profilu eksploatacji, wielkości i ogólnego stanu silnika, i dlatego należy to zagadnienie rozpatrywać indywidualnie w każdym przypadku. Ważne jest aby znać mechanizmy korozyjne dominujące na tulei cylindrowej i wiedzieć o niskiej wartości BN oleju cylindrowego.

Korozja kwaśna, która zdecydowanie najbardziej przyczynia się do zużycia występującego w tulejach cylindrowych, jest w zasadzie wynikiem kondensacji związków siarki, w tym kwasu siarkowego (rys. 8). Korozję powoduje woda obecna w trakcie procesu spalania w połączeniu ze stanem termodynamicznym, w którym temperatura i ciśnienie znajdują się poniżej krzywej punktu rosy trójtlenku siarki. Mimo że łapacz mgły wodnej chłodnicy powietrza

It is therefore concluded that it takes $20 + 12.5 = 32.5$ min from the start of the changeover until HFO is in the system. Moreover, it takes another 22.5 min, i.e. 55 min from the start of the changeover, before the system is running on HFO at 150°C.

6. Fuel Viscosity at Engine Inlet

In various chemical combinations, the sulphur in the fuel oil has a lubricating effect. The use of DO and GO with a sulphur content close to zero and, at the same time, a low viscosity might cause fuel pump and fuel valve wear and, consequently, the risk of sticking (Fig. 6). But this situation needs to be considered also from a hydrodynamic point of view, so if the viscosity and, thereby, the oil film is thick enough, also low-sulphur fuels can be used.



This risk limits the viscosity at the engine inlet to min. 2 cSt. In special cases, with a very low viscosity gas oil and high ambient temperatures, this might call for cooling of the diesel oil before the proper viscosity can be obtained at the engine inlet. The viscosity of typical fuels is shown in Fig. 7.

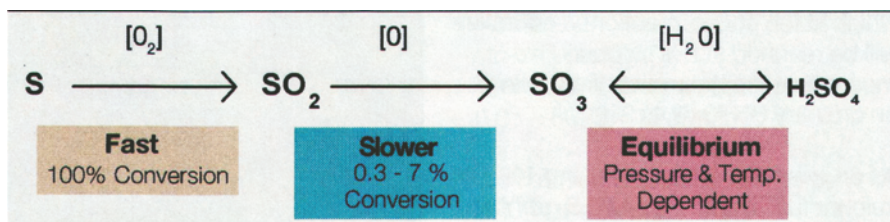
7. Correlation between Low-Sulphur Fuel, Cylinder Lube Oil BN and Cylinder Lube Oil Feed Rate

MBD experience with low-sulphur fuel operation and cylinder lubrication with low-BN cylinder lube oil is primarily obtained from stationary engines, operating at 100% load and 100% rpm in high ambient conditions. Whether the same necessity for low-BN cylinder lube oil applies for marine engines as well will depend on the operational profile, engine size and overall engine condition and, therefore, should be considered on a case-to-case basis.

It is therefore important to acknowledge the corrosion mechanisms prevailing on the cylinder liner, and know about the low-BN cylinder oil.

Acid corrosion, which is by far the most influencing cause of wear seen in cylinder liners, is basically the result of a condensation of the HFO sulphur compound. The corrosion is caused by the combination of water being present during

przepływającego usuwa krople wody, powietrze przepływające przy wchodzeniu do cylindra jest nasycone parą wodną. W zasadzie nie ustalono jednoznacznie, ile tworzy się trójtlenku siarki i po jakim czasie kwas spowoduje korozję powierzchni ściany tulei oraz kiedy należy dodać nowy olej cylindrowy w celu zneutralizowania kwasu.



W celu zneutralizowania kwasu olej smarujący cylindry zawiera składniki alkaliczne – zazwyczaj sole wapniowe. Liczba zasadowa (BN lub TBN) to miara zdolności oleju smarującego cylindry do neutralizowania kwasu. Im wyższa wartość BN, tym więcej kwasu można zneutralizować.

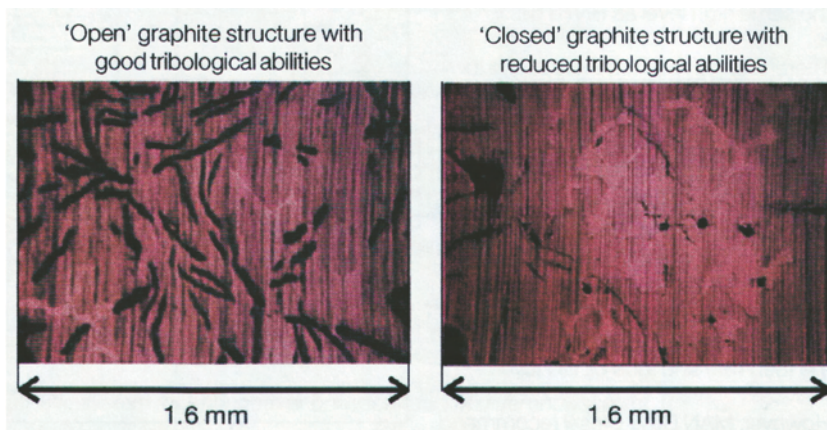
BN jest ważnym parametrem w kontrolowaniu korozji na powierzchni tulei cylindrowej. Kontrolowana korozja – nie wyeliminowanie korozji – jest ważnym czynnikiem mającym zapewnić odpowiednie właściwości cierne potrzebne do stworzenia filmu oleju smarnego. W przypadku zbyt skutecznej neutralizacji kwasu powierzchnia tulei cylindrowej jest narażona na polerowanie, tzn. film olejowy ulega zniszczeniu i zwiększa się ryzyko powstawania zatarć. Tak więc eksploatacja silnika z niedostosowaną wartością BN/zawartością siarki w paliwie może zwiększyć ryzyko zatarcia albo nadmiernego zużycia korozyjnego. Na rysunku 9 pokazano tę samą tuleję cylindrową, najpierw w przypadku zastosowania BN70, a następnie BN40, przy tym samym rodzaju paliwa niskosiarkowego.

Na podstawie doświadczenia firma MAN B&W Diesel uważa, że dla dobrego stanu cylindrów i typowej charakterystyki pracy silnika zasadniczą sprawą jest utrzymanie na powierzchni cylindra „otwartej” struktury grafitu, aby przez cały czas między pierścieniami tłokowymi a ściankami cylindra utrzymywał się hydrodynamiczny film olejowy. Dlatego praca na paliwie niskosiarkowym jest uważana za bardziej złożoną z uwagi na zależność między korozją tulei a odpornością na zatarcia, właściwościami suchego smarowania zależnie od zawartości siarki (lub jego brak), wzajemne oddziaływanie między BN w oleju cylindrowym a poziomem detergencyjności, ewentualny nadmiar dodatków

the combustion process, and a thermodynamic condition where the temperature and pressure are below the dew point curve of the sulphur trioxide. Even though the water mist catcher of the scavenge air cooler removes water droplets, the scavenge air is saturated with water vapour when entering the cylinder. It has not been clearly mapped how much sulphur trioxide is formed, and what is the necessary time frame before the acid corrodes the surface of the liner wall, and when new cylinder oil must be fed to the liner surface in order to neutralise the acid.

In order to neutralise the acid, the cylinder lube oil contains alkaline components – usually calcium salts. The Base Number (BN or TBN) is a measure of the cylinder lube oil's ability to neutralise acid.

The higher the BN, the more acid can be neutralised. The BN is therefore an important parameter in controlling the corrosion on the cylinder liner surface. Controlled corrosion – not avoiding corrosion – is important to ensure the proper tribology needed for creation of the lubricating oil film. If the neutralisation of the acid is too efficient, the cylinder liner surface has a risk of being polished, i.e. the lube oil film is damaged and the risk of scuffing increases.

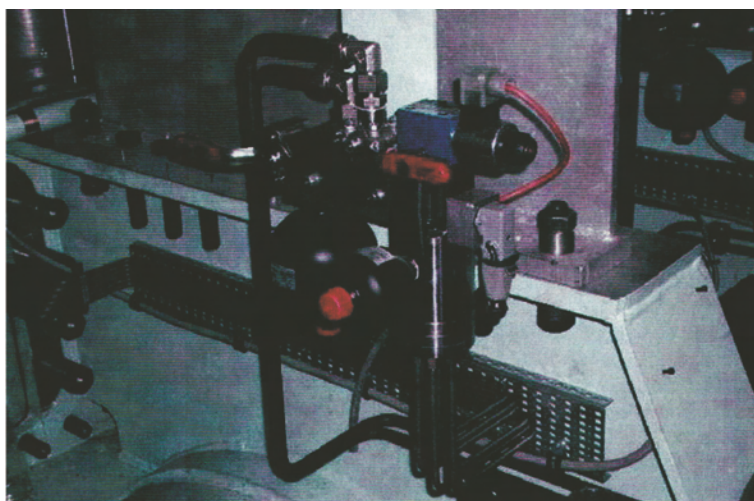


In other words, operating the engine with an unmatched BN/fuel sulphur content could increase the risk of either scuffing or excessive corrosive wear. Fig. 9 shows the same cylinder liner, first where BN70 has been used, and then where BN40 has been used for the same type of low-sulphur fuel.

Based on experience, MAN B&W Diesel finds it essential for a good cylinder condition and overall engine performance that an “open” graphite structure is kept on the cylinder surface, so that a hydrodynamic oil film is kept between the piston rings and cylinder walls at all times. Therefore,

alkalicznych, pakiet pierścieni tłokowych itd.

Całkowita zawartość zasad w oleju cylindrowym musi być dostosowana do zawartości siarki w paliwie zgodnie z równaniem: dawka $F \cdot S\%$, gdzie $F = 0,21-0,25 \text{ g/(KM}\cdot\text{h)}$, dla oleju cylindrowego o BN70. Minimalny wydatek mający zapewnić odpowiedni rozdział oleju i grubość filmu olejowego ustalano dotychczas na wartość $0,5 \text{ g/(KM}\cdot\text{h)}$, co w podanym równaniu zostanie osiągnięte przy zawartości 2% siarki. Oznacza to, że teoretyczne ograniczenie przy zastosowaniu zwykłego oleju o BN70 wynosi 2%. Przykładowo, silnik pracujący na paliwie o zawartości 1% siarki przy dawce $0,5 \text{ g/(KM}\cdot\text{h)}$ byłby zbyt narażony na niekorzystne zjawiska spalania. Paliwo o zawartości siarki nie większej niż 0,5% wymagałoby połączenia małej dawki oleju cylindrowego z małą wartością BN (BN40-50). Zasadniczą sprawą jest przy tym kontrolowanie rzeczywistego stanu cylindra i pierścieni tłokowych. Przy swoim specyficznym rozkładzie filmu olejowego lubrykator Alpha (por. rys. 10) stosowany do smarowania cylindrów w silnikach MAN B&W pozwala na obniżenie wydatku oleju smarnego do $0,5 \text{ g/(KM}\cdot\text{h)}$.



