



4/2016 (167)



COMBUSTION ENGINES



Poznan University of Technology



Institute of Combustion Engines and Transport

POLAND, 60-965 Poznan, Piotrowo 3 str., tel. 48 61 6652207, fax. 48 61 6652204



Optical research of engine processes

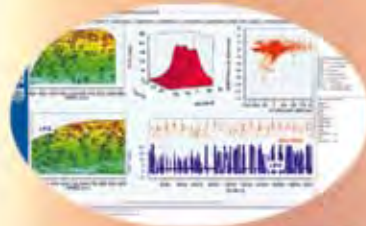
Rapid Compression Machine - fully controlled single combustion cycle (Otto and Diesel cycle)

Constant Volume Chamber (air pressure up to 100 bar)

LaVision HighSpeedStar 5 camera up to 200 000 fps

Continuum YAG solid-state laser

Data image post processing with DaVis software



Cycle-by-cycle indicating processes

Powertrain combustion processes research on engine test bench, roller dynamometer and real drive conditions

AVL IndiSmart 621 (8 channel acquisition data system)

Data post processing with AVL Concerto software



Hybrid vehicles and Fuel Cells technology

Full-hybrid powertrain test bench, energy flow research

Real drive hybrid powertrain research



Engine and driveline load systems

Engine test bed for testing under dynamic conditions

AVL DynoRoad 120 kW



Combustion engines simulation

Gasoline and Diesel fuel injection simulation

Simulation of in-cylinder phenomena such as gas exchange mixture generation, combustion and emission formation



Simulation platforms

Passanger car simulator

AS1200-6 (AutoSim AS)

Flight simulator

MotionCor5 (CKAS Mechatronics Pty Ltd)



Research on RDE (PEMS)

Gaseous exhaust emissions (CO, HC, NO_x)

Semtech DS, Ecostar (Sensors), M.O.V.E. (AVL)

Particle mass (PM) & number (PN) emissions

Micro Soot Sensor, Particle Counter (AVL),

Ecostar PM, Ecostar PN (Sensors), EEPS (TSI)

www.cel.put.poznan.pl

PTNSS Supporting Members Członkowie wspierający PTNSS

**BOSMAL Automotive Research and Development
Institute Ltd**

Instytut Badań i Rozwoju
Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o

Motor Transport Institute

Instytut Transportu Samochodowego

The Institute for Sustainable Technologies

Instytut Technologii Eksploatacji

Institute of Aviation

Instytut Lotnictwa

Automotive Industry Institute

Przemysłowy Instytut Motoryzacji

The Rail Vehicles Institute TABOR

Instytut Pojazdów Szynowych TABOR

Institute of Mechanised

Construction and Rock Mining

Instytut Mechanizacji Budownictwa
i Górnictwa Skalnego

Institute of Logistics and Warehousing

Instytut Logistyki i Magazynowania

Industrial Institute of Agricultural Engineering

Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych

AVL List GmbH

Solaris Bus & Coach S.A.

Air Force Institute of Technology

Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych



COMBUSTION ENGINES

A Scientific Magazine/Czasopismo naukowe

4/2016 (167)

Rok LV

PL ISSN 2300-9896

Editor/Wydawca:

Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych

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

tel.: +48 33 8130402, fax: +48 33 8125038

E-mail: sekretariat@ptnss.pl

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

Papers available on-line: <http://combustion-engines.eu>

Scientific Board/Rada Programowa:

Prof. Krzysztof Wisłocki – Chairman, Poland

Prof. Ewa Bardasz – USA

Prof. Bernard Challen – UK

Prof. Zdzisław Chłopek – Poland

Prof. Giovanni Cipolla – Italy

Prof. Jan Czerwiński – Switzerland

Prof. Vladimír Hlavna – Slovakia

Prof. Kazimierz Lejda – Poland

Prof. Hans Peter Lenz – Austria

Prof. Helmut List – Austria

Prof. Jan Macek – Czech Republic

Prof. Elena R. Magaril – Russia

Prof. Janusz Mysłowski – Poland

Prof. Andrzej Niewczas – Poland

Prof. Marek Orkisz – Poland

Prof. Dieter Peitsch – Germany

Prof. Stefan Pischinger – Germany

Prof. Roger Sierens – Belgium

Prof. Andrzej Sobiesiak – Canada

Prof. Maciej Sobieszcański – Poland

Prof. Richard Stobart – UK

Prof. Robin Vanhaelst – Germany

Prof. Michael P. Walsh – USA

Prof. Piotr Wolański – Poland

Prof. Mirosław Wyszyński – UK

Editorial/Redakcja:

Instytut Silników Spalinowych i Transportu

Politechnika Poznańska

60-965 Poznań, ul. Piotrowo 3

tel.: +48 61 2244505, +48 61 2244502

E-mail: silniki@ptnss.pl

prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz (Editor-in-chief/Redaktor Naczelny)

dr hab. inż. Miłosław Kozak (Editorial Secretary for Science/

Sekretarz Naukowy Redakcji) – papers@ptnss.pl

dr hab. inż. Ireneusz Pielecha, prof. PP (Technical Editor/Redaktor Techniczny)

mgr Krystyna Bubacz (Proofreading Editor/Redaktor Językowy)

prof. dr hab. inż. Wojciech Serdecki (Statistical Editor/Redaktor

Statystyczny) and Associate Editors/oraz Redaktorzy Tematyczni

Contents/Spis treści

J. Kowalska, L. Maldziński: Nitriding of car engine parts using ZeroFlow method (CE-2016-401) 3

I. Pielecha, M. Skowron, K. Wislocki: Mathematical models formulation for the delay of SIDI injectors opening based on optical tests/*Modele matematyczne opóźnienia otwarcia wtryskiwaczy SIDI sformułowane na podstawie badań optycznych* (CE-2016-402) 8

Z. Stępień: A new generation of F1 race engines – hybrid power units/*Nowa generacja silników samochodów wyścigowych F1 – hybrydowe zespoły napędowe* (CE-2016-403)..... 22

P. Wróblewski, A. Iskra: Geometry of shape of profiles of the sliding surface of ring seals in the aspect of friction losses and oil film parameters (CE-2016-404)..... 38

J. Lewińska: The influence of fuel injection pump malfunctions of a marine 4-stroke Diesel engine on composition of exhaust gases (CE-2016-405) 53

B. Gawron, T. Białecki: Measurement of exhaust gas emissions from miniature turbojet engine (CE-2016-406)..... 58

J. Kalke, M. Szczeciński, P. Mazuro: Unsteady conjugated heat transfer in cylinder of highly loaded opposed-piston engine/*Nieustalona sprzężona wymiana ciepła w cylindrze wysoko obciążonego silnika o tłokach przeciwbieżnych* (CE-2016-407) 64

Editor/Wydawca
Polish Scientific Society of Combustion Engines
 43-300 Bielsko-Biała, Sarni Stok 93 Street, Poland
 tel.: +48 33 8130402, fax: +48 33 8125038
 E-mail: sekretariat@ptnss.pl
 WebSite: <http://www.ptnss.pl>

The Publisher of this magazine does not endorse the products or services advertised herein. The published materials do not necessarily reflect the views and opinions of the Publisher./*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
 All rights reserved.
 No part of this publication may be reproduced, stored in a retrieval system or transmitted, photocopied or otherwise without prior consent of the copyright holder.
*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.*

Subscriptions/Prenumerata
 Send subscription requests to the Publisher's address.
 Cost of a single issue PLZ30 + VAT.
*Zamówienia należy kierować na adres Wydawcy.
 Cena numeru czasopisma wynosi 30 zł netto + podatek VAT.*
Preparation for print/Przygotowanie do druku
 ARS NOVA Publishing House/Wydawnictwo ARS NOVA
 60-782 Poznań, ul. Grunwaldzka 17/10A
Circulation/Nakład: 600 egz.
Printing and binding/Druk i oprawa
 Zakład Poligraficzny Moś i Łuczak, sp. j., Poznań, ul. Piwna 1

Wydawnictwo rejestrowane w bazie danych o zawartości polskich czasopism technicznych

 – **BAZTECH** www.baztech.icm.edu.pl

Czasopismo indeksowane w międzynarodowej bazie
IC Journal Master List

 – **Index Copernicus** www.indexcopernicus.com

As recommended by the Ministry of Science and Higher Education, the panel of associate paper reviewers will be listed in each year's last issue of the magazine./*Zgodnie z zaleceniami Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego lista recenzentów współpracujących publikowana będzie w ostatnim w danym roku numerze czasopisma.*

Cover/Okladka
 I – Bugatti Chiron – 8-litre W16 quad-turbocharged engine (*fol. fortune.com*), background (racing background © tofumax – *Fotolia.com*)
 IV – Infiniti – Variable Compression-Turbocharged engine (*fol. www.infiniti.ca*)

Deklaracja wersji pierwotnej
Wersją pierwotną czasopisma Combustion Engines jest wersja drukowana.

Publikacje naukowe drukowane w kwartalniku
Combustion Engines
 otrzymują **13 punktów**
 zgodnie z Komunikatem Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego z dnia 31 grudnia 2015 r.

Nitriding of car engine parts using ZeroFlow method

This article presents new method of controlled gas nitriding called ZeroFlow, which is used for nitriding of selected car engine parts. Parts such as crankshafts, camshafts, piston rings, poppet valve springs and discs, piston pins or nozzles for unit injectors was nitrided with ZeroFlow method so far. Through the use of simulation models it was possible to develop the specially dedicated process with specific parameters for each of this parts; it allows forming of nitrided layer with strictly expected properties: required phase structure with thicknesses of each zone occurs in it and required hardness distribution. Moreover, through the use of simulation models this layers were obtained in in the shortest possible time, which is connected with the lowest energy consumption; therefore, nitriding process using ZeroFlow method is both economical and environmentally friendly. This article will discuss the essence of controlled gas nitriding process, with an emphasis on the influence of process parameters on results of nitriding process. This information are the basis to understand the issue of the kinetics of nitrided layer growth, and as it follows – for its practical application in designing, regulation and control of nitriding processes using simulation models (simulator of the kinetics of nitrided layer growth). Designing of ZeroFlow nitriding processes on the basis of the kinetics of nitrided layer will be shown on the example of nitriding of crankshafts for sports car engines.

Key words: heat treatment, controlled gas nitriding, ZeroFlow method, nitrided layer, kinetics

1. Introduction

ZeroFlow is a new method of controlled gas nitriding, developed at the Poznan University of Technology, which enables precise forming of nitrided layers using nitriding kinetics. It is characterized by much lower consumption of gases, as well as simplification of the nitriding furnace and of the process itself, while full control over the kinetics of the growth of nitrided layer is still maintained. The same as in the traditional process, ZeroFlow method assumes the use of atmosphere consisting only raw ammonia. However, unlike to the traditional method, kinetics can be controlled by adjusting the chemical composition of the atmosphere in the furnace retort (by adjusting the nitriding potential) through the regulation of ammonia flow rate, or more precisely – through the regulation of ammonia inflow rate by stopping and reactivating ammonia feeding into the furnace retort. It is significant that in ZeroFlow method ammonia inflow rate is temporarily reduced to zero, which makes much easier to control the chemical composition of the atmosphere. To sum up, using a unary atmosphere makes the ZeroFlow method simpler than currently popular methods based on binary atmospheres, but simultaneously it allows to control the kinetics of nitrided layer growth by regulating of ammonia inflow rate [4]. Until now, ZeroFlow nitriding method has been introduced in 26 industrial plants in Poland and many other countries worldwide, such as: Italy, Great Britain, Canada, Sweden, Singapore, South Korea, Germany, Czech Republic, Belarus, Russia, India, Pakistan, Switzerland. 36 industrial installations have been constructed and implemented so far, another 4 are launched. Several thousands of nitriding processes for various parts of machines and vehicles have been conducted with positive results, which is the best verification of this method rightness.