Wykazano, że dzięki niskiemu wydatkowi oleju smarującego cylindry, wiele silników może pracować na paliwie niskosiarkowym i mimo to z olejem cylindrowym o BN70. Należy jednak pamiętać, że przed przejściem z BN70 na BN40-50 istotna jest ocena rzeczywistego stanu silnika po początkowym okresie pracy na paliwie niskosiarkowym.

Trudność w wytworzeniu oleju cylindrowego o małej wartości BN polega na uzyskaniu odpowiedniego poziomu detergencyjności, który rzadko dorównuje tak wysokiemu poziomowi co w olejach BN70. Zalecany jest zatem bardzo staranny dobór typu oleju cylindrowego o małej wartości BN. Obecnie wszystkie główne firmy paliwowe dysponują takimi olejami cylindrowymi.

Okres pracy silnika na paliwie niskosiarkowym i oleju cylindrowym o BN70 należy rozpatrywać indywidualnie w każdym przypadku, ale nie należy się spodziewać pojawie-

running on low-sulphur fuel is considered more complex due to the relationship between liner corrosion and scuffing resistance, dry lubrication properties from the sulphur content (or lack of same), the interaction between the BN in the cylinder oil and the detergency level, possible surplus of alkaline additives, the piston ring pack, etc.

The total alkaline content of the cylinder oil has to match the sulphur content in the fuel oil in accordance with the equation: dosage $F \cdot S\%$, where $F = 0.21-0.25 \text{ g/bhph}$ for a BN70 cylinder oil. The minimum feed rate for proper oil distribution and oil film thickness has so far been set to 0.5 g/bhph , which at the above-mentioned equation will be reached at 2% sulphur. This means that the theoretical limit, using an ordinary BN70 oil, is 2%. As an example, an engine using 1% sulphur fuel at a dosage of 0.5 g/bhph would be too exposed to disadvantageous phenomena of combustion. A fuel with a sulphur content as low as 0.5% could call for a combination of a low cylinder oil dosage and a low-BN oil (BN40-50). When this is said, it is essential that the actual cylinder and piston ring condition is inspected. With its unique distribution of oil film, the Alpha Lubricator, see Fig. 10, which is used

for cylinder lubrication on MAN B&W engines, has shown that a lube oil feed rate down to 0.5 g/bhph can be reached.

It has been shown that thanks to the low cylinder lube oil feed rate, many engines can use low-sulphur fuel and still use BN70 cylinder oil. However, it is therefore important to acknowledge that before changing from BN70 to BN40-50, it is important to evaluate the engine's actual condition after the first operating period on low-sulphur fuel.

The complexity of designing a low-BN cylinder oil consists in achieving the proper detergency level, which is seldom at the same high level as BN70 oils. It is recommended to select the low-BN cylinder oil type very carefully. All the major oil companies have low-BN cylinder oils available today.

For how long the engine can run on low-sulphur fuel and BN70 cylinder oil is individual, but it is not expected to result in any unsatisfactory conditions in the course of the first weeks, where the engine can be inspected for optimisation of the feed rate and lube oil BN level.

However, MAN B & W Diesel recommend the following practical approach.

The correlation between fuel sulphur level and cylinder oil can be shown as follows:

Fuel sulphur level $< 1\%$: BN40/50 recommended;
Changeover from BN70 to BN40/50 only when operating for more than one week on $< 1\%$ sulphur;
Fuel sulphur level 1-1.5%: BN40/50 and BN70 can be used, see Fig. 11;
Fuel sulphur level $> 1.5\%$: BN70 is recommended.

8. Fuel and Cylinder Lube Oil Auxiliary Systems

nia niezadowalających warunków w pierwszych tygodniach eksploatacji, kiedy można kontrolować silnik w celu prawidłowego doboru wydatku i poziomu BN oleju smarowego.

Firma MAN Diesel zaleca jednak następujące podejście praktyczne.

Korelację między poziomem siarki w paliwie a zalecanym olejem cylindrowym można przedstawić następująco:

Poziom siarki w paliwie < 1%:

zaleca się BN40/50.

Przejsie z BN70 na BN40/50 tylko przy pracy na paliwie o zawartości siarki < 1% przez okres dłuższy niż tydzień.

Poziom siarki w paliwie 1-1,5%:

można stosować BN40/50 i BN70, rys. 11.

Poziom siarki w paliwie > 1,5%: zaleca się BN70.

8. Systemy paliwowe i systemy oleju smarującego cylindry

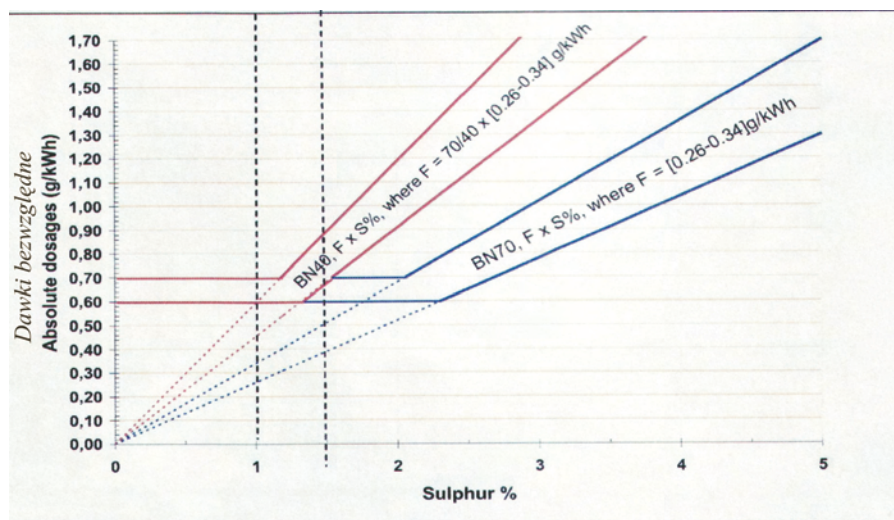
Z uwagi na to, że paliwo niskosiarkowe jest droższe, w dopuszczalnych przypadkach preferuje się paliwo o wyższej zawartości siarki. Umożliwienie pracy statku na paliwie niskosiarkowym w ograniczonych zakresach i przechodzenia na paliwo ciężkie poza tymi zakresami wymaga zastosowania układu dwupaliwowego. W przypadku jednostek nowobudowanych, a w razie konieczności przy modernizacji dotychczasowych silników, firma MAN Diesel proponuje trzy różne konfiguracje układu dla silników pracujących na paliwach wysoko- i niskosiarkowych.

Częste zmiany rodzaju paliwa mogą mieć niekorzystny wpływ na układ paliwowy statku, od zbiorników bunkrowych poprzez odstojniki, układ uzdatniania i zbiorniki obsługowe. Dlatego w zależności od częstości zmian stosowne mogą być różne konfiguracje, z których najważniejsze omówiono dalej.

9. Układ paliwowy

Nr 1: paliwo MDO (lekkie) oraz paliwo HFO (ciężkie)

Stosuje się jeden układ zbiorników bunkrowych, odstojników, zbiorników odwirowujących i obsługowych dla MDO i jeden dla HFO (rys. 12). Na statku często dostępnych jest kilka oddzielnych zbiorników bunkrowych (podgrzewanych) umożliwiających stosowanie różnych olejów bunkrowych. Układy zostają połączone przed etapem wprowadzenia ciśnienia (zasilania) do układu obiegowego silnika. Silniki pomocnicze są zwykle zasilane z połączonych układów, tj. spalają te same paliwa co silnik główny. Tę koncepcję określa się także jako „unipaliwowa”. Możliwa



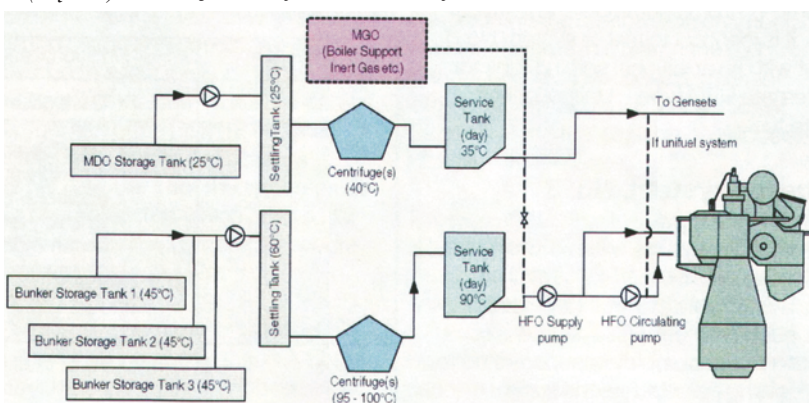
As low-sulphur fuel oil is more expensive, the higher sulphur fuel oil is preferred where accepted to be used. To enable the vessel to operate on low-sulphur fuel in restricted areas and switch to heavy fuel outside restricted areas, a dual fuel system is necessary. For newbuildings, and as retrofit on existing engines if necessary, MAN B&W Diesel proposes three different fuel system configurations for engines operating on both high and low-sulphur fuel oils.

The ship's fuel oil system, from bunkering tanks through the settling tanks, treatment system and service tanks, may be affected by a frequent change in fuel oil type. Therefore, depending on the changeover frequency, various configurations may be relevant, the principal ones being listed below.