Gathered experience shows that ZeroFlow method enables forming of nitrided layers with respect to the required phase structure, zone thicknesses, and hardness distribution.

Through the use of phenomenological models layers are produced in the shortest possible time, which is connected with the lowest energy consumption. Mathematical models of the kinetics of nitrided layer growth additionally allow determining nitrided layer phase structure and thickness of each zone that occurs in it as a function of process parameters: time, temperature and nitriding potential of the atmosphere. Layer obtained this way doesn't need costly and time-consuming grinding of iron nitrides, which leads to lower consumption of energy and materials. Several times lower consumption of gases in comparison with its consumption in another currently used nitriding processes, and as a result – much lower emission of post-process gases, also indicates on economical and environmentally friendly character of ZeroFlow method.

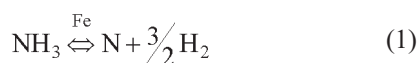
Thus, ZeroFlow is a new, rapidly evolving method of controlled gas nitriding, which fits into currently prevalent trends in the world: minimization of raw materials and energy consumption, as well as minimization of the negative impact on the environment [4]. However, it should be noted that ZeroFlow method is only general technological and structural solution, which enables carrying out processes in different, strictly selected parameters, such as temperature, nitriding potential of the atmosphere, time, speed of heating, reduction of potential etc. Therefore, each element requires the development of specially dedicated process with specific parameters; this task is supported by simulation models, which considerably speed up the development of new processes [2, 6]. It is also worth mentioned that simulations of heat treatment processes are a really important issue and they allow observing various phenomena, which usually are not perceived in industrial practice (sometimes even in experimental research). They can also be a part of regulation and control of the processes [3].

Forming of nitrided layers occurs on steels that are most commonly used in transport machines engineering, like

vehicles and aircrafts, or in technological machines and tools (used for example for the wood industry) engineering; therefore, ZeroFlow nitriding is used for parts of machines and vehicles such as: toothed wheels for wind power plants, plates for casting glass bulbs for lamps, inlet sleeves with the pushing piston, used in molds for aluminum pressure die casting, etc. Also many processes were conducted for parts of car engines: crankshafts, camshafts, piston rings, poppet valve springs and discs, piston pins or nozzles for unit injectors. Aim of nitriding of these elements is to obtain layer with higher surface hardness, improved fatigue life and corrosion resistance, increased wear resistant and antigallic properties. According to that, this layer increase durability of nitrided parts, and as a result – durability of machines and vehicles.

2. The essence of nitriding process

Controlled gas nitriding ZeroFlow is carried out at a higher temperature (usually from range between 490 °C – 590 °C), using an atmosphere consisting of ammonia. Because of the low durability of the molecules (at average nitriding temperatures ammonia is in unstable thermodynamic state) ammonia disintegrates after contact with a metal surface, according to the following catalytic reaction of dissociation:



As a result of diffusion of atomic nitrogen into the steel surface, layer with different properties than original material (the material of the core) is formed. Its phase structure, zone thicknesses, and as a consequence – its properties – depend both on the type of the steel and the parameters of the nitriding process: temperature, nitriding potential of the atmosphere and time. As a nitriding potential of the atmosphere we can describe a ratio of partial pressure of the atmosphere active ingredients. Atomic nitrogen and hydrogen, obtained by dissociation of ammonia, tends to recombine into diatomic molecules as soon as possible, whereas nitrogen diffusion occurs only when it is in atomic state – this means that is necessary to feed fresh amount of ammonia continuously into the furnace retort in order to carry out the process. Therefore, atmosphere in furnace retort during the process consist of nitriding gas NH₃ and denitriding gas H₂, which are the active ingredients of the atmosphere, and inert gas N₂ [1, 4, 7]. According to this, we can describe nitriding potential of the atmosphere as a following formula:

$$N_p = \frac{p_{\text{NH}_3}}{(p_{\text{H}_2})^{3/2}} \quad (2)$$

Depending on the activity of nitrogen in the atmosphere (which is connected with nitriding potential), nitriding of steel may be accompanied by growth of the single-, double- or triple-phase layer (α, γ' + α, ε + γ' + α). The connection between phase structure and parameters such as nitriding potential and temperature is shown on T–N_p phase equi-

librium diagram, also known as a Lehrer's diagram (Fig. 1). The boundaries of particular phases occurrence (α/γ, α/γ', γ/ε, γ'/ε) are presented at this diagram as a function of temperature and nitriding potential. It is worth noting that the chemical potentials of nitrogen in particular phases at boundaries between them are equal, and at equilibrium conditions with atmosphere NH₃ + H₂ they are equal to chemical potential of nitrogen in this atmosphere.

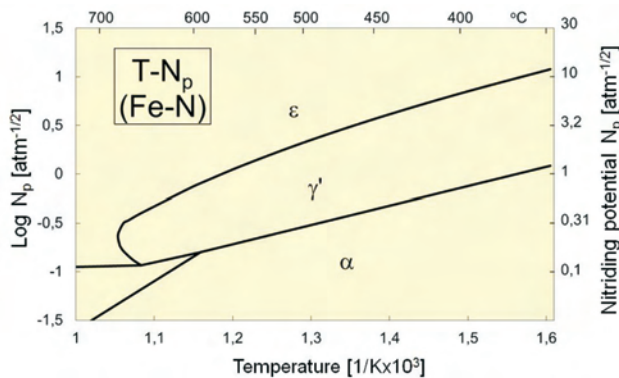


Fig. 1. T–N_p phase equilibrium diagram

We can conclude from Lehrer's diagram that depending on the nitriding potential of the atmosphere (if process temperature remains the same), nitrided layer obtained on iron and carbon steels can have one of these forms:

- single-phase structure α – at the nitriding potential N_p^α, located in the graph on the range of α phase occurrence;
- double-phase structure γ' + α – at the nitriding potential N_p^{γ'}, located in the graph on the range of γ' phase occurrence;
- triple-phase structure ε + γ' + α – at the nitriding potential N_p^ε, located in the graph on the range of ε phase occurrence.

As far as Lehrer's diagram predicts in some measure phase structure of the nitrided layer, it doesn't deliver any information about the concentration of nitrogen in α, γ' and ε phases as a function of temperature and nitriding potential, however, these data are the basis for description of the kinetics of nitrided layer growth. L. Małdziński, on the basis on his own analysis and research, had determined lines and curves of isoconcentration (constant values of nitrogen concentration) in T–N_p phase equilibrium diagram, which allowed for the development of a modified T–N_p–N phase equilibrium diagram (Fig. 2). This diagram delivers essential information required to develop models of the kinetics of the nitrided layer growth, which lack was for a long time a major obstacle to the development of research and kinetic description of the growth of layer [3, 4].

On the basis of phase equilibrium diagram T–N_p–N we cannot draw conclusions about kinetics (speed) of nitrided layer growth and each phase that occurs in it. Phase structure and particular zone thicknesses also depends on time of the process. The influence of time was taken into account in phenomenological models of the kinetics of nitrided layer growth on iron and alloy steels, developed by L. Małdziński and co-workers [4]. This models also take into account a total

influence of carbon and alloy elements on diffusion flows of nitrogen atoms into ϵ , γ' and α phases, and as a result – on the speed of growth of these phases. It cannot be forgotten that T–N_p–N phase equilibrium diagram concerns only raw iron, when in fact especially his alloys with carbon (carbon steels) and alloy elements (alloy steels) are nitrided. L. Małdziński proved that T–N_p–N phase equilibrium diagram can be used only for steels containing Cr, Mn, Mo, V, because content of these elements doesn't change its shape [3, 4].

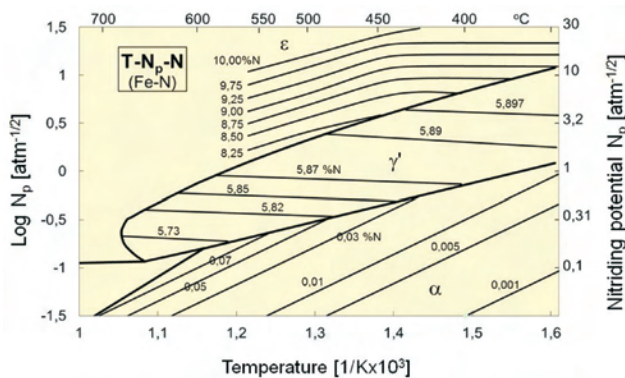


Fig. 2. T–N_p–N phase equilibrium diagram

A large number of factors, which are relevant to nitriding process course, makes use of mathematical models necessary for precise forming of nitrided layers with respect to the required phase structure, zone thicknesses, and hardness distribution. Developed phenomenological models of the kinetics of nitrided layer thus can be applied in simulations of nitriding processes, where by adjusting the process parameters they enable forming phase structure of layer, i.e. types of particular phases and its thicknesses or surface concentrations and nitrogen concentration profiles in each phase. Furthermore, they allows to control growth of the ϵ and γ' phases as a function of nitriding potential and temperature not only in simple single-stage processes, but also in more

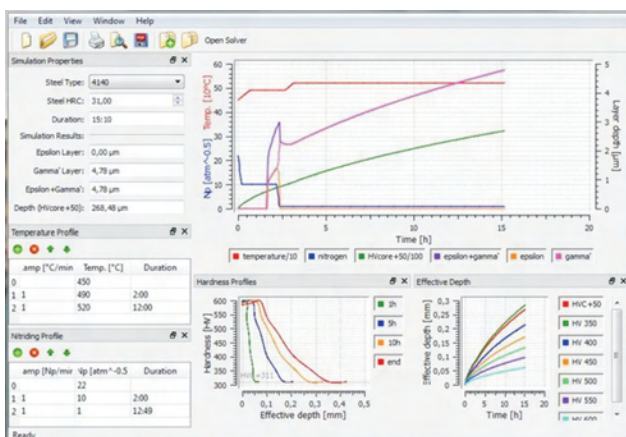


Fig. 3 Simulator of the kinetics of nitrided layer growth

complicated multi-stage processes. To sum up, these models enables determining kinetics of the nitrided layer growth as a function of process parameters: time, temperature and

nitriding potential of the atmosphere. What is more, through the use of phenomenological models layers are produced in the shortest possible time, which is connected with the lowest energy consumption [4]. On the basis of mathematical models the simulator of the kinetics of nitrided layer has been developed by L. Małdziński. Simulator is an application that supports designing new processes of nitriding using ZeroFlow method; it allows to predict graphical and computational the growth of the nitrided layer thickness and each phase that occurs in it as a function of process parameters: time, temperature and nitriding potential of the atmosphere [5]. The further part of this article shows the example of designing nitriding process using models (simulator) of the kinetics of nitrided layer growth.

3. Designing of the nitriding process on the basis of nitriding of crankshafts for sports car engines

Technology of nitriding using ZeroFlow method has been developed, among others, for crankshafts assembled in sports car engines. The main purpose of nitriding of crankshafts is to obtain high surface hardness of journals and it concerns to carbon steels of higher quality or alloy steels. Discussed crankshafts were made of nickel-chromium-molybdenum steel 4340 (40HnMA according to PN), intended for hardening and tempering, consisting 0.37–0.44% C, 0.5–0.8% Mn, 0.17–0.37% Si, 0.6–0.9% Cr, 1.25–1.65% Ni, 0.15–0.25% Mo, max 0.03% P, max 0.025% S and max 0.3% Cu. Due to its application and working conditions, requirements for treated parts were set high, regarding nitrided layer phase structure, thickness of layer zones, thickness of effective precipitate zone, hardness, as well as dimensional and geometrical changes. Major requirements connected with nitriding process and nitrided layer included:

- a 5–6 μm thick compound zone $\epsilon + \gamma'$ (white layer);
- layer effective thickness with core hardness of +50 HV (HVC + 50) at $g_{50} = 0.4 \text{ mm}$ (it should be noted that core hardness was 350 HV);
- precipitation zone effective thickness with hardness 600 HV at $g_{600} = 0.15 \text{ mm}$;
- surface hardness of approximately 63 HRC.

With the aim of determining the process parameters, which ensure obtaining values written above, the number of simulations using models of the kinetics of nitrided layer growth had been carried out. On the basis of gathered experience, the double-stage process due to temperature was taken into consideration: 490 °C at I stage and 530 °C at II stage. As the simulation of the growth of effective depth case shows (Fig. 4), required effective case depth with hardness HV 400 (HV 400 is equal to core hardness of +50 HV) is obtained in layer after approximately 29 hours of nitriding (I stage/490°C/2 h, II stage/530 °C/27 h).

In next step the nitriding potential of the atmosphere N_p was selected to obtain the required compound zone ($\epsilon + \gamma'$) thickness – 5 to 6 μm – in 29 hours (Fig. 5). First, at I stage of process the potential had been set on N_{pI} = 25, which resulted in rapid growth of $\epsilon + \gamma'$ phase. Then in II stage potential was lowered to N_{pII} = 0.6 to stop further

unwanted growth of the iron nitrides; simultaneously the ϵ phase was significantly reduced. In the beginning γ' phase was also slightly reduced, but after a few hours it started to increase again (this phenomenon is related to the gradient of the surface concentration of nitrogen cN on the boundaries of particular phases and – connected with this – flow of nitrogen atoms JN [2]). To avoid this, the nitrogen potential was lowered once more to $N_p = 0.4$, which resulted in another reduction of γ' phase and finally – in inhibition of its further growth.

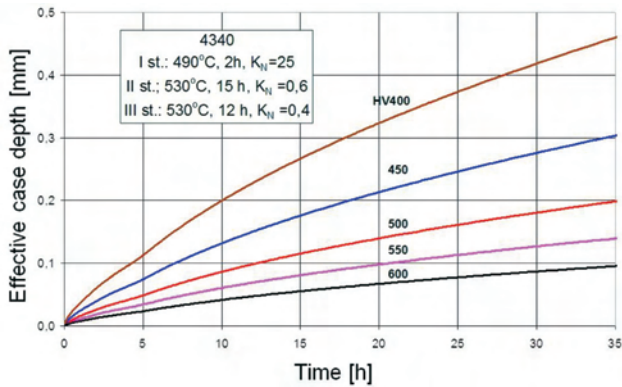


Fig. 4. Growth of effective depth case on 4340 steel

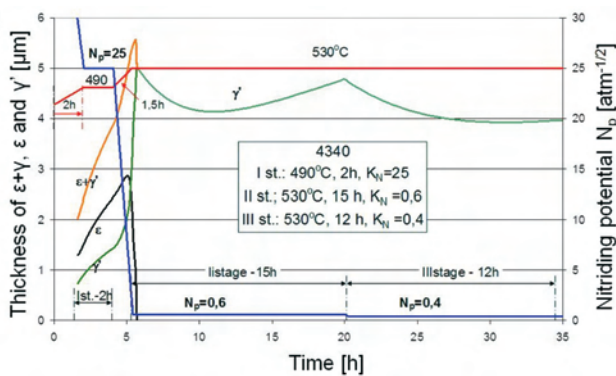


Fig. 5. Growth of compound zone (white layer) on 4340 steel

Table .1. Parameters of nitriding process for crankshafts for sport car engines using ZeroFlow method

Stage	Temperature	Time	Potential
	T [°C]		N_p [atm ^{-1/2}]
1	490	2	25
2	530	15	0.6
3	530	12	0.4

Thus on the basis of simulation was developed the nitriding process with the parameters shown in the Tab. 1; this process was applied to crankshafts and specimens for metallographic examination. Metallographic examination carried out after the process shows that compound zone thickness is 5.7–6.2 μm (Fig. 6), and the effective case depth HV 400 is about 0.4 mm (Fig. 6), which is also shown at the graph of hardness distribution (Fig. 7). Moreover, the graph of hardness distribution shows that the effective case depth HV 600 is about 0.16 mm, which means that actual results of nitriding

process are consistent with expectations and all requirements have been fulfilled. To prevent deformation of crankshaft, it was treated in a special fixture in a vertical position. Also furnace heating and cooling time were extended, resulting in only a small amount of deformation, which did not exceed the allowed deviations.

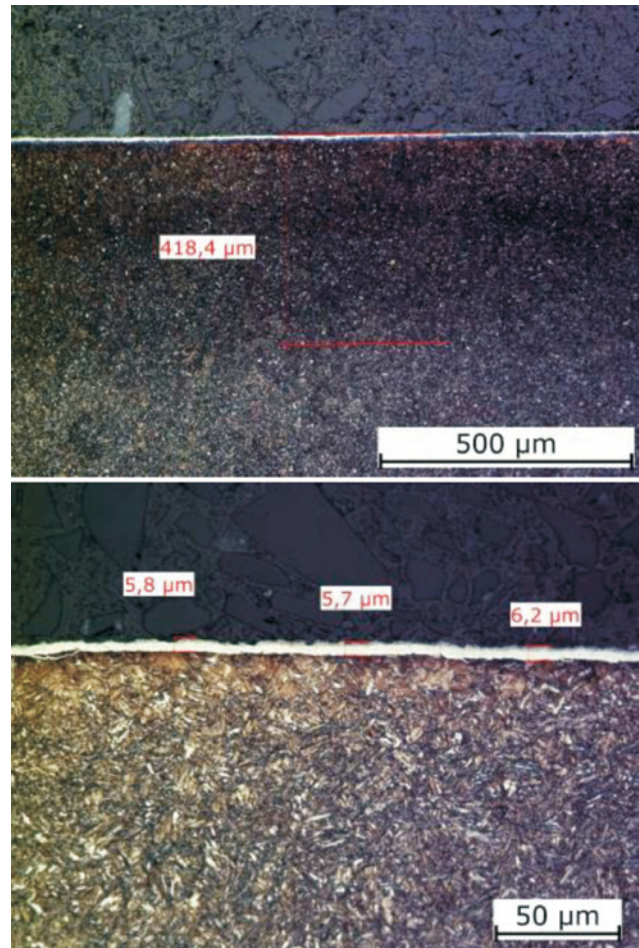


Fig. 6. Photomicrographs of the nitrided layer (left side) and iron nitrides (right side) obtained on 4340 steel during ZeroFlow nitriding

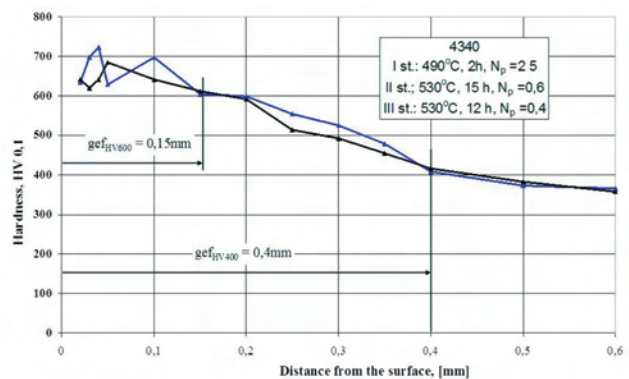


Fig. 7. Hardness distribution of nitrided layer obtained on 4340 steel during ZeroFlow nitriding

It is worth mentioning that during nitriding of crankshafts for sports car engines using ZeroFlow method total consumption of ammonia and emission of post-process gases

was several times lower than during nitriding of the same crankshafts using traditional method (Fig. 8).

4. Summary

The example of nitriding of crankshafts for sports car engines shows that using simulation models, based on the kinetics of nitrided layer growth, it is possible to form nitrided layers precisely with respect to the required phase structure, zone thicknesses, and hardness distribution. Moreover, practical application of model enables the optimization of the process parameters, so the expected layers are obtained in the shortest possible time and with the lowest gases and energy consumption. Therefore, models (simulator) of the kinetics of nitrided layer growth support designing the nitriding processes and developing technology for new parts, and additionally they perform control and regulation functions.

The experimental and industrial experience gained so far not only confirmed the effectiveness and precision of ZeroFlow method, but they also confirmed the effectiveness of simulator as a supporting application. It means that ZeroFlow method can be successfully applied in nitriding of selected car engine parts, since it allows forming nitrided layers which fulfil the requirements imposed on them, and – according to that – it allows to achieve appropriate durability of each part.