9. Fuel Oil System

No. 1: One MDO (light) + one HFO (heavy) system

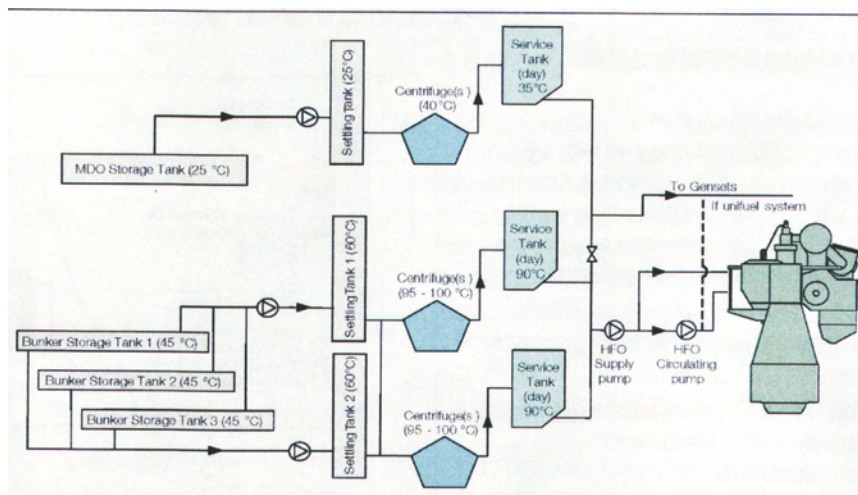
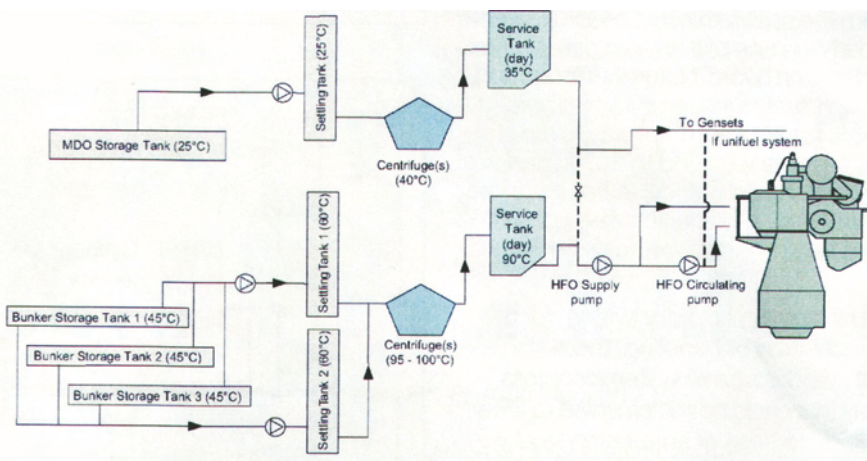
One bunkering, settling, centrifuging and service tank system for MDO, and one for HFO are used. Often several separate bunker tanks (heated) are available in the ship, enabling use of different bunker oils. Systems are merged before the pressurising (supply) stage leading to the engine circulating system. Auxiliary engines are usually fed from the joined systems, i.e. they burn the same fuels as the main en-



jest praca silników pomocniczych na oddzielnym paliwie przez zablokowanie linii z układu HFO do silników pomocniczych.

Nr 2: odstojnik MDO oraz dwa odstojniki HFO

Stosuje się jeden układ bunkrowo-odstojnikowy dla każdego rodzaju HFO, jeżeli możliwe – z dodatkowymi zbiornikami bunkrowymi (rys. 13). Układ HFO jest wspólny począwszy od wirówki(-ek), tj. identyczny z układem paliwowym nr 1, ale z dodatkowym odstojnikiem dla innych rodzajów HFO. Stosuje się Unipaliwo lub oddzielne paliwo.



Nr 3: układ MDO oraz dwa oddzielne układy HFO

Stosuje się dwa oddzielne układy zbiorników bunkrowych, wirówek, odstojników i zbiorników obsługowych dla każdego rodzaju HFO (rys. 14). Dwa układy HFO są całkowicie oddzielne aż do punktu połączenia przed pompami zasilającymi wprowadzającymi paliwo pod ciśnieniem do układu obiegowego silnika. Stosuje się Unipaliwo lub oddzielne paliwo.

Układ paliwowy to jeden z najbardziej skomplikowanych układów na statku. Naturalnie wprowadzenie wielu układów paliwowych oznacza znaczne zwiększenie złożoności konstrukcji statku a szczególnie konstrukcji maszynowni. Dla omawianych trzech wariantów rozwiązań przewidziano dodatkowe wyposażenie wyszczególnione w tab. 1.

10. Układ oleju cylindrowego

Występuje kilka wersji rozwiązań układu oleju smar-

gine. Also referred to as the “Unifuel” concept. It is possible to run the auxiliary engines on a separate fuel, i.e. by closing off the line from the HFO system to the auxiliary engines.

No. 2: One MDO + two HFO settling tanks

One bunkering and settling system for each type of HFO is used. Possibly with additional bunker tanks. The HFO system is common from centrifuge(s) onwards, i.e. it is identical to fuel oil system No. 1, but with an additional settling tank for alternate HFO types. Unifuel or separate fuel is used.

No. 3: One MDO + two separate HFO systems

Two separate bunkering, centrifuging and settling and service tank systems for each type of HFO are used. The two HFO systems are completely separate up to the joining point before the supply pumps pressurising the engine circulating system. Unifuel or separate fuel is used.

The ship’s fuel oil system is one of the most complicated systems on board. Naturally, introducing multiple fuel oil systems implies considerable additional complexity to the ship design in general and to the engine room design in particular. For the three alternatives, the additional equipment listed in Table 1 is conceptually envisaged.

There are several cylinder lube oil system constellations that could be implemented to allow various degrees of adaptation to any specific bunker oil sulphur content. Below, the technical solutions used today are listed.

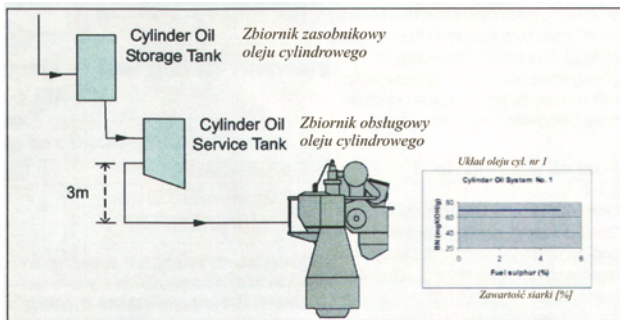
10. Cylinder oil system

No. 1: A conventional system – one cylinder oil system

The system (Fig. 15) is able to handle one cylinder lube oil at a time, i.e. running with a fixed base number. The feed rate can be manually controlled and is seldom adjusted.

No. 2: One cylinder oil system where the engine is equipped

Układ paliwowy / Fuel oil system	Dodatkowe wyposażenie / Additional equipment
Nr 1 / No. 1	Wariant podstawowy - bez dodatków / Base case - no additional
Nr 2 / No. 2	W miarę możliwości dodatkowy(-e) zbiornik(-i) bunkrowy(-e) / Possibly additional bunker tank(s) W miarę możliwości dodatkowy układ bunkrowy do dodatkowego (-ych) zbiornika (-ów) bunkrowego(-ych) / Possibly an additional bunkering system for the additional bunker tank(s) W miarę możliwości ulepszony układ podgrzewania bunkrów uwzględniający różne charakterystyki paliwa (temperaturę pompowania, temperaturę zapłonu, lepkość, itd.) / Possibly enhanced bunker-heating system to accommodate different fuel characteristics (pumping temperature, flash point, viscosity, etc.) Jeden dodatkowy odstojnik / One additional settling tank Jedna dodatkowa pompa przesyłowa do odstojnika / One additional transfer pump to the settling tank
Nr 3 / No. 3	Wszystkie elementy związane z układem nr 2 / All of those associated with system No. 2 W miarę możliwości dodatkowy komplet wirówek paliwa / Possibly an additional set of fuel oil centrifuges W miarę możliwości dodatkowe pomieszczenie dla wirówek, włącznie z odstojnikiem, itd. / Possibly an additional centrifuge room, including sludge tank, etc. Dodatkowy zbiornik obsługowy (rozchodowy) / Additional service (day) tank Dodatkowe przewody i oprzyrządowanie / Additional piping and instrumentation



jącego cylindry, które można wdrożyć w celu adaptacji do dowolnej określonej zawartości siarki; poniżej wyszczególniono stosowane obecnie rozwiązania techniczne.

Nr 1: układ tradycyjny – jeden układ oleju cylindrowego

Układ ten (rys. 15) ma zdolność obsługiwanego jednego oleju smarującego cylindry, tj. oleju z ustaloną liczbą zasadową. Wydatkiem można sterować ręcznie i rzadko się go reguluje.

Nr 2: jeden układ oleju cylindrowego w silniku wyposażonym w elektryczne pompy Alpha

Układ taki posiada zdolność obsługiwanego jednego oleju smarującego cylindry, tj. oleju z ustaloną liczbą zasadową. Elektryczny lubrykator ułatwia nastawę wydatku, a tym samym dopływ oleju (rys. 16).

Nr 3: dwa układy oleju cylindrowego

Układ olejowy składa się z dwóch układów ze zbiornikami obsługowymi i zasobnikowymi oleju smarującego cylindry (rys. 17). Układy są połączone przed kołnierzem silnika za pomocą zaworu przełączającego. Występuje możliwość obsługiwanego dwóch różnych olejów smarujących cylindry: oleju o konwencjonalnej wartości BN (zwykle BN70) i – na przykład – oleju o małej wartości BN (np. BN50 lub BN40).

Na ogół złożoność układu oleju smarującego cylindry

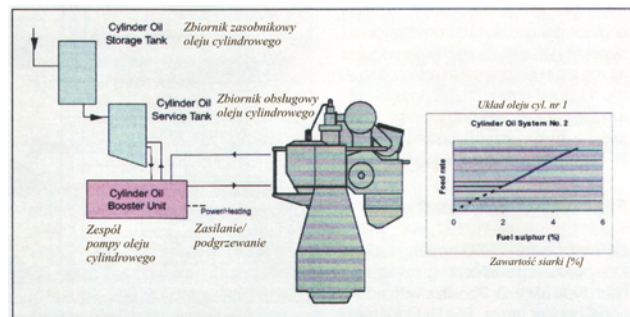
with electronic Alpha lubricators

The system is able to number. The electronic lubricator eases the adjustment of feed rate and, thereby, the alkalinity influx, Fig. 16.