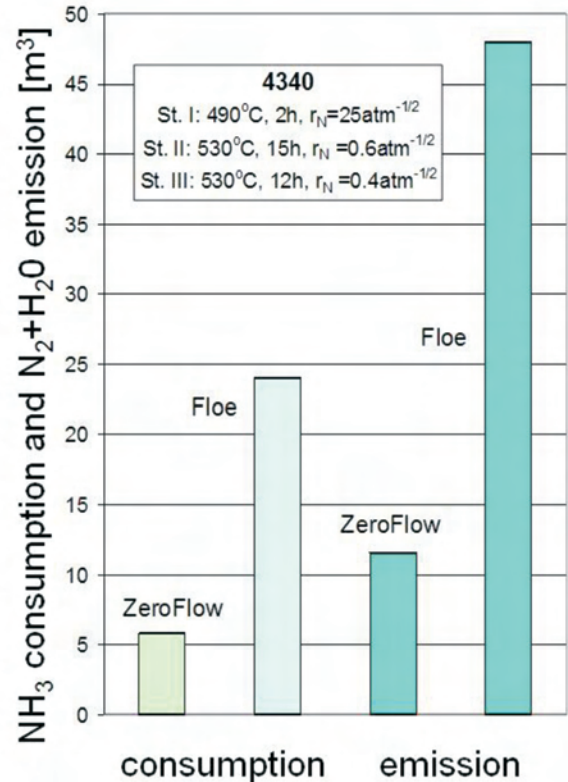


Fig. 8. Comparison of total ammonia consumption and post-process gases emission during nitriding of crankshafts in ZeroFlow and traditional process

Bibliography

- [1] Campbell, F.C. Elements of metallurgy and engineering alloys, ASM International, Ohio, 2008.
- [2] Kowalska, J. Regulacja i kontrola kinetyki wzrostu warstwy azotowanej na stalach w procesie regulowanego azotowania gazowego ZeroFlow. Badania i Rozwój Młodych Naukowców w Polsce. Nauki Techniczne i Inżynieryjne. Monografie 2015(12), *Wyd. Młodzi Naukowcy*, 120-126, Poznań 2015.
- [3] Małdziński, L. Termodynamiczne, kinetyczne i technologiczne aspekty wytwarzania warstwy azotowanej na żelazie i stalach w procesach azotowania gazowego, *Wyd. Politechniki Poznańskiej*, Poznań 2002.
- [4] Małdziński, L. Niskoemisyjne, ekonomiczne, regulowane azotowanie gazowe ZeroFlow, technologie zero-emisji. *Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej*, Poznań 2011, pp. 189-229.
- [5] Małdziński, L. Opracowanie symulatora kinetyki wzrostu warstwy azotowanej na stalach, report No. 6ZR8 2008 C/07141, unpublished, 2009.
- [6] Małdziński, L., Bazel, M., Korecki, M., Miliszewski, A., Przygoński, T. Controlled nitriding using a ZeroFlow method. Industrial experiences, *Heat Treating Progress*, July/August, 19-22, 2009.
- [7] Pye, D. Practical nitriding and ferritic nitrocarburizing, ASM International, Ohio 2003.

Jagoda Kowalska, MEng. – postgraduate in the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology.

e-mail: jagoda.daria.kowalska@gmail.com



Prof. Leszek Małdziński, DSc, DEng. – Professor in the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology, Poland.

e-mail: leszek.maldzinski@put.poznan.pl

Mathematical models formulation for the delay of SIDI injectors opening based on optical tests

An appropriate time when the fuel injection starts is one of the parameters determining the characteristics of fuel flow from the injector and preparation of fuel-air mixture for combustion. However, knowledge of the characteristics of electrical signals controlling the beginning of injector opening does not provide enough information about the real time of the actual fuel injection. Interpretation of injector opening based on these electrical signals usually lead to incorrect conclusions and decisions in relation to the required changes in engine fuelling and in the map of injection control.

The main objective of this research was an attempt to evaluate the delay times of the real needle opening of the injectors in relation to the time of triggering the current control signals opening the solenoid and piezoelectric high-pressure injectors of gasoline engines. The conducted tests take into account the variability of fuel injection pressure and backpressure prevailing in the operational chamber of the engine. To determine accurately the time of actual start of injection, the optical tests analysing the optical image of the tip of the dispenser were used. Such high resolution images were obtained thanks to high-speed recording with a frequency of 250 kHz ($\Delta t = 0.004$ ms). Correlation of the results of these analyses with the records of parameters of the fast-varying processes (voltage and current history in the injector) allowed determining the times of the electric and hydraulic delay of the injection both for piezoelectric and solenoid fuel injectors. Based on a comparison of the results obtained, it was found that the delay time of fuel injection for a piezoelectric injector of gasoline is about 3.5 times shorter than for a solenoid injector. It was also found that for the injection pressure above 10 MPa the delay is approximately constant and does not depend on the pressure of fuel and the backpressure of the cylinder charge.

Experimentally obtained results of the injection time delay were used as a basis to formulate mathematical models describing the delay of the real fuel injection in relation to the signal controlling the opening of the injectors. These models take into account the dependence of the injector reaction on the injection pressure and the backpressure in the operational chamber of the engine. The correctness of the obtained models is confirmed by high values of the coefficient of determination (above 0.84).

Key words: direct fuel injection, injection delay, piezoelectric injectors, solenoid injectors, optical tests

Modele matematyczne opóźnienia otwarcia wtryskiwaczy SIDI sformułowane na podstawie badań optycznych

Odpowiednia chwila początku wtrysku paliwa jest jednym z parametrów decydujących o przebiegu wypływu paliwa z wtryskiwacza oraz o przygotowaniu mieszanki paliwowo-powietrznej do spalania. Jednak znajomość przebiegu sygnałów sterujących początkiem otwarcia wtryskiwacza nie dostarcza wystarczających informacji o chwili rzeczywistego wtrysku paliwa, co często staje się przyczyną błędnych wniosków i decyzji w odniesieniu do wymaganych zmian w mapie sterowania wtryskiem.

W tej pracy podjęto próbę oceny czasów opóźnienia rzeczywistego otwierania wtryskiwaczy wysokociśnieniowych benzyny w stosunku do czasów wyzwolenia prądowych sygnałów sterujących otwarciem wtryskiwaczy elektromagnetycznych i piezoelektrycznych. W przeprowadzonych badaniach uwzględniono zmienność ciśnienia wtrysku paliwa oraz przeciwcisnienia panującego w komorze roboczej silnika. Do dokładnego określenia chwili rzeczywistego początku wtrysku wykorzystano badania optyczne polegające na analizie obrazu końcówki rozpylacza. Obrazy takie o dużej rozdzielczości uzyskano dzięki szybkiemu filmowaniu z częstotliwością 250 kHz ($\Delta t = 0,004$ ms). Skorelowanie wyników tych analiz z wynikami rejestracji parametrów procesów szybkozmiennych (napięcia i natężenia prądu we wtryskiwaczu) pozwoliło na wyznaczenie czasów opóźnienia elektrycznego i hydraulicznego wtrysku paliwa dla wtryskiwaczy piezo- i elektromagnetycznych. Na podstawie porównania uzyskanych wyników stwierdzono, że czas opóźnienia wtrysku paliwa dla wtryskiwaczy piezoelektrycznych benzyny jest około 3,5-krotnie krótszy niż dla wtryskiwaczy elektromagnetycznych. Stwierdzono także, że powyżej ciśnienia wtrysku 10 MPa opóźnienie to jest stałe i nie zależy od wartości ciśnienia paliwa i osrodka. Eksperymentalnie uzyskane wyniki opóźnienia czasu wtrysku stanowiły podstawę do sformułowania modeli matematycznych opisujących opóźnienie rzeczywistego wtrysku paliwa w stosunku do sygnału sterującego otwarciem wtryskiwaczy. Modele te uwzględniają zależność reakcji wtryskiwacza od ciśnienia wtrysku oraz przeciwcisnienia w przestrzeni roboczej silnika. O poprawności otrzymanych modeli świadczą duże wartości współczynnika determinacji (powyżej 0,84).

Słowa kluczowe: bezpośredni wtrysk paliwa, opóźnienie wtrysku, wtryskiwacze piezoelektryczne, wtryskiwacze elektromagnetyczne, badania optyczne

1. Introduction

To ensure proper combustion process in engines with direct gasoline injection, a vitally important parameter is the moment of supplying a relevant portion of fuel into the

1. Introduction

Do zapewnienie właściwego przebiegu procesu spalania w silnikach z bezpośrednim wtryskiem benzyny niezmiernie istotna jest chwila dostarczenia odpowiednich porcji paliwa

combustion space. It should be remembered that the moment of sending an electrical signal to the actuator of the injector is not the same as the moment of its actual opening.

Injection systems in gasoline engines are quite diverse. The engines with multipoint indirect injection of gasoline into the inlet valve (MPI – Multi Point Injection) use a low-pressure solenoid injectors supplied with the on-board network voltage of the vehicle. Due to an external fuel mixing, the speed of operation of such injectors is not a critical parameter.

More and more common nowadays, direct gasoline injection requires the use of the high-pressure solenoid or piezoelectric injectors, where the speed and precision of operation is much higher. The speed of their operation influences the time of the start of fuel injection into the combustion chamber, and from the delay in the reaction to the signal controlling the injector opening depends, to a large extent, the precision of fuel dosing and maintaining appropriate dosing strategy. The delay in the actual opening of the injector in relation to the electrical signal controlling injector opening is an important issue in terms of the course of combustion process (in particular its dynamics) occurring very close to the TDC of the piston. This issue gained particular importance due to dynamic development of the engines with direct gasoline injection, as well as due to the recommendations to create stratified mixtures using multiple injection during a single operating cycle.

The issue of the delays of the actual start of fuel injection in modern injectors controlled electromagnetically or piezoelectrically, depending on the injection pressure and the backpressure in the operating space of the engine, as well as the issue of modelling the delays are subjects of this study.

2. Earlier studies and investigations

In the so-called conventional fuel injectors, opening of the needle of the atomiser is caused by acting of the hydraulic pressure, generated by the fuel supplied to the atomiser and produced by the fuel pump, on the bottom surface of the needle cone. Lifting of the needle over the socket takes place when the so-called injection opening pressure is exceeded, producing a force that overcomes the preload of the spring pressing the needle against the socket. In such injection systems the start of the injection is usually identified on the basis of the course of pressure changes before the injector (taking into account the delay in recording of pressure changes arising from the distance of the pressure sensor from the sac of the injector) or on the basis of the direct measurement of the needle movement, which, however, requires extension of the needle and the use of additional, high-precision measuring system.

In contemporary fuel injectors these methods, however, are not useful because of the pressure-accumulator (common-rail) type of power supply, very slight needle lift and the fact that it's impossible to extend the needle, and also because of the very high frequency and speed of the needle motion. For these reasons, only a few research teams have tried to assess the actual movement of the needle in the injector, and the tests undertaken led to rather indirect conclusions. In addition, needle motion is no longer forced only by the

do przestrzeni spalania. Trzeba przy tym pamiętać, że chwila wysłania elektrycznego sygnału sterującego do elementu wykonawczego wtryskiwacza nie jest tożsama z chwilą jego rzeczywistego otwarcia.

Układy wtryskowe silników benzynowych są dosyć zróżnicowane. W silnikach wyposażonych w wielopunktowy wtrysk pośredni benzyny na zawór dolotowy (MPI – *Multi Point Injection*) wykorzystuje się niskociśnieniowe wtryskiwacze elektromagnetyczne zasilane napięciem sieci pokładowej pojazdu. Ze względu na zewnętrzny sposób tworzenia mieszanki palnej szybkość działania takich wtryskiwaczy nie jest wielkością krytyczną.

Coraz powszechniej stosowany współcześnie bezpośredni wtrysk benzyny wymaga użycia wysokociśnieniowych wtryskiwaczy elektromagnetycznych lub piezoelektrycznych, których szybkość i precyzja działania jest dużo lepsza niż wtryskiwaczy niskociśnieniowych. Od szybkości ich działania zależy czas rozpoczęcia wtrysku paliwa do komory spalania, a od opóźnienia reakcji na sygnał sterujący otwarciem wtryskiwacza zależy w dużym stopniu precyzja dawkowania paliwa oraz zachowania odpowiedniej strategii jego podawania. Opóźnienie rzeczywistego otwarcia wtryskiwacza w stosunku do sygnału sterującego otwarciem jest zagadnieniem istotnym w aspekcie przebiegu procesu spalania (szczególnie jego dynamiki) w okolicy GMP tłoka. Zagadnienie to zyskało duże znaczenie w związku z dynamicznym rozwojem silników z bezpośrednim wtryskiem benzyny, a także ze względu na zalecenia tworzenia mieszanki uwarstwionej przez stosowanie wtrysku wielokrotnego w czasie jednego cyklu roboczego.

Zagadnienia rzeczywistego opóźnienia procesu początku wtrysku benzyny we współczesnych wtryskiwaczach sterowanych elektromagnetycznie i piezoelektrycznie, w zależności od ciśnienia wtrysku oraz przeciwcisnienia w przestrzeni roboczej silnika, jak również zagadnienia modelowania tego opóźnienia stanowią przedmiot tego opracowania.

2. Wcześniejsze prace i badania

W tak zwanych klasycznych wtryskiwaczach paliwa otwarcie iglicy rozpylacza następuje w wyniku działania na powierzchnię stożka iglicy siły naporu hydraulicznego, wywołanego ciśnieniem paliwa dostarczanego do rozpylacza, a wytwarzanym przez ciśnieniową pompę paliwową. Uniesienie się iglicy ponad gniazdo następuje z chwilą przekroczenia tzw. ciśnienia otwarcia wtryskiwacza, wytwarzającego siłę powodującą pokonanie napięcia wstępnego sprężyny dociskającej iglicę do gniazda. W takich układach wtryskowych początek wtrysku identyfikuje się zwykle na podstawie przebiegu zmian ciśnienia przed wtryskiwaczem (z uwzględnieniem opóźnienia rejestracji zmian ciśnienia wynikającego z oddalenia czujnika ciśnienia od studzienki wtryskiwacza) lub przez bezpośredni pomiar ruchu iglicy, co jednak wymaga przedłużenia samej iglicy i zastosowania dodatkowego, precyzyjnego układu pomiarowego.

We współczesnych silnikowych wtryskiwaczach paliwa metody te są jednak mało przydatne ze względu na zasilanie typu akumulatorowego (zasobnikowego), bardzo nieznaczny skok iglicy oraz brak możliwości jej przedłużenia, a także

hydraulic pressure of the fuel, but also by the opening of the solenoid or piezoelectric injector controlled by the electric signal sent from the system controlling fuel injection. The system is so complex and difficult to test, that measurements of the delay of fuel injection have been undertaken so far by relatively few research teams. Below are discussed only selected, most important publications.

Zhang et al. [10] analysing various sequences of opening direct solenoid injectors determined the delay of their opening (in relation to the occurrence of an opening signal) at about 0.4 ms, regardless of the value of fuel pressure, which ranged from 2 to 20 MPa.

Similar studies using solenoid injectors supplied with the voltage of 40–70 V DC were conducted by Tsai and Yu [9] in relation to the motorcycle engine with a cylinder capacity of 500 cm³. In these studies, an analysis of the course of electrical signals of the inward-opening type of injector was conducted, and the value of the injector delay was determined. It was found that the delay of opening of high-pressure solenoid gasoline injectors achieved approximately 0.33 ms (for $P_{inj} = 10$ MPa, $t_{inj} = 1.5$ ms).

In experimental and simulation tests of the solenoid injectors carried out by Cheng et al. [2] an injector of SIDI engine was used controlled by the voltage of 70 V. For the analysis of injector operation different strategies of controlling the voltage supply were used. It was concluded that, despite the fact that the time of the initial voltage impulse was as high as 0.39 ms, the amperage obtained the value of about 1.5 A, insufficient to start the lift of the injector needle. Increasing the time of the triggering the needle by the value of 0.3 ms (up to 0.69 ms) at high current (max. value of 19 A) allowed to cause the movement of the needle. The delay of the start of the needle movement amounted then to 0.1 ms. It also proved that the lift of the needle starts at the current value of about 4 A.

In these studies, the measurements for the needle lift were conducted with the use of laser methods. Unfortunately, this technique did not allow filling the injector with fuel. This means that time obtained is the time of only electrical delay, without taking into account the hydraulic delay. In fact, during the flow of fuel to the nozzle sac, this time may be different due to acting of forces generated by fuel pressure.

Currently known are the publications concerning the analysis of the delay of solenoid gasoline [9] and diesel injectors [eg. 3, 5]. There is, however, no detailed analysis for piezoelectric injectors of gasoline – although these injectors have been more and more often used for several years in combustion engines with direct injection of gasoline. Only few publications undertake this issue. Sim et al. [6] presenting numeric analysis of fuel atomisation for piezoelectric injector adopted the injection time delay of 0.1 ms, taking into account the additional opening (0.05 ms) and closing (0.07 ms) time of the injector. In the cited publication there is, however, no discussion concerning the tests, on the basis of which these values were determined.

3. The research problem

Earlier publications of the authors of this paper [7, 8] focused on quantitative analysis of gasoline injection delay,

ze względu na bardzo duże częstotliwości i szybkości jej ruchu. Z tych względów tylko nieliczne zespoły badawcze mogą ocenić rzeczywisty ruch iglicy we wtryskiwaczu, a podejmowane badania mają raczej charakter wnioskowania pośredniego. Ponadto wymuszenie ruchu iglicy nie wynika już wyłącznie z naporu hydraulicznego paliwa, lecz z otwarcia siłownika elektromagnetycznego lub piezoelektrycznego sterowanego sygnałem prądowym, pochodzącym z układu sterującego wtryskiem paliwa. Układ taki jest więc złożony i trudny badawczo, co powoduje, że pomiarami opóźnień wtrysku paliwa zajmowały się dotychczas nieliczne zespoły badawcze. Poniżej omówiono jedynie ich wybrane najważniejsze prace.

Zhang i in. [10], analizując różne sekwencje otwarcia wtryskiwaczy elektromagnetycznych bezpośredniego działania, określili opóźnienie ich otwarcia (w odniesieniu do pojawienia się sygnału otwierającego) na około 0,4 ms, niezależnie od wartości ciśnienia paliwa, które zawierało się w przedziale 2–20 MPa.

Podobne badania z wykorzystaniem wtryskiwaczy elektromagnetycznych zasilanych napięciem 40–70 V DC prowadzili Tsai i Yu [9] w odniesieniu do silnika motocyklowego o pojemności skokowej 500 cm³. W badaniach tych przeprowadzono analizę przebiegu sygnałów elektrycznych wtryskiwacza typu inward-opening i określono wartość opóźnienia jego działania. Stwierdzono, że opóźnienie otwarcia wysokociśnieniowych elektromagnetycznych wtryskiwaczy benzyny wynosi około 0,33 ms (przy nastawach $P_{inj} = 10$ MPa, $t_{inj} = 1,5$ ms).

W symulacyjnych i eksperymentalnych badaniach wtryskiwaczy elektromagnetycznych prowadzonych przez Cheng i in. [2] wykorzystano wtryskiwacz silnika SIDI sterowany napięciem 70 V. Do analizy działania wtryskiwacza wykorzystano różne strategie zasilania napięcia sterującego. Jak stwierdzono, mimo że czas wstępnego impulsu napięciowego wynosił aż 0,39 ms, to natężenie prądu osiągało wartość około 1,5 A, niewystarczającą do rozpoczęcia wzniosu iglicy wtryskiwacza. Zwiększenie czasu wyzwolenia o wartość 0,3 ms (do 0,69 ms) przy dużej wartości prądu (o maks. wartości 19 A) pozwoliło na wywołanie ruchu iglicy. Opóźnienie chwili rozpoczęcia ruchu iglicy wynosiło wówczas 0,1 ms. Wykazano także, że wznios iglicy rozpoczyna się przy wartości natężenia prądu około 4 A.

W badaniach tych pomiar wzniosu iglicy dokonano metodami laserowymi. Niestety, zastosowanie takiej techniki nie pozwoliło na wypełnienie wtryskiwacza paliwem. Oznacza to, że uzyskany czas jest czasem opóźnienia elektrycznego, bez uwzględnienia opóźnienia hydraulicznego. W rzeczywistości, przy napływie paliwa do studzienki rozpylacza, czas ten może być inny ze względu na działanie sił wywołanych ciśnieniem paliwa.

Obecnie znane są prace dotyczące analiz opóźnienia wtrysku dla wtryskiwaczy elektromagnetycznych benzyny [9] i oleju napędowego [np. 3, 5]. Brak jest jednak szczegółowych analiz dotyczących wtryskiwaczy piezoelektrycznych benzyny, mimo że wtryskiwacze takie stosowane są coraz powszechniej od kilku lat w silnikach spalinowych

without taking into account the mathematical methods allowing the description of functional dependencies. In the tests it was proved that the hydraulic delay (t_h) of the piezoelectric gasoline injectors amounts to about 90 μ s, which is 95% of the total delay (t_d) of fuel injection (for fuel pressure of 5 MPa). The remaining time (5%) applies to the so-called electrical delay (t_e), that is, the time between occurrence of the electrical signal controlling injection and the start of the increase of voltage in the injector actuator. With increasing pressure of fuel the hydraulic delay decreases. For fuel injection pressure of 20 MPa it is only about 85% of the delay occurring at low fuel pressure.

The publications discussed in this paper aimed at the elemental analysis of the impact of characteristic parameters on the process of fuel injection delay (fuel pressure and backpressure) against control signal course. On the basis of the results of experimental studies was developed the mathematical description of the fuel injection delay relating to high-pressure solenoid and piezoelectric gasoline injectors.

4. Research methodology

The tests of fuel injection delay were conducted for piezoelectric (Tab. 1) and solenoid injectors (Tab. 2). Test injectors were placed in a constant volume chamber (Fig. 1), and the fuel injection delay was filmed using high-speed cameras (Tab. 3), with the recording frequency of 250 kHz. For this frequency the subsequent images are recorded every 4 μ s.

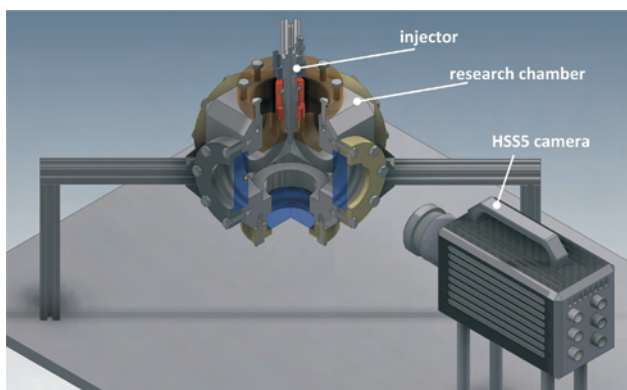


Fig. 1. The test bench for optical tests of the delay of fuel injection
Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego do badań optycznych opóźnienia wtrysku paliwa

z bezpośrednim wtryskiem benzyny. Pojawiają się jedynie pojedyncze prace dotyczące tego zagadnienia. Sim i in. [6], prezentując numeryczną analizę rozpylenia paliwa z wtryskiwacza piezoelektrycznego, przyjęli czas opóźnienia wtrysku na 0,1 ms, w którym uwzględniono dodatkowy czas otwarcia wtryskiwacza (0,05 ms) oraz jego zamknięcia (0,07 ms). W przytoczonej pracy brak jest jednak omówienia badań, na podstawie których te wartości określono.