No. 3: Two cylinder oil systems

The oil system consists of two cylinder lube oil storage and service tank systems, Fig. 17. Systems are joined before the engine flange via a changeover valve. Ability to handle two different cylinder lube oils: a conventional BN oil (usually BN70) and – for example – a low-BN oil (e.g. BN50 or BN40).

In general, the complexity of the cylinder lube oil system



increases 1 through 3, but not as much as the similar increase for the fuel oil systems, because the fuel oil system is more extensive (more components and more space consuming).

One way of preparing the ships could be to install a partition in the cylinder oil storage tank (Fig. 18), instead of arranging two cylinder oil tanks. Such a tank can be filled in the following way:

- B70 cylinder oil on both sides of the partition,
- B40 cylinder oil on one side and B70 on the other.

In the more complex system, separate piping from each side of the partitioned storage tank can lead to the service

wzrasta od numeru 1 do 3, ale nie tak bardzo jak w analogicznych przypadkach układów paliwowych, gdyż układ paliwowy jest bardziej rozbudowany (ma więcej komponentów i zajmuje większą przestrzeń).

Jednym ze sposobów przygotowania statków mogłoby być zamontowanie przegrody w zbiorniku zasobnikowym oleju cylindrowego (rys. 18) zamiast zabudowywania dwóch zbiorników oleju cylindrowego. Zbiornik taki można napełniać następująco:

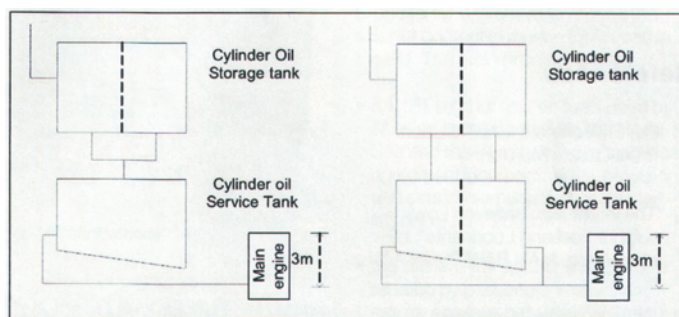
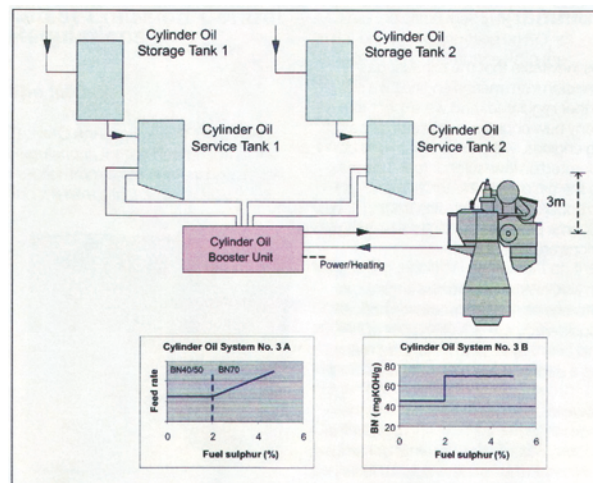
- olej cylindrowy o BN70 po obu stronach przegrody,
- olej cylindrowy o BN40 po jednej i BN70 po drugiej stronie.

W bardziej złożonym układzie oddzielny przewód z każdej strony przegrodzonego zbiornika zasobnikowego można poprowadzić do zbiornika obsługowego, który też może być przegrodzony.

11. Podsumowanie

Wydaje się nieuniknione, że emisja spalin z silników okrętowych będzie podlegała dalszym regulacjom; przewiduje się, że wiele nowych silników, a także obecnie eksploatowanych, będzie musiało pracować na paliwie niskosiarkowym. Stanie się tak nawet mimo, że w momencie wprowadzenia nowych przepisów będzie istnieć możliwość oczyszczania spalin i/lub obrotu handlowego emisjami.

W dwusuwowych silnikach MAN Diesel nie bierze się pod uwagę różnicy w charakterystyce silnika między pracą na DO/GO a HFO, który – stosowany obecnie – ma zawartość siarki średnio 2,7%. Użytkownicy



Literatura / Bibliography

- [1] EU, Environment – Air Pollution – Fuel Quality Monitoring.
- [2] “The Interaction between Low-sulphur Fuel and Lubricants”, by Kjeld Aabo, MAN B&W Diesel A/S.
- [3] “FIA-100 – Fuel Combustion Analyzer for HFO”, by Jan Kjetil Paulsen, Fueltech AS, Norway, November 2004.

Skróty i objaśnienia / Nomenclature

BN	liczba zasadowa, <i>Base Number</i>
CCAI	wskaźnik obliczeniowy aromatyczności węgla, <i>Calculated Carbon Aromaticity Index</i>
CCI	zapłon samoczynny/ <i>Compact Compression Ignition</i>
DO	paliwo dieslowskie, olej napędowy/ <i>Diesel Oil</i>
FIA	analizator zapłonu paliwa/ <i>Fuel Ignition Analyser</i>
GO	olej gazowy/ <i>Gas Oil</i>
H ₂ SO ₄	kwas siarkowy/ <i>sulphuric acid</i>
HC	węglowodory/ <i>hydrocarbons</i>
HFO	paliwo ciężkie/ <i>Heavy Fuel Oil</i>
MBD	MAN B&W Diesel A/S
MDO	morski olej napędowy/ <i>Marine Diesel Oil</i>
NO _x	tlenki azotu/ <i>nitric oxides</i>
SECA	strefa kontroli emisji SO _x /SO _x <i>Emission Control Area</i>
SIMDIST	symulowana destylacja/ <i>simulated distillation</i>
SO ₂	dwutlenek siarki/ <i>sulphur dioxide</i>
SO _x	tlenki siarki/ <i>sulphur oxides</i>
TSE	rzeczywisty osad całkowity/ <i>Total Sediment Existing</i>
TSP	potencjalny osad całkowity/ <i>Total Sediment Potential</i>

tank, which may also be partitioned.

11. Summary

It is inevitable that the exhaust gas emission from marine engines will be further regulated, and it is expected that many new engines, and especially existing engines, will eventually have to be operated on low-sulphur fuel. This will be the case even though exhaust gas scrubbers and/or emission trading have become possible by the time new regulations are introduced.

On MAN B&W two-stroke engines, no difference in the engine performance is considered between DO/GO and

Artykuł recenzowany

Mgr inż. Zbigniew Wojtyto – absolwent Politechniki Poznańskiej, szef działu konstrukcji silników produkowanych na licencji MAN Diesel w biurze konstrukcyjnym Fabryki Silników Okrętowych w H.Cegielski-Poznań S.A.

Mr. Zbigniew Wojtyto, M.Eng. – graduate from Poznań University of Technology; head of design department of engines manufactured under MAN Diesel licence at design office of Marine Engine Factory at H. Cegielski-Poznań S.A.



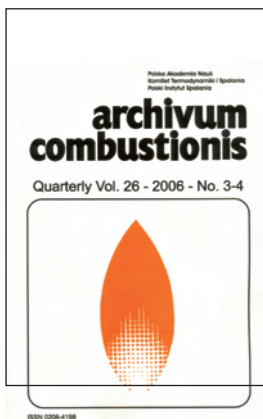
Książki silnikowe

Books on combustion engines

ARCHIVUM COMBUSTIONIS

Red. A. Teodorczyk, Wyd. Polska Akademia Nauk, Komitet Termodynamiki i Spalania, Polski Instytut Spalania, Vol. 26, Nr 3-4, Warszawa 2006.

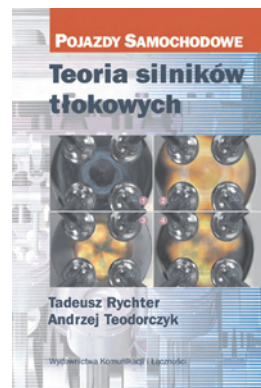
Kolejny zeszyt wydawnictwa poświęconego zagadnieniom spalania. W zakresie związanym z silnikami spalinowymi zawiera opracowanie poświęcone ocenie możliwości wykorzystania promieniowania płomienia do wykrywania spalania stukowego oraz ocenie prędkości spalania w pobliżu ścianki i efektu wygaszania płomienia.



TEORIA SILNIKÓW TŁOKOWYCH. POJAZDY SAMOCHODOWE

Tadeusz Rychter, Andrzej Teodorczyk
Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, rok wyd. 2006, str. 268.

Podręcznik akademicki z zakresu teoretycznych podstaw działania tłokowych silników spalinowych ZI i ZS. Zawiera opis obiegów teoretycznych, porównawczych i rzeczywistych. Przedstawiono termochemię spalania, procesy gazodynamiczne, charakterystyki silników ZI, ZS oraz toksyczność spalin. Opisano systemy zasilania silników tłokowych, systemy spalania, a także niepożądane zjawiska, np. zjawisko stuk, nierównomierność biegu. Podano uwagi o modelowaniu matematycznym roboczego cyklu silnika tłokowego oraz przykłady obliczeń.



Habilitacje

Qualifying as assistant professor

Dr hab. inż. Andrzej KAZMIERCZAK

Tarcie i zużycie zespołu tłok-pierścienie-cylinder

Przewód habilitacyjny przeprowadzono w dniu 8 marca 2006 r. na Wydziale Mechanicznym Politechniki Wrocławskiej.

Konstruowanie elementów par trących jest realizowane w wyniku spełnienia wielu przesłanek. Jednakże nie istnieje jedna istotna właściwość, która niesłaby informację, że przy zapewnieniu określonych jej wartości para trąca będzie pełniła założone funkcje w sposób optymalny. Znaczące trudności konstrukcyjne są spotykane w parach trących wykonujących ruch posuwisto-zwrotny połączony z funkcją uszczelniającą.