3. Problem badawczy

Wcześniejsze prace autorów tego opracowania [7, 8] dotyczyły analiz ilościowych opóźnienia wtrysku benzyny, bez uwzględnienie aparatu matematycznego, pozwalającego na opis zależności funkcyjnych. W badaniach tych wykazano, że opóźnienie hydrauliczne (t_h) wtryskiwaczy piezoelektrycznych benzyny wynosi około 90 μ s, co stanowi 95% całkowitego opóźnienia (t_d) wtrysku paliwa (przy ciśnieniu paliwa o wartości 5 MPa). Pozostały czas (5%) dotyczy opóźnienia tzw. elektrycznego (t_e), czyli czasu pomiędzy pojawieniem się sygnału sterującego wtryskiem a początkiem narastania napięcia w siłowniku wtryskiwacza. Wraz ze zwiększaniem ciśnienia paliwa opóźnienie to ulega zmniejszeniu. Przy ciśnieniu wtrysku paliwa 20 MPa wynosi już tylko około 85% opóźnienia występującego przy małej wartości ciśnienia paliwa.

Celem omawianych tutaj prac jest analiza pierwiastkowa wpływu charakterystycznych wielkości na proces opóźnienia wtrysku paliwa (ciśnienia paliwa oraz przeciwcisnienia powietrza). Na podstawie wyników badań eksperymentalnych opracowano matematyczny opis opóźnienia wtrysku paliwa odnoszący się do wysokociśnieniowych elektromagnetycznych i piezoelektrycznych wtryskiwaczy benzyny.

4. Metodyka badawcza

Badania opóźnienia wtrysku paliwa przeprowadzono dla wtryskiwaczy piezoelektrycznych (tab. 1) i elektromagnetycznych (tab. 2). Badane wtryskiwacze umieszczano w komorze stałej objętości (rys. 1), a opóźnienie wtrysku paliwa filmowano z użyciem kamery do szybkiego filmowania (tab. 3), z częstotliwością rejestracji 250 kHz. Przy takiej częstotliwości kolejne obrazy rejestrowane są co 4 μ s.

Dla obu typów wtryskiwaczy badania prowadzono przy odmiennych wartościach czasów wtrysku: krótsze czasy wtrysku stosowano przy badaniach wtryskiwaczy piezoelektrycznych, a dłuższe – przy elektromagnetycznych. Przyjęte czasy otwarcia

Table 1. Piezoelectric fuel injector specification [4]

Tabela 1. Charakterystyka wtryskiwacza piezoelektrycznego [4]

Injector	Outward-opening piezo-injector
Dynamic flow	14.5 mg/inj \pm 10% at 0.4 ms
Minimum dynamic flow	< 2 mg/str
Spray angle	90° \pm 3°
SMD size	~ 15 μ m
Opening/closing time	> 150 μ s
Maximum voltage	190 V
System pressure	5–20 MPa

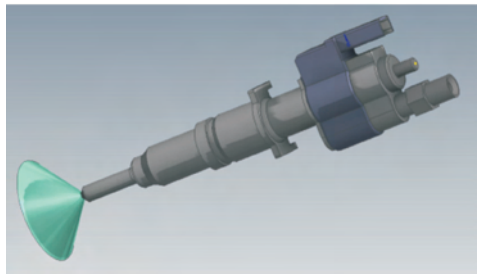



Table 2. Technical specification of solenoid injector [1]
 Tabela 2. Charakterystyka wtryskiwacza elektromagnetycznego [1]

Parameter	Value
Flow rate	< 22.5 cm ³ /s at 10 MPa
Leakage	< 2.5 mm ³ /min at 10 MPa
SMD size	15 μm
System pressure	< 20 MPa



For both types of injectors the test were conducted for different values of the injection times: shorter injection times were used for the piezoelectric injectors, and longer times – for the solenoid injectors. The adopted injector opening times were derived from typical values used in combustion engines, when fuel dose division is applied. In the tests were applied four values of the fuel pressure and four values of backpressure of air, into which the fuel was injected. Every test was repeated three times. The conditions of tests of fuel injection delay are presented in Table 4. The adopted, diversified minimum opening times for piezo- and solenoid injectors (0.2 and 0.3 ms) ensue from technical capabilities of their operation.

Table 4. Conditions of tests of fuel injection
 Tabela 4. Warunki prowadzenia badań wtrysku paliwa

Energizing time [ms]	t _{inj}	piezoinjector: 0.2; 0.4; 0.6
		solenoid: 0.3; 0.5; 0.7
Fuel injection pressure [MPa]	P _{inj}	5; 10; 15; 20
Air back-pressure [MPa]	P _b	1.5; 2.0; 2.5; 3.0
Temperature [deg C]	T	293 K

In the test were used IndiModule system by AVL company for acquisition of fast-varying signals (recording frequency of 500 kHz; Δt = 2 μs), which enabled recording of electric characteristics in the injector (intensity and voltage) and the electrical signal of a LED diode. The flash of the light of the diodes was also recorded in the video, serving as the element synchronizing optical studies with the registered characteristics of the current (Fig. 2).

Characteristics of the current-voltage signals from injectors allowed to obtain information about the delay in the

wtryskiwaczy wynikają z typowych wartości wykorzystywanych w silnikach spalinowych, gdy stosowany jest podział dawki paliwa. W badaniach zastosowano cztery wartości ciśnienia paliwa oraz cztery wartości przeciwcisnienia powietrza, do którego następował wtrysk paliwa. Badania powtarzono trzykrotnie. Warunki badań opóźnienia wtrysku paliwa przedstawiono w tabeli 4. Przyjęte, zróżnicowane minimalne czasy otwarcia wtryskiwaczy piezo- i elektromagnetycznych (0,2 oraz 0,3 ms) wynikają z technicznych możliwości ich działania.

Table 3. Details of the optical setup and devices employed to evaluate the fuel injection delay

Tabela 3. Charakterystyka elementów optycznych wykorzystanych w badaniach opóźnienia wtrysku paliwa

Camera	LaVision HighSpeedStar 5
Light source	Halogen lamp – 2 x 500 W
Camera lens	Nikon Nikkor
Lens features	50 mm – f/1.4
Image size [pix]	71 x 16
Image size [mm]	84.2 mm x 86.9 mm
Frame rate [fps]	250 000
Pixel/mm [-]	4.4875
Test repetitions [-]	3

Do badań wykorzystano układ akwizycji procesów szybkozmiennych IndiModule firmy AVL (z częstotliwością rejestracji 500 kHz; Δt = 2 μs), który umożliwił rejestrację przebiegów elektrycznych we wtryskiwaczu (natężenia i napięcia prądu) oraz sygnału elektrycznego diody świecącej. Błysk światła diody zarejestrowany także na filmie pełnił funkcję elementu synchronizującego badania optyczne z zarejestrowanymi przebiegami prądowymi (rys. 2).

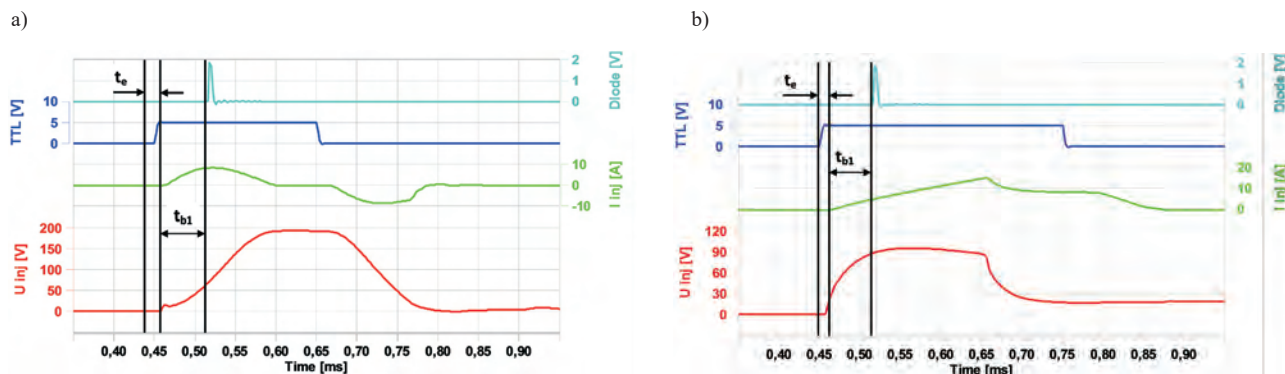


Fig. 2. The analysis of the electrical signals of the injectors: a) piezoelectric, b) solenoid

Rys. 2. Analiza sygnałów elektrycznych wtryskiwaczy: a) piezoelektrycznych, b) elektromagnetycznych

electric opening of injectors (t_e) defined as the time from triggering the TTL signal until the start of the increase of amperage. In a similar way also the time elapsing between the increase in the amperage and activation of the LED diode signal was determined (t_{b1}). The time from the input signal activating LED diode until the flow of fuel from the injector is designated as t_{b2} and was determined on the basis of the optical tests. The sum of these times is the total hydraulic delay of an injector:

$$t_h = t_{b1} + t_{b2} \quad (1)$$

Synchronization of the electrical and optical tests allowed to determine the total time of the delay in operation of injectors (t_d), as is schematically shown in Figure 2:

$$t_d = t_e + t_h \quad (2)$$

In order to capture the start of fuel flow, the optical tests involved high-speed filming with high time and surface resolution of the area of one selected orifice of the atomizer. The first drops of fuel reflect the illuminating light and are identified as areas with increased intensity of radiation. However, in order to precisely determine the moment of appearance of the first drop, the recorded images (Fig. 3a) had to be digitally processed, which involved the following:

- 1) subtracting the measuring background – noise – Fig. 3b,
- 2) determining the time of diode flashing – Fig. 3c,
- 3) evaluation of the time of capturing the photo, in which drops of fuel flowing from injector appear – Fig. 3d.

Such processing was applied to the images of the recorded LED diode flash and injection of fuel from both types of injectors. The results of these analyses are shown in Figure 4, in which the sequence of subsequent images is presented, and the time of recording an image of fuel drops determines the time of opening solenoid and piezoelectric injector. A comparison with the time of initiation of the signal controlling the injector allows the specifying the delay of its activation, which is the start of the fuel outflow from injector.

This procedure has been applied to all adopted conditions of the study, and the results obtained in this way are described in section 5.