W wyniku przeprowadzonych rozważań stwierdzono, że aspekty fizyczne zjawisk międzyfazowych opisane wartością całkowitą swobodnej energii powierzchniowej oraz wartością jej składowych są czynnikami umożliwiającymi lepszy dobór materiałów par trących. Wartość całkowita swobodnej energii powierzchniowej jest następstwem budowy cząsteczkowej i wiązań charakterystycznych dla danego materiału i warunkuje jego twardość. Dobra współpraca pary trącej wymaga, aby wystąpiła pewna różnica twardości między materiałami elementów. W związku z tym konieczna jest również różnica w wartości całkowitej swobodnej energii powierzchniowej elementów pary trącej. Z kolei odpowiednie wartości składowych swobodnej energii powierzchniowej zapewniają właściwą zwilżalność olejem smarującym. Proponuje się taki dobór materiałów na elementy pary trącej, szczególnie wykonującej ruch posuwisto-zwrotny, aby różnica między wartościami składowych dyspersyjnych

γ_S^d lub Lifshitz-van der Waalsa γ_S^W swobodnych

energii powierzchniowych elementów była duża przy minimalizowaniu wartości składowej polarnej γ_S^P lub kwasowo-zasadowej

γ_S^B tej energii, głównie z uwagi na jej brak w olejach smarujących.

Friction and Wear of the Piston-Rings-Cylinder Unit

The qualifying procedure was held on 8 March 2006 in the Faculty of Mechanical Engineering Wrocław University of Technology.

The elements of sliding pairs are designed on the basis of several premises, but there is no single property which carries information that at its certain values the sliding pair's performance will be optimum. Considerable difficulties are encountered in sliding pairs which execute sliding-turning motion combined with a sealing function.

The present research has shown that the physical aspects of interfacial phenomena, described by the total value of surface free energy and the values of its components, make it possible to select more suitable materials for sliding pairs. The total value of surface free energy depends on the molecular structure and the bonds characteristic of a given material and determines its hardness. Good interaction between the elements of a sliding pair requires a certain difference in hardness between the elements' materials. Hence also a difference in total surface free energy between the sliding pair's elements is required. Furthermore, proper values of the components of surface free energy ensure proper wettability with lubricating oil. It is proposed to select such materials for the elements of a sliding pair, particularly when the latter is to execute sliding-turning motion, that the difference between the values of u-mode components γ_S^d or



L i f s h i t z - v a n
der Waals components γ_S^W of the surface free energies of the

sliding pair's elements be high when the value of polar component γ_S^P or acidic-alkaline component γ_S^B of this energy is

Składowa dyspersyjna lub Lifshitz-van der Waals elementu pary trącej o większej powierzchni (np.: tuleja cylindrowa) powinna cechować się większą wartością. Element o mniejszej powierzchni (np.: pierścień tłokowy) powinien mieć wartość tych składowych możliwie małą; mniejszą od wartości składowej dyspersyjnej lub Lifshitz-van der Waals oleju smarującego. W efekcie stworzono podstawy do obniżenia wartości strat tarcia, szczególnie podczas tarcia mieszanego i granicznego.

Realizując cel użytkowy badań opracowano i wykonano nową parę trącą uszczelniającą pierścień tłokowy-tuleja cylindrowa zespołu TPC silnika spalinowego, w którym pierścień ma powłokę z azotku tytanu, a tuleja cylindrowa warstwę wierzchnią o zmienionych własnościach w wyniku azotowania próżniowego. Opracowana para trąca może być zastosowana zarówno w silnikach spalinowych o zapłonie samoczynnym i o zapłonie iskrowym. Istnieje również możliwość jej stosowania w innych urządzeniach, w których element roboczy wykonuje ruch posuwisto-zwrotny. Przykładowa para trąca powstała jako efekt badań na triboteście oraz przeprowadzenia trzyetapowych prac badawczych. W ich skład weszły symulacyjne badania numeryczne, wstępne oraz zasadnicze badania na obiekcie rzeczywistym. Wyniki przeprowadzonych kompleksowych badań pozwalają uznać ją za miarodajną.

Dr hab. inż. Antoni ŚWIĄTEK

Studium pracy reaktora katalitycznego w aspekcie poprawy jakości jego parametrów ekologicznych

Przewód habilitacyjny przeprowadzono w dniu 11 lipca 2006 na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

W pracy przedstawiono syntezę problemów dotyczących katalitycznego ograniczania emisji szkodliwych składników spalin z silników o zapłonie iskrowym. W części wstępnej scharakteryzowano przepisy ograniczające emisję spalin ze źródeł motoryzacyjnych. Na podstawie przepisów w USA i Europie zaprezentowano przepisy obowiązujące w Polsce, ze szczególnym uwzględnieniem regulacji prawnych w zakresie reaktorów katalitycznych spalin.

W monografii zawarto studium pracy reaktorów katalitycznych, uwzględniając ich parametry funkcjonalne, mogące stanowić wytyczne do procesu projektowania. Zanalizowano sposoby określania sprawności reaktorów katalitycznych oraz czynników wpływających na jej wielkość. Ponadto przedstawiono metody przyspieszenia nagrzewania reaktora katalitycznego po uruchomieniu silnika oraz omówiono wybrane modele jego pracy.

Zastosowany w pracy aparat badawczy obejmuje silnik badawczy, siedemnaście nowych samochodów oraz wzorcowy i modelowy reaktor katalityczny. Do badań wykorzystano hamownię: silnikową i podwoziową z aparaturą pomiarową emisji spalin, desorber termiczny z pułapką do analizy chromatograficznej gazów spalinowych, stanowisko do wyznaczania współczynnika przewodzenia ciepła przez nośniki katalityczne.

W pracy omówiono także wyniki badań chromatograficznych z ilościowym określeniem związków węglowodorowych w spalinach przed i za reaktorem katalitycznym. Otrzymane wyniki analizowano w aspekcie sprawności utleniania przez reaktor katalityczny i określenia związków węglowodorowych, mających największy wpływ na proces nagrzewania się reaktora. W celu określenia wpływu utleniania węglowodorów w reaktorze na jego temperaturę w początkowej fazie pracy silnika przeprowadzono analizę bilansu energetycznego reaktora katalitycznego.

Opierając się na tych badaniach oraz analizach i wykorzystując autorską koncepcję modelu matematycznego, opracowano program komputerowy. Program ten zweryfikowano przez porównanie z wynikami obszernych badań. Wykonano wiele modelowych obliczeń reaktorów katalitycznych. Wnioski z tych obliczeń posłużyły do zaprojektowania i wykonania prototypu trójstopniowego reaktora katalitycznego, który następnie wszechstronnie przebadano.

Wyniki tych badań wskazują na duże możliwości wykorzystania przedstawionych metod badawczych i obliczeniowych do poprawienia sprawności działania reaktorów katalitycznych.

minimized (mainly because of its absence in lubricating oils. U-mode component or Lifshitz-van der Waals component of a sliding pair element with a larger surface area (e.g. a cylinder sleeve) should have a higher value. In the case of an element with a smaller surface area (e.g. a piston ring), the value of or should be as low as possible (lower than the value of or of the lubricating oil). Thus a basis for reducing friction losses, particularly during mixed friction and boundary friction, has been created.

Pursuing the practical goal of this research, a new piston packing ring/ combustion engine PRC unit cylinder liner sliding pair (in which the ring has a titanium nitride coating and the cylinder liner has a surface layer with varying properties, applied by vacuum nitriding) was designed and made. The sliding pair can be used in self-ignition combustion engines and possibly in spark-ignition engines. It may also find application in other devices in which the working element executes sliding-turning motion. The sliding pair is the result of the research carried out as part of this dissertation, including tests in a tribotester and three-stage testing embracing numerical simulations, preliminary tests on the real object and tests proper on the real object. The comprehensiveness of the tests is a guarantee of the reliability of the obtained object response.

A study of catalytic converter operation in terms of its ecological parameters improvement

The qualifying procedure was held on 11 Juli 2006 in the Faculty of Working Machines and Transportation Poznan University of Technology.

The study presents a synthesis of the problems related to the catalytic reduction of exhaust emissions in spark ignition engines. In the introductory section the regulations enforcing limited automotive emissions have been characterized. The regulations enforceable in Poland have been presented based on the parallel legislation in the U.S. and Europe, particularly regarding the legal acts on catalytic converters.

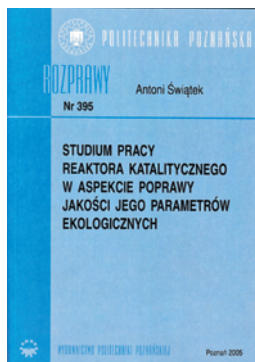
The monograph contains a study of the operation of catalytic converters including their functional parameters that may constitute the guidelines for the designing process. The methodology of assessment of catalytic converter effectiveness and the factors influencing such effectiveness have been analyzed. Some methods for the acceleration of the process of catalytic converter warm-up during a cold-start have been presented and some catalytic converter models of operation have been discussed.

The research equipment used for the study includes a test engine and 17 new vehicles and a new, model catalytic converter. During the research the author applied a chassis dynamometer with exhaust emission measuring units, a thermal desorber with a chromatographic exhaust gas analysis trap and a test stand determining the heat transfer coefficient of the catalytic supports.

The work also discusses the results of the chromatographic tests that include the quantitative assessment of the hydrocarbon contents in the exhaust emissions before and after the catalytic converter. The obtained results were analyzed for the efficiency of the oxidation through the catalytic converter and to determine the hydrocarbon compounds having the largest impact on the catalytic converter warm-up. An analysis of the energy balance of the catalytic converter was performed in order to ascertain the influence of hydrocarbon oxidation in the catalytic converter on its temperature in the initial operating phase of an engine.

A computer program was evaluated based on the said tests and analyses and utilizing own concept of a mathematical model. The program was subsequently modified through the comparison of the results of global research. A plethora of model mathematical calculations of catalytic converters were performed. The conclusions arising from these calculations constituted the basis for the design and development of a prototype of a three-stage catalytic converter that was subsequently subjected to a comprehensive test.

The results of these tests indicate high application potential of the presented research and calculation methodology in the attempt to improve the catalytic converter operation.



Doktoraty

Doctorates

Dr inż. Jarosław MARKOWSKI

Wpływ powietrza rozpuszczonego w oleju napędowym na proces spalania w silniku o zapłonie samoczynnym

Promotor: prof. dr hab. inż. Jerzy Merksiz – Politechnika Poznańska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Maciej Sobieszczański – Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki – Politechnika Poznańska.

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej w dniu 26 września 2006 r.

W pracy podjęto badania wpływu powietrza rozpuszczonego w oleju napędowym na proces spalania w silniku o zapłonie samoczynnym. Zagadnienie dotyczyło technicznej weryfikacji koncepcji wspomagania procesu rozpylenia paliwa. Wykazano, że ważne jest ograniczenie emisji substancji szkodliwych zawartych w spalinach silnika będących produktem ubocznym w procesie zamiany energii zachodzącym w silniku spalinowym.

Przedstawiono analizę teoretyczną procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym z wtryskiem bezpośrednim oraz procesów przygotowania paliwa do spalania, mających duże znaczenie na jego przebieg. Zwrócono uwagę na rozpylenie strugi paliwa w aspekcie przebiegu spalania. Określono również potrzeby zmian procesu spalania i przedstawiono próby ich realizacji oraz związane z nimi problemy.

Za interesującą uznano omówioną w pracy koncepcję poprawy spalania przez wspomaganie procesu rozpylenia paliwa uwalniającym się z niego gazem, który wcześniej w nim rozpuszczono. Na podstawie przeprowadzonych analiz spalania i przyczyn powstawania szkodliwych składników spalin, jako gaz wspomagający proces rozpylenia przyjęto powietrze.

Weryfikacji koncepcji poprawy procesu spalania z wykorzystaniem powietrza rozpuszczonego w oleju napędowym dokonano w trzech etapach. Przeprowadzono badania współczynnika rozpuszczalności powietrza w oleju napędowym, które pozwoliły określić wartości parametrów uzyskania ciekłego roztworu. Badania wizualizacyjne wtrysku paliwa, wykazały zmiany zachodzące w parametrach rozpylenia strugi paliwa wynikające z wydzielającego się z paliwa powietrza. Badania silnikowe, podczas których dokonano pomiarów wartości ciśnienia w cylindrze oraz wartości stężeń szkodliwych składników spalin przy zasilaniu silnika olejem napędowym i olejem napędowym z rozpuszczonym powietrzem. W rozdziałach dotyczących badań opisano wykorzystany aparat badawczy, w skład którego wchodził wykonany na potrzeby przeprowadzonych badań system elektronicznego sterowania układem badawczym *common rail*.

Wyniki badań poddano analizie, na podstawie której dokonano oceny porównawczej zmian zachodzących w procesie spalania realizowanym w silniku o zapłonie samoczynnym z wtryskiem bezpośrednim paliwa w zależności od ilości powietrza rozpuszczonego w oleju napędowym.

Podsumowaniem pracy są wnioski dotyczące wyników badań oraz sformułowanie kierunków dalszych prac, wskazujących możliwości wykorzystania weryfikowanej koncepcji.

Dr inż. Paweł MAZURO

Silniki tłokowe o osi cylindrów równoległej do osi wału – teoria i praktyka

Promotor: prof. dr hab. inż. Andrzej Teodorczyk – Politechnika Warszawska

Recenzenci: prof. dr inż. Mirosław Wyszynski – University of Birmingham, dr hab. inż. Janusz Przystek – dr hab. inż., em. prof. – Politechnika Warszawska.

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechanicznego Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej w dniu 27 czerwca 2006 r.

Rozprawa dotyczy wielowymiarowej analizy silników rewolwerowych

w porównaniu z silnikiem o klasycznym mechanizmie korbowym. Zakres przedstawionych w rozprawie badań obejmuje zagadnienia związane z klasyfikacją silników o osi cylindrów równoległej do osi wału, analizą porównawczą przedstawionych grup mechanizmów z rodziny silników rewolwerowych, projektem i konstrukcją prototypu silnika z tarczą wahliwą blokowaną przez powierzchnię boczną tłoka oraz zaproponowaniem kierunków optymalizacji wybranego mechanizmu.

W pierwszej wprowadzającej części pracy zaproponowano klasyfikację mechanizmów zamiany ruchu posuwisto-zwrotnego tłoka na ruch obrotowy występujących w silnikach rewolwerowych, przedstawiono historyczne przykłady wdrożeń wraz z komentarzami dotyczącymi ich działania.

W zasadniczej części pracy poświęconej teoretycznej analizie numerycznej opisywanych rozwiązań przedstawiono opis matematyczny kinematyki i dynamiki pięciu mechanizmów zamiany ruchu posuwisto-zwrotnego tłoka na ruch obrotowy wału, w odniesieniu do strat tarcia. Ze względu na skomplikowany ruch przestrzenny punktów materialnych badanych mechanizmów obliczenia zaprogramowano w programie MATLAB.

W części rozprawy poświęconej badaniom eksperymentalnym przedstawiono opis konstrukcji zaprojektowanego przez autora prototypowego silnika jednocylindrowego z tłokiem dwustronnego działania z tarczą wahliwą blokowaną przez tłok. Zaprojektowano i wykonano stanowisko badawcze, przeprowadzono badania zmieniając parametry, takie jak: stopień sprężania, fazy rozrządu, kąt wyprzedzenia zapłonu i rodzaj zasilania; szczegółowo opisano wykonany prototyp, przeanalizowano jego działanie, dokonano oceny i zaproponowano różne warianty modernizacji jego konstrukcji.

Na podstawie wyników badań prototypu oraz teoretycznych i numerycznych analiz omawianych typów mechanizmów dokonano krytycznego podsumowania wstępnych założeń dotyczących możliwości i celowości budowy silnika o osi cylindrów równoległej do osi wału. Zaproponowano zmodyfikowaną wersję mechanizmu wskazującą na celowość dalszej pracy nad określoną grupą silników rewolwerowych zwłaszcza w kontekście potencjalnych możliwości ich zastosowania w nowoczesnych technologiach spalania np. HCCI.

Dr inż. Piotr ORLIŃSKI

Wpływ wybranych paliw na wydzielanie ciepła w tłokowych silnikach spalinowych o zapłonie samoczynnym

Promotor: dr hab. inż. Andrzej Ambrozik, prof. nadzw., Politechnika Świętokrzyska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Janusz Mysłowski, prof. zw., Politechnika Szczecińska, dr hab. inż. Stanisław Kruczyński, prof. nadzw., Politechnika Warszawska, dr hab. inż. Leszek Radziszewski, prof. nadzw., Politechnika Świętokrzyska.

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechatroniki i Budowy Maszyn Politechniki Świętokrzyskiej w dniu 14 września 2006 r.

Celem pracy były badania i ocena wpływu rodzaju i własności paliw zasilających silnik o zapłonie samoczynnym, pracujący według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej na wydzielanie ciepła podczas procesu spalania. Cel pracy osiągnięto w oparciu o analizę wyników badań eksperymentalnych wybranego silnika o zapłonie samoczynnym. Analizę wyników badań, a w szczególności rzeczywistych wykresów indykatyrowych, przeprowadzono w celu sporządzenia i analizy charakterystyk wydzielania ciepła podczas procesu spalania i wyznaczenia funkcji regresji oraz zależności korelacyjnych między warunkami pracy wybranego silnika i właściwościami paliw zastosowanych do jego zasilania a istotnymi parametrami uzyskanych charakterystyk.

Przedstawiona w pracy metodyka badań umożliwiła analizę rzeczywistych wykresów indykatyrowych silnika o zapłonie samoczynnym, zasilanego paliwami pochodzenia naftowego i roślinnego z uwzględnieniem: wymiany ciepła pomiędzy czynnikiem roboczym a ściankami przestrzeni

spalania, zmiany właściwości i składu czynnika roboczego podczas procesu spalania oraz zmieniającej się w czasie spalania ilości kilomoli czynnika roboczego.

Sporządzanie charakterystyk silnika o zapłonie samoczynnym, przy zasilaniu paliwami o różnych właściwościach fizykochemicznych wymagało dużych dokładności pomiarów wielkości wpływających na proces spalania. Wymóg ten wynikał z konieczności zapewnienia precyzyjnej i wiarygodnej oceny prawidłowości przebiegu procesu wtrysku paliwa i tworzenia mieszanki palnej. Procesy te w bezpośredni sposób wpływają na przebieg procesu spalania, a zatem i wydzielania się ciepła.

Dr inż. Piotr PAJDOWSKI

Wpływ stanu cieplnego samochodowego silnika o zapłonie samoczynnym na emisję składników spalin w badaniach na hamowni podwoziowej

Promotor: prof. dr hab. inż. Jerzy Merksiz – Politechnika Poznańska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny – Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni, dr hab. inż. Marek Idzior – Politechnika Poznańska. Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej w dniu 22 maja 2006 r.

Wprowadzanie coraz ostrzejszych wymagań, dotyczących emisji związków szkodliwych w spalinach silników samochodowych w USA, Europie, Japonii oraz innych uprzemysłowionych krajach świata, powoduje konieczność ciągłej analizy przyczyn tej emisji. Za jedną z ważniejszych uważa się zbyt mały stopień nagrzania silnika, który występuje przede wszystkim podczas zimnych rozruchów oraz na biegu luzem i podczas obciążeń częściowych. Równocześnie z roku na rok wzrasta popularność silników ZS o wtrysku bezpośrednim, służących do napędu samochodów osobowych i lekkich pojazdów użytkowych.

W części teoretycznej pracy omówiono problem emisji związków szkodliwych spalin samochodów z silnikami ZS oraz przedstawiono analizę przepisów dotyczących badania emisji związków szkodliwych spalin w Europie i USA. Przedstawiono charakter eksploatacji silnika ZS służącego do napędu pojazdów, scharakteryzowano jego rozruch i czynniki na niego wpływające. Omówiono mechanizm tworzenia związków szkodliwych podczas rozruchu i nagrzewania się silnika, a następnie przedstawiono krótką charakterystykę tych związków. W dalszej części przedstawiono wpływ fazy rozruchu i nagrzewania się silnika na emisję substancji szkodliwych w normalnych i niskich temperaturach otoczenia.

W części badawczej pracy omówiono metody pomiarowe stosowane w badaniach emisji związków szkodliwych z samochodów z silnikami ZS oraz przedstawiono stanowisko badawcze, obiekty badań i zakres badań.