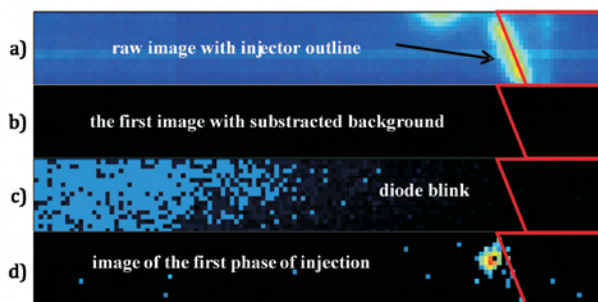


Fig. 3. Optical research algorithm of fuel injection based on data from piezoinjector: $ET = 0.4$ ms, $P_{inj} = 20$ MPa, $P_b = 1.5$ MPa

Rys. 3. Algorytm wyznaczania początku wtrysku na podstawie badań optycznych z wtryskiwacza piezoelektrycznego: $ET = 0,4$ ms, $P_{inj} = 20$ MPa, $P_b = 1,5$ MPa

Przebiegi sygnałów prądowo-napięciowych wtryskiwaczy umożliwiły uzyskanie informacji o opóźnieniu elektrycznym otwarcia wtryskiwaczy (t_e), określonym jako czas od wyzwolenia sygnału TTL do pojawienia się przyrostu natężenia prądu. W podobny sposób określono również czas upływający od zwiększania natężenia prądu do wymuszenia działania diody (t_{b1}). Czas od wymuszenia świecenia diody do wypływu paliwa określono jako t_{b2} i wyznaczono na podstawie badań optycznych. Suma tych czasów stanowi całkowite opóźnienie hydrauliczne wtryskiwacza (1).

Synchronizacja badań elektrycznych i optycznych pozwoliła na określenie całkowitego czasu opóźnienia działania wtryskiwaczy (t_d) – wzór (2), jak to schematycznie pokazano na rys. 2.

Badania optyczne polegały na filmowaniu z dużą rozdzielczością czasową i powierzchniową obszaru jednego wybranego otworka rozpylacza w celu uchwycenia chwili początku wypływu paliwa. Pojawiające się pierwsze krople paliwa odbijają światło oświetlające i są identyfikowane jako obszary o zwiększonej intensywności promieniowania. Aby jednak w sposób precyzyjny określić chwilę pojawienia się pierwszych kropli, zarejestrowane kolejne obrazy (rys. 3a) należało poddać obróbce cyfrowej polegającej na:

- 1) odjęciu tła pomiarowego – szumu – rys. 3b,
- 2) określeniu czasu błysku diody – rys. 3c,
- 3) ocenie czasu wykonania zdjęcia, na którym pojawiają się krople paliwa z wtryskiwacza – rys. 3d.

Taki sposób obróbki zastosowano do obrazów zarejestrowanego błysku diody i wtrysku paliwa z obu typów wtryskiwaczy. Efekty tych analiz przedstawiono na rys. 4, na którym zawarto sekwencje kolejnych obrazów, a czas zarejestrowania obrazu z pojawiającymi się kroplami paliwa określa czasy otwarcia wtryskiwacza piezoelektrycznego i elektromagnetycznego. Porównanie z czasem powstania sygnału sterującego wtryskiwaczem pozwala na określenie opóźnienia jego działania, czyli początku wtrysku paliwa.

Takie postępowanie zastosowano dla wszystkich przyjętych warunków badań, a uzyskane w ten sposób wyniki przedstawiono w rozdz. 5.

5. Investigation of injection delay for piezo- and solenoid injectors

Analiza opóźnienia otwarcia wtryskiwaczy elektromagnetycznych wskazuje na istnienie zależności tego opóźnienia od wartości przeciwności panującego w komorze pomiarowej. Na podstawie danych z rys. 5 można stwierdzić, że zależność ta jest istotna przy ciśnieniu 5 MPa: wraz ze zwiększaniem przeciwności zwiększa się opóźnienie otwarcia wtryskiwacza. Zależność ta występuje niezależnie od wartości czasu wtrysku paliwa (t_{inj}). Przy innych, większych wartościach przeciwności zależność taka nie jest obserwowana. Analiza opóźnienia działania wtryskiwacza piezoelektrycznego wskazuje na istnienie podobnych zależności przy ciśnieniu wtrysku 5 MPa. Jednak analiza opóźnienia działania przy większych wartościach ciśnienia paliwa i przeciwności ośrodka wskazuje na występowanie (w niektórych przypadkach) również podobnej zależności (rys. 6).

5. Investigation of injection delay for piezo- and solenoid injectors

Analysis of the delay of opening the solenoid injectors points to the existence of a dependency of this delay from the value of the backpressure in the measuring chamber. Based on the data from Figure 5, it can be concluded that this relationship is important at a pressure of 5 MPa: with increasing backpressure the delay of injector opening increases. This dependency occurs regardless of the value of the fuel injection time (t_{inj}). For other, higher values of backpressure this dependence is not observed. The analysis of the delay in activation of the piezoelectric injector indicates the existence of similar dependencies at the injection pressure of 5 MPa. However, the analysis of the delay in activation of the injector for higher values of fuel pressure and medium backpressure points to the existence (in some cases) of similar dependency (Fig. 6).

From the analysis of the data concerning delays in operation of the piezo- and solenoid injectors it might be concluded that the time of the delay in opening both types of injectors:

- does not depend on the time of injection duration – no unequivocal trend of changes was obtained;
- does not depend on the backpressure of the medium at a pressure above 5 MPa; there is no constant, unequivocal trend observed in the changes; an outline of a trend for increasing delay appears during operation of the injector at a pressure above 15 MPa; it is not, however, a dominating trend;
- it depends proportionally on the value of the backpressure of the medium at fuel injection pressure of $P_{inj} = 5$ MPa, but at higher pressures this trend is not unequivocal.

So presented conclusions indicated the necessity of additional comparison of the injection delay for each value of fuel pressure, taking into consideration the time of the injection and the backpressure of the air. The results of the analysis were complemented with characteristic parameters of the delay time of fuel flow from an injector:

a) an average value:

$$x_{av} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}$$

b) medium: the value of the parameter in ordered series, below and above which identical number of observations exists (for even number of elements – arithmetic mean of the two middle values),

c) dominant: a value with the highest probability of occurrence.

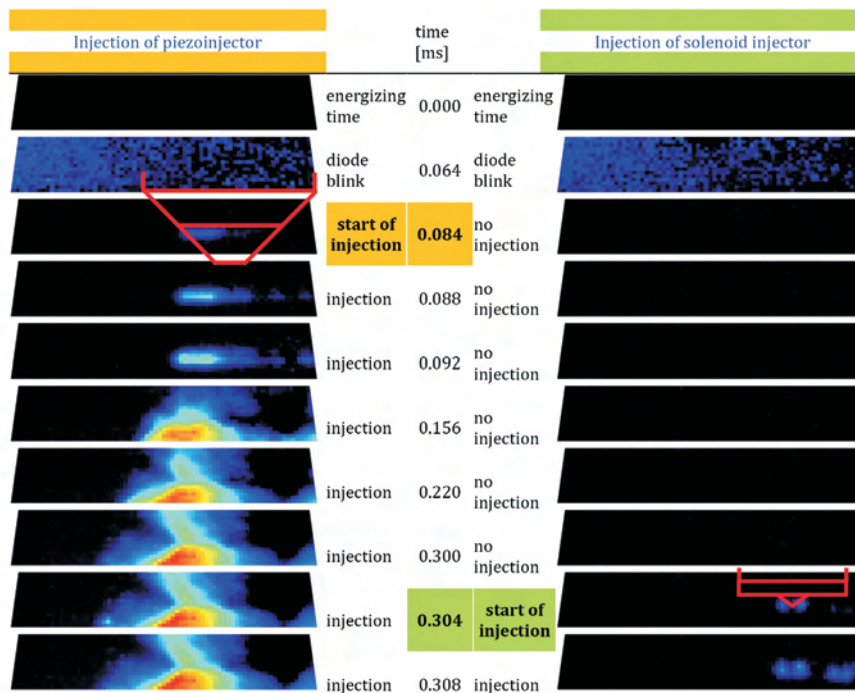


Fig. 4. Optical analysis of the delay of fuel injection for solenoid and piezoelectric injectors ($P_{inj} = 5$ MPa, $P_b = 1.5$ MPa, $t_{inj} = 0.3$ ms (solenoid), $t_{inj} = 0.4$ ms (piezo))

Rys. 4. Analiza optyczna opóźnień wtrysku paliwa z wtryskiwaczy elektromagnetycznych i piezoelektrycznych ($P_{inj} = 5$ MPa, $P_b = 1,5$ MPa, $t_{inj} = 0,3$ ms (solenoid), $t_{inj} = 0,4$ ms (piezo))

Z analizy ogólnych danych dotyczących opóźnień działania wtryskiwaczy piezo- i elektromagnetycznych można wnioskować, że opóźnienie czasu otwarcia wtryskiwaczy obu typów:

- nie zależy od czasu trwania wtrysku – nie uzyskano jednoznacznej tendencji zmian,
- nie zależy od przeciwności osrodka przy ciśnieniu powyżej 5 MPa; brak jest stałej, jednoznacznej tendencji zmian; zarys tendencji zwiększającego się opóźnienia pojawia się podczas pracy wtryskiwaczy przy ciśnieniu wtrysku powyżej 15 MPa, jednak nie jest to trend dominujący,
- zależy proporcjonalnie od wartości przeciwności osrodka przy ciśnieniu wtrysku paliwa o wartości $P_{inj} = 5$ MPa, jednak przy ciśnieniach większych tendencja ta nie jest jednoznaczna.

Tak sformułowane wnioski wskazały na konieczność dodatkowego zestawienia opóźnień wtrysku przy każdej wartości ciśnienia paliwa z uwzględnieniem czasu wtrysku i przeciwności powietrza. Wyniki tych działań uzupełniono o wyznaczenie charakterystycznych wielkości opóźnienia czasu wypływu paliwa z wtryskiwacza:

a) wartości średniej

$$x_{av} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n}$$

b) mediany: wartość cechy w szeregu uporządkowanym, powyżej i poniżej której znajduje się jednakowa liczba obserwacji (przy parzystej liczbie elementów – średnia arytmetyczna dwóch środkowych liczb),

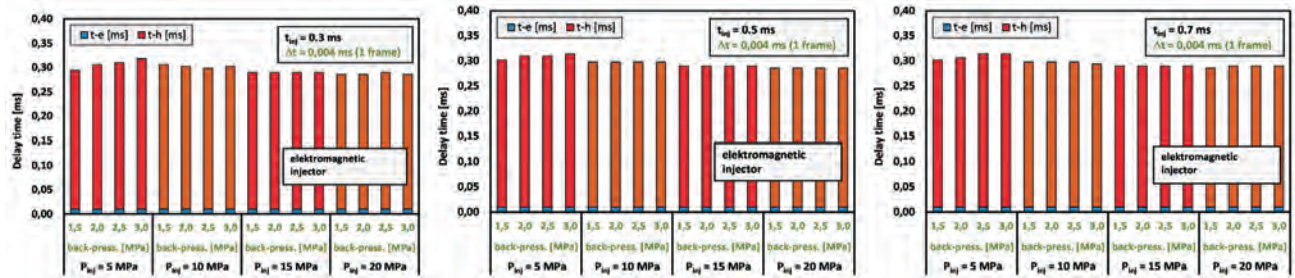


Fig. 5. Analysis of the times of injection delay at variable pressure of fuel injection and backpressure of air during operation of a solenoid injector
 Rys. 5. Analiza czasów opóźnienia wtrysku przy zmiennym ciśnieniu wtrysku paliwa oraz przeciwiśnieniu powietrza podczas pracy wtryskiwacza elektromagnetycznego