W ramach analizy wpływu stanu cieplnego samochodowego silnika ZS na emisję przeprowadzono następujące badania i pomiary:

- badania wpływu fazy rozruchu i nagrzewania silnika na emisję związków szkodliwych; w ramach tych badań wykonano pomiary emisji dla 6 samochodów po ich kondycjonowaniu w temperaturze 21–23°C,
- badania wpływu temperatury kondycjonowania samochodu na emisję związków szkodliwych; w ramach tych badań wykonano pomiary emisji dla samochodów A i B po ich kondycjonowaniu w różnej temperaturze otoczenia w zakresie od –15 do 22°C,
- pomiary wartości temperatury w wybranych układach silnika,
- pomiary sprawności reaktora katalitycznego,
- wpływu stopnia nagrzania silnika na emisję CO₂ (zużycie paliwa).

Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono, że emisja związków szkodliwych, takich jak tlenek węgla, węglowodory, tlenki azotu oraz cząstki stałe w silniku samochodowym ZS, spełniającym normy toksyczności spalin Euro 3/Euro 4, jest znacząca w pierwszej fazie cyklu UDC, a kolejne fazy charakteryzują się zmniejszoną emisją wynikającą z poprawy warunków pracy silnika oraz działania reaktora katalitycznego. Ponadto stwierdzono, że w wyniku obniżenia temperatury kondycjonowania samochodu aż do temperatur ujemnych wzrasta emisja wszystkich składników szkodliwych. Wzrost ten jest proporcjonalny do obniżenia temperatury; maksymalne różnice występują dla pierwszej i drugiej fazy cyklu UDC. W miarę obniżania temperatury, w której samochód jest eksploatowany wydłuża się również okres pracy silnika, kiedy poziom emisji CO, HC, NO_x i PM jest znacznie wyższy od poziomu emisji tych związków dla silnika w pełni nagranego. Emisja ta zmniejsza się stopniowo w miarę

nagrzewania się silnika.

Dr inż. Maciej ZIÓLKOWSKI

Metoda doboru silników głównych i pomocniczych na wstępnych etapach projektowania siłowni statków towarowych

Promotor: prof. dr hab. inż. Andrzej Balcerski, prof. zw., Politechnika Gdańska

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Adam Charchalis, prof. zw., Akademia Morska w Gdyni, dr hab. inż. Tadeusz Jastrzębski, prof. nadzw., Politechnika Szczecińska.

Stopień naukowy doktora nauk technicznych nadała Rada Wydziału Mechanicznego Politechniki Gdańskiej w dniu 30 maja 2006 r.

Problematyka pracy dotyczy rozwoju podstaw naukowych i metod projektowania (opracowywania założeń, projektów ofertowych i kontraktowych) siłowni okrętowych z tłokowymi silnikami napędu głównego i pomocniczymi. Ważność etapów wstępnego projektowania polega na tym, że podejmowane wówczas ok. 80% jest decyzji „strategicznych”, przesądzających o parametrach i rozwiązaniach statku przy kosztach na poziomie ok. 10% kosztów całego projektu. Z punktu widzenia stoczni i armatora ogromne znaczenie ma możliwe krótki czas wykonania odpowiednich etapów projektu, ich trafność, łatwość tworzenia rozwiązań wariantowych oraz wybór rozwiązania optymalnego.

Praca dotyczy metod doboru silników głównych i pomocniczych, a jej oryginalnym założeniem jest wykorzystanie rezultatów rzeczywistej eksploatacji siłowni podobnych statków i zastosowanie do ich opisu modeli probabilistycznych. Zasadnicza problematyka pracy obejmuje:

- prognozowanie charakterystyk rozkładu zapotrzebowania na moc napędu śruby statków towarowych podczas stanu eksploatacji „pływanie swobodne”. Metoda polega na wykorzystaniu uzyskanych liniowych zależności między wartościami nominalnymi mocy holowania (iloczyn siły oporu ruchu kadłuba i prędkości pływania) a wartościami średnimi zapotrzebowania na moc napędu śruby. Odpowiednie dane pochodziły z eksploatacji 15 statków (drobnicowców i masowców), a wartości mocy holowania wyznaczono przy użyciu metod Holtropa, Kellera, Admiralicji i badań modelowych;

- prognozowanie charakterystyk rozkładu zapotrzebowania na energię elektryczną na statkach towarowych podczas pływania swobodnego. Metoda polega na wykorzystaniu uzyskanych modeli liniowej regresji wieloparametrowej, wiążących moce zainstalowane trzech poszerzonych grup odbiorników od parametrów bądź funkcji parametrów technicznych statków. Wyznaczone zalecane wartości współczynników wykorzystania łącznych mocy znamionowych grup odbiorników pozwalają na określenie średniego zapotrzebowania stwarzanego przez te grupy. Celem uzyskania tych zależności wykorzystano bilanse elektryczne 55 statków i wyniki eksploatacji 7 statków;

- wyznaczenie charakterystyk rozkładów tych zapotrzebowań przy znajomości wybranych parametrów i danych projektowanej jednostki. Pozwala to na syntezę obciążeń składowych silnika napędu głównego poprzez sumowanie rozkładów normalnych niezależnych od siebie zapotrzebowań na moc napędu śruby i prądnicy zawieszanej, wytwarzającej określony udział energii elektrycznej. Umożliwia to również wyznaczenie parametrów rozkładu zapotrzebowania na moc elektryczną pokrywaną przez niezależne zespoły prądotwórcze. Pozwala to na przedstawienie dużej liczby zróżnicowanych wariantów zastosowań określonych silników głównych i pomocniczych spełniających założenia projektowe;

- wyznaczenie łącznego zużycia paliwa przez silniki główne i silniki pomocnicze podczas czasu eksploatacji w ciągu 1 roku przy znajomości parametrów rozkładów ich obciążeń i charakterystyk zużycia paliwa. Zużycie to stanowi jedno z najważniejszych kryteriów wyboru rozwiązania optymalnego.

Wykonane przykłady potwierdzają dużą przydatność opracowanych modeli obliczeniowych i zgodność uzyskanych wyników z danymi typowych istniejących jednostek.

Konferencje

KONFERENCJE 2006

Seminarium Wärtsilä Polska w Szczecinie i w Gdańsku

W październiku 2006 r. w Szczecinie (10 października) i w Gdańsku (12 października) odbyło się seminarium zorganizowane przez firmę Wärtsilä Polska, w którym uczestniczyli przedstawiciele uczelni, instytutów badawczych i przemysłu okrętowego. Podczas seminarium przedstawiciele firm Wärtsilä Switzerland, Wärtsilä Propulsion Netherlands B.V., Wärtsilä Finland, Wärtsilä Automation Nederland przedstawili najnowsze osiągnięcia swoich firm w dziedzinie budowy silników okrętowych, pędników śrubowych i automatyzacji siłowni okrętowych.



III Seminarium Silników Okrętowych w Poznaniu

W dniu 24 listopada 2006 r. odbyło się w Poznaniu seminarium zorganizowane przez PTNSS oraz Zakłady H.Cegielski-Poznań S.A., w którym uczestniczyli przedstawiciele uczelni, przemysłu okrętowego oraz instytutów badawczych. Podczas seminarium, którego głównym punktem był referat mgra inż. Jacka Mańczaka – Kierownika Fabryki Silników Okrętowych HCP-W2 – pt. “Rozwój konstrukcji dwusuwowych silników okrętowych na tle osiągnięć w produkcji silników firmy H. Cegielski-Poznań S.A.” przedstawiono historię oraz najnowsze rozwiązania firmy HCP w dziedzinie budowy aparatury i silników okrętowych. Na zakończenie uczestnicy Sympozjum mieli możliwość zwiedzania Laboratoriów Silników Spalinowych Politechniki Poznańskiej wyposażonych w stanowiska hamowniane oraz aparaturę pomiarowo-badawczą.

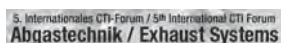


KONFERENCJE 2007

23-25 stycznia 2007, SAE: Fuels & Emissions Conference, Cape Town, RPA.
www.sae.org



29-31 stycznia 2007, Car Training Institute (CTI): 5th International CTI Forum Exhaust Systems, Nürtingen, Niemcy. www.abgastechnik-forum.com



1-2 lutego 2007, International IAV DeNOx Conference, Berlin, Niemcy.
www.iav.de/eng/4_events/iav_conferences.php



13 lutego 2007, Hydrogen Internal Combustion Engines (HICE) Symposium, Los Angeles, USA.
www.calstart.org



13-15 lutego 2007, Clean Heavy Duty Vehicle Conference, Los Angeles, USA.
www.calstart.org



14-15 lutego 2007, The 4th Symposium “Hybrid Cars and Ener-

gy Management”, Braunschweig, Niemcy.
www.iav.de/eng/4_events/iav_conferences.php



8-9 marca 2007, 11. Międzynarodowe Forum Gazowe 2007, Warszawa, Polska. www.forum-gazowe.pl



13-16 marca 2007, ASME/IEEE Joint Rail Conference & Internal Combustion Engine Spring Technical Conference, Pueblo, Colorado, USA.
www.asmeconferences.org/JRCICE07/



19-22 marca 2007, NHA Annual Hydrogen Conference with Hydrogen EXPO US, Texas, USA.
www.hydrogenconference.org



11-13 kwietnia 2007, Third European Combustion Meeting (ECM2007), Chania, Kreta.
www.combustioninstitute.gr/ECM2007



29-30 marca 2007, 5th Dessau Gas Engine Conference, Dessau, Niemcy.

www.diesengine.de/gas_engine_conference.htm



16-19 kwietnia 2007, SAE 2007 World Congress, Detroit, USA.

www.sae.org/congress



22-25 kwietnia 2007, Eighth Annual Global Automotive Conference, Louisville, USA. www.gac.ky.net

23-25 kwietnia 2007, Fifteenth International Conference on Modelling, Monitoring and Management of Air Pollution, Algarve, Portugalia.

www.wessex.ac.uk/conferences/2007/



23-27 kwietnia 2007, 5th International Seminar on Fire and Explosion Hazards, Edinburgh, Wielka Brytania.

www.see.ed.ac.uk/feh5



23-24 kwietnia 2007, On-Board Diagnostics (OBD), Status of Legislation and Effects on Vehicle Development, Braunschweig, Niemcy.

www.iav.de/eng/4_events/iav_conferences.php



24-27 kwietnia 2007, 15. International Conference & Exhibition on Liquefied Natural Gas, Barcelona, Hiszpania. www.lng15.com



26-27 kwietnia 2007, 28th International Vienna Motor Symposium, Wiedeń, Austria.

www.xn--vk-eka.at

9-10 maja 2007, AVL: 4th International Commercial Powertrain Conference (ICPC), Graz, Austria.

www.avl.com/icpc



20-23 maja 2007, PTNSS: International Congress on Combustion Engines, Kraków, Polska.

www.ptnss.pl/kongres2007



20-23 maja 2007, 6th Asia-Pacific Conference on Combustion, Nagoya, Japonia.

www.combustionsociety.jp/aspacc07



21-24 maja 2007, International Council on Combustion Engines, 25th CIMAC Congress, Vienna, Austria. www.cimac.com/congress_2007/congress_2007.htm



30 maja-1 czerwca 2007, 11th European Automotive Congress "Automobile for the Future", Budapeszt, Węgry.

www.diamond-congress.hu/eaec2007/



14-15 czerwca 2007, IAV Symposium: Powertrain Control Systems for Motor Vehicles, Berlin, Niemcy.

www.iav.de/eng/4_events/iav_conferences.php



20-22 czerwca 2007, ENERGY 2007, First International Conference on Energy and Sustainability, The New Forest, Wielka Brytania.

www.wessex.ac.uk/conferences/2007



25-26 czerwca 2007, Engine Process Simulation and Supercharging, Berlin, Niemcy.

www.iav.de/eng/4_events/iav_conferences.php



26-28 czerwca 2007, POWER-GEN Europe, Feria de Madrid, Madrid, Hiszpania.

pge07.events.pennnet.com



23-26 lipca 2007, JSAE/SAE International Fuels and Lubricants Meeting, Kyoto, Japonia.

www.jsae.or.jp/2007fl



5-8 sierpnia 2007, SAE: 14th Asia Pacific Automotive Engineering Conference (APAC-14), Hollywood, USA.

www.sae.org/events/apac



3-5 września 2007, Thirteenth International Conference on Urban Transport and the Environment in the 21st Century, Coimbra, Portugalia

www.wessex.ac.uk/conferences/2007/



12-14 września 2007, International Congress on Continuously Variable and Hybrid Transmissions, Yokohama, Japonia.

www.jsae.or.jp/cvt2007/

9-12 września 2007, 33rd International Scientific Congress on Powertrain and Transport Means, European KONES 2007, Warszawa, Polska. www.ilot.edu.pl/STRANG/kones2007.html



23-26 września 2007, The 13th International Stirling Engine Conference, Tokyo, Japonia.

www.isec-info.org/



30 października-1 listopada 2007, 13th Small Engine Technology Conference (SETC), Niigata, Japonia.

www.jsae.or.jp/setc2007/



2-5 grudnia 2007, 23. International Electric Vehicle Symposium and Exposition (EVS23), Anaheim, California, USA.

www.electricdrive.org/evs23



11-12 grudnia 2007, Internal Combustion Engines: Performance, Fuel Economy and Emissions, London, Wielka Brytania.

www.imeche.org.uk/events



International Congress on Combustion Engines

PTNSS KONGRES – 2007

THE DEVELOPMENT OF COMBUSTION ENGINES

May 20th–23rd, 2007
Kraków
Poland

POLISH SCIENTIFIC SOCIETY OF COMBUSTION ENGINES

43-300 Bielsko-Biała, ul. Sarni Stok 93, POLAND

TOPICS

The Congress will constitute an opportunity to discuss the latest achievements in such fields as design, manufacture, research and the ecological impact of internal combustion engines and fuels. The main areas of interest are as follows:

- Fuel injection systems and mixture formation
- Combustion processes in SI and CI engines
- Combustion process control in engines
- Engine thermal loading and utilization of heat released
- Alternative fuels
- Emission measurements and aftertreatment
- Alternative sources of power
- Engine accessories and equipment
- Engine testing, durability, reliability and diagnostics
- Modelling and optimization of engine processes
- Global trends in engine production technology

APPLICATION

If you wish to participate in the Congress, please fill in the application form, which can be found at

www.ptnss.pl/kongres.html

CONGRESS LOCATION AND TRAVEL

The congress will be held from the 20th to the 23rd May 2007 in Kraków at the "Witek" Hotel and Conference Centre. Kraków is a beautiful, royal old city. A large number of historical places make it one of the precious European pearls. The Organizing Committee provides shuttle transportation from Kraków airports and railway station to the place of the Congress Centre.

ACCOMMODATION

The Congress participants book for hotel accommodation on their own by Hotel Witek reception:

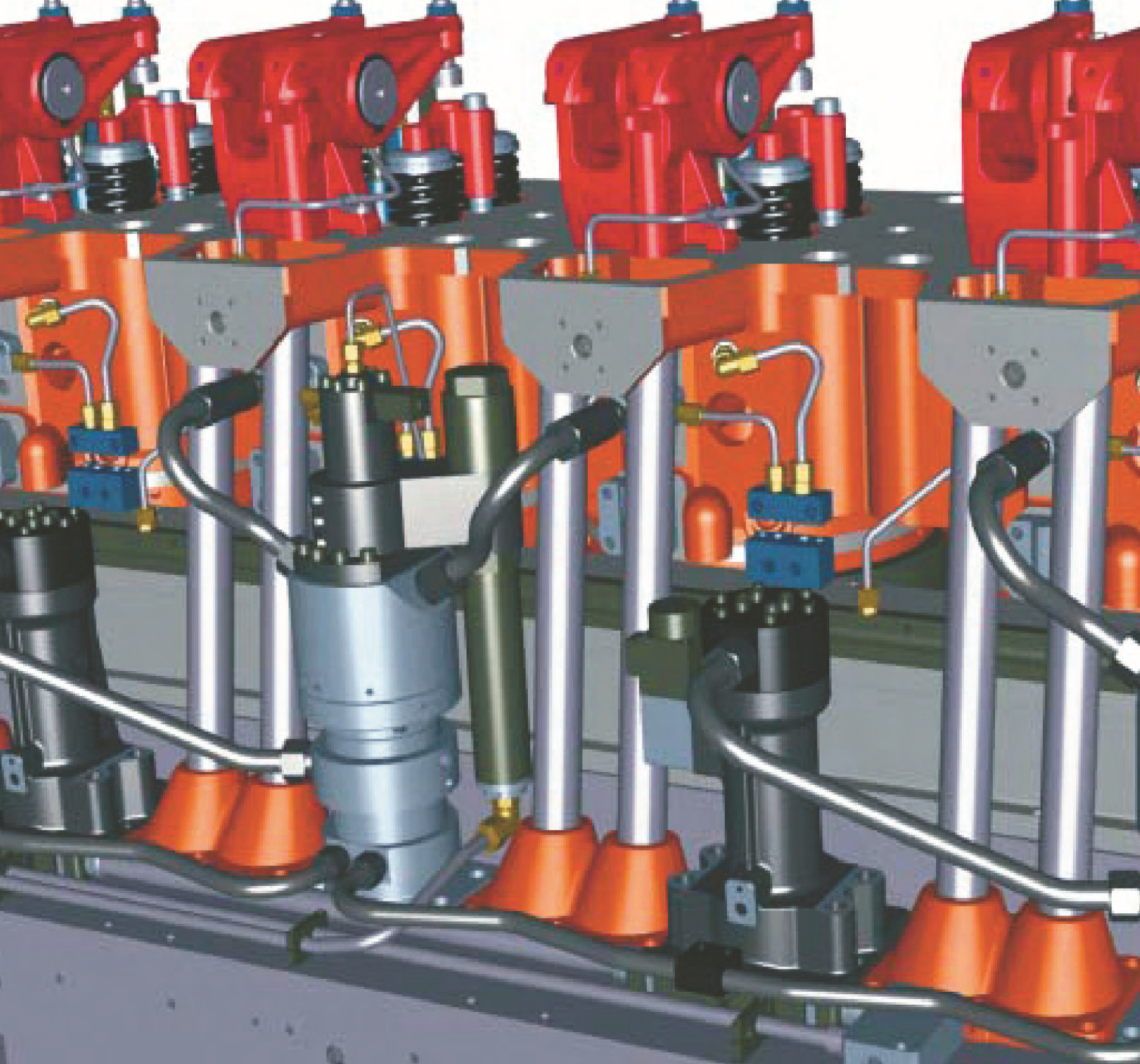
"Witek" Hotel and Conference Centre

Modlniczka 124a, 32-085 Kraków - Modlnica
tel. +48 12 66 23 500, Fax +48 12 66 23 555

www.hotelwitek.com.pl

DEADLINES

- | | | |
|--|---|--|
| November 30, 2006 | – | Receipt of Abstracts |
| December 15, 2006 | – | Notification on the Acceptance of Abstracts |
| January 31, 2007 | – | Receipt of Final Papers |
| March 31, 2007 | – | Notification on the Acceptance of Final Papers |
| April 20, 2007 | – | Term of Payment |
| MAY 20th–23rd, 2007 | – | The Congress |



Wydawca:

Polskie
Towarzystwo
Naukowe
Silników
Spalinowych

ISSN: 0138-0346

ISSN 0138-0346



9 770138 034000



Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych

Polish Scientific Society of Combustion Engines

O Towarzystwie

Cele
Statut
Regiony

Władze

Zarząd
Komisja Rewizyjna

Członkowie

Założyciele
Honorowi
Zwyczajni
Wspierający

Kontakt

Kontakt

Członkostwo

Wniosek

Z życia PTNSS

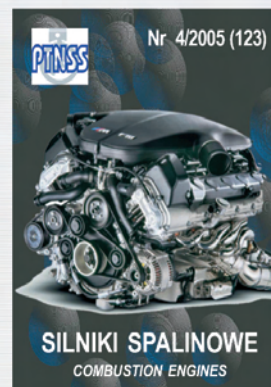
Zebrań Zarządu
Zebrań Członków
Inicjatywy
Komunikaty

Konferencje

Konferencje PTNSS
Konferencje inne
Konferencje opisy

Kontakt	Prenumerata	Skład-osobowy	Koncepcja wyd.	Współpraca
Zgłoszenia	Zapowiedź	Bieżący numer	<u>Archiwum</u>	

Pod każdą ze stron tytułowych jest link do spisu artykułów.



www.ptnss.pl