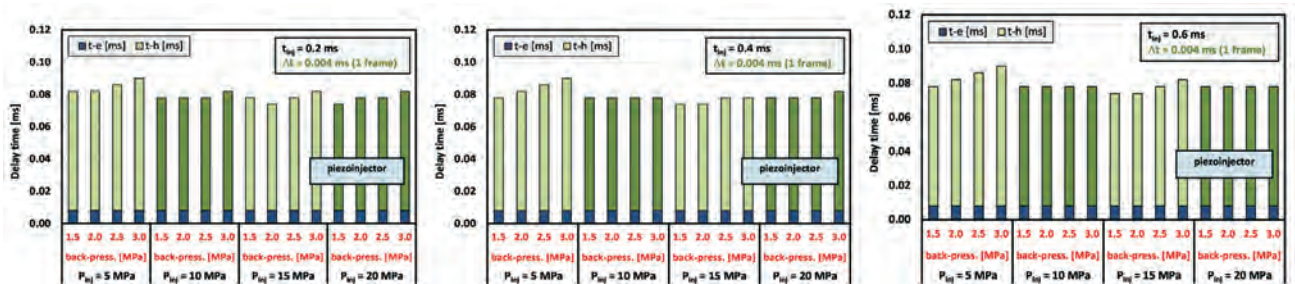


Fig. 6. Analysis of the times of injection delay at variable pressure of fuel injection and backpressure of air during operation of a piezoelectric injector
 Rys. 6. Analiza czasów opóźnienia wtrysku przy zmiennym ciśnieniu wtrysku paliwa oraz przeciwiśnieniu powietrza podczas pracy wtryskiwacza piezoelektrycznego

So determined parameters of the delay of fuel flow from an injector are presented in Fig. 7 (for solenoid injectors) and in Fig. 8 (for piezoelectric injector). The analysis of the trends of these parameters of delay while increasing the fuel pressure is clear: with increasing fuel pressure, the delay decreases. However, the backpressure of the medium affects these changes in a variety of ways.

The dependency of fuel flow delay from fuel pressure is stronger for solenoid injector than for piezoelectric injector. In tests of the delay of fuel flow from a piezoelectric injector no trends of changes of this delay for increasing fuel pressure were observed (Fig. 8b–d). At a pressure of 15 MPa, the values of the fuel flow delay were the lowest and amounted to approximately 75 μ s.

The presented research results show that there are the conditions to determine mathematical dependencies concerning the time of the delay of fuel flow from the injector from the fuel injection pressure and the backpressure prevailing in the workspace. An attempt of formulating such a description is provided in section 6.

6. An attempt to describe in mathematical terms the delays in the start of fuel injection

6.1. The impact of the fuel pressure on the delay of injection

Using the above average values, median, and a dominant of the injection delay time for individual values of injected fuel pressure (regardless of the injection time and backpressure) an attempt to formulate mathematical models was made. These models are presented in the form of a lin-

c) dominanty: wartość o największym prawdopodobieństwie wystąpienia.

Tak wyznaczone cechy opóźnienia wpływu paliwa z wtryskiwacza przedstawiono na rys. 7 (dla wtryskiwacza elektromagnetycznego) oraz na rys. 8 (dla wtryskiwacza piezoelektrycznego). Analiza tendencji tych cech opóźnienia podczas zwiększania ciśnienia paliwa jest jednoznaczna: następuje zmniejszenie opóźnienia wraz ze zwiększaniem ciśnienia paliwa. Jednakże przeciwiśnienie ośrodka w różny sposób wpływa na te zmiany.

Zależność opóźnienia wpływu paliwa z wtryskiwacza od ciśnienia paliwa jest większa dla wtryskiwacza elektromagnetycznego niż dla wtryskiwacza piezoelektrycznego. W badaniach opóźnienia wpływu z wtryskiwacza piezoelektrycznego nie zaobserwowano tendencji zmian tego opóźnienia przy zwiększaniu ciśnienia paliwa (rys. 8b–d). Przy ciśnieniu 15 MPa wartości opóźnienia wpływu były najmniejsze i wynosiły około 75 μ s.

Przedstawione wyniki badań wykazały, że istnieją przesłanki do wyznaczenia matematycznych zależności dotyczących czasu opóźnienia wpływu paliwa z wtryskiwaczy od ciśnienia wtrysku paliwa oraz od przeciwiśnienia w przestrzeni roboczej. Próbę takiego opisu przedstawiono w rozdz. 6.

6. Próba matematycznego opisu opóźnienia początku wtrysku paliwa

6.1. Wpływ ciśnienia paliwa na opóźnienie wtrysku

Wykorzystując przedstawione powyżej wartości średnie, medianę oraz dominantę czasu opóźnienia wtrysku dla po-

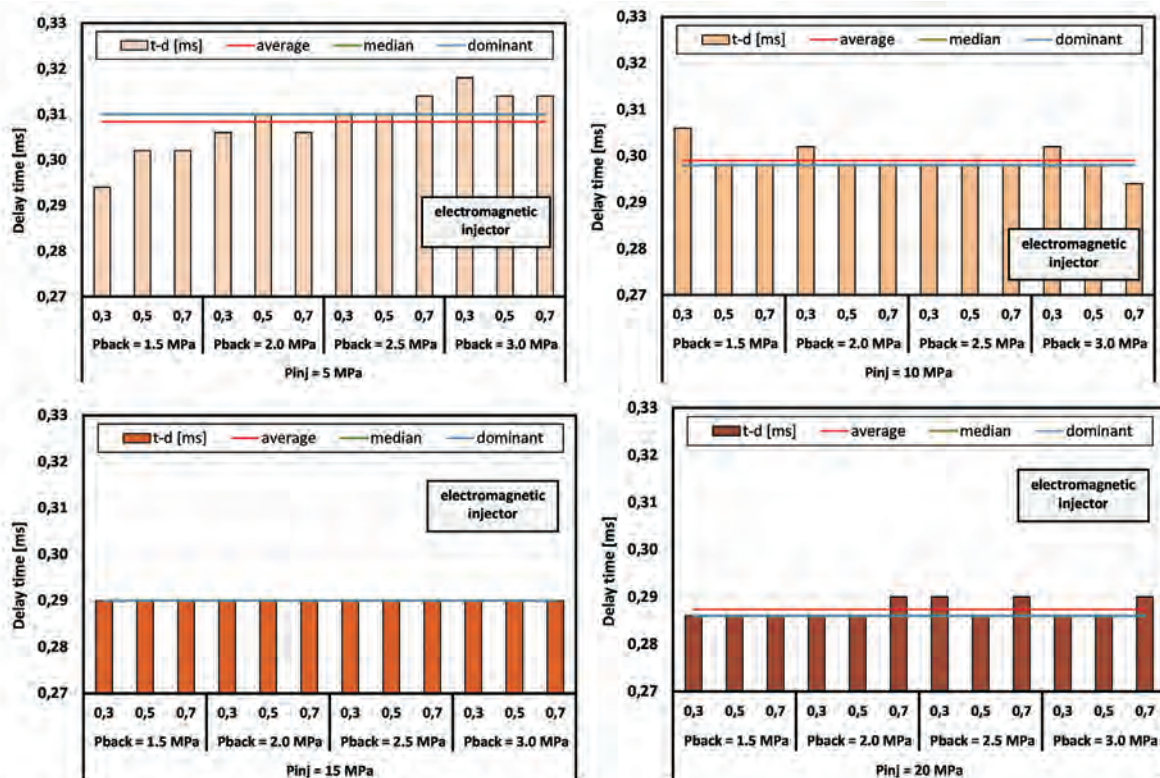


Fig. 7. Comparison of the times of fuel injection delays for solenoid injectors for four different values of fuel injection pressure (5, 10, 15, 20 MPa) at variable backpressure of air and different times of injection

Rys. 7. Porównanie czasów opóźnień wtrysku paliwa z wtryskiwacza elektromagnetycznego dla czterech różnych wartości ciśnienia wtrysku paliwa (5, 10, 15, 20 MPa) przy zróżnicowanym przeciwi ciśnieniu i różnych czasach wtrysku

ear, polynomial and exponential dependencies (Fig. 9 and 10). The analysis of the obtained equations for appropriate functional dependencies indicates that they are much better correlated to the experimental results when using polynomial and exponential equations. The obtained maximum value of the coefficient of determination for models formulated for the solenoid injectors amount to 0.999 (based on the median). The degree of correlation of the exponential model is higher for each characteristic parameter (due to the higher value of the coefficient of determination). A mathematical model of the analysed dependencies, presented in linear form, seems to be useless because of the low value of the R^2 .

The analysis of the models of fuel injection delay formulated for piezoelectric injectors (Fig. 10) points to some slight dependency of the delay time on the value of fuel pressure. This dependency occurs only at low values of fuel injection pressure (in the range 5–10 MPa), while at higher pressure values this delay is constant. At fuel pressure of 10 MPa and more, the delay of the fuel injection is 0.078 ms (regardless of which characteristic parameter it concerns – Fig. 10a–c).

It indicates that, despite application of mathematical models to describe the injection delay, their use is not reliable. The coefficients of determination for these models are low, which is due to the specificity of the obtained results concerning delays in opening the injectors. Despite the fact, that for the mean value of the injection delay and for the polynomial model the value R^2 exceeds 0.99 – Fig. 10a, this

szczególnych wartości ciśnienia wtryskiwanego paliwa (niezależnie od czasu wtrysku i przeciwi ciśnienia), podjęto próbę sformułowania odpowiednich modeli matematycznych. Modele te przedstawiono w postaci zależności liniowej, wielomianowej oraz wykładniczej (rys. 9 i 10). Analiza uzyskanych równań dla odpowiednich zależności funkcyjnych wskazuje na znacznie lepsze ich dopasowanie do wyników eksperymentalnych przy wykorzystaniu równań wielomianowych i wykładniczych. Uzyskana maksymalna wartość współczynnika determinacji modeli sformułowanych dla wtryskiwaczy elektromagnetycznych wynosi 0,999 (bazując na medianie). Stopień dopasowania modelu wykładniczego jest większy dla każdej z wielkości charakterystycznych (ze względu na większą wartość współczynnika determinacji). Model matematyczny analizowanych zależności przedstawiony w postaci liniowej wydaje się nieprzydatny ze względu na małą wartość R^2 .

Analiza modeli opóźnień wtrysku paliwa sformułowanych dla wtryskiwaczy piezoelektrycznych (rys. 10) wskazuje na niewielką zależność czasu opóźnień od wartości ciśnienia paliwa. Zależność ta występuje jedynie przy małych wartościach ciśnienia wtrysku paliwa (w zakresie 5–10 MPa), natomiast przy większych wartościach ciśnienia opóźnienie to jest stałe. Przy ciśnieniu paliwa 10 MPa i więcej opóźnienie wtrysku wynosi 0,078 ms (niezależnie od tego, jakiej wielkości charakterystycznej dotyczy – rys. 10a–c).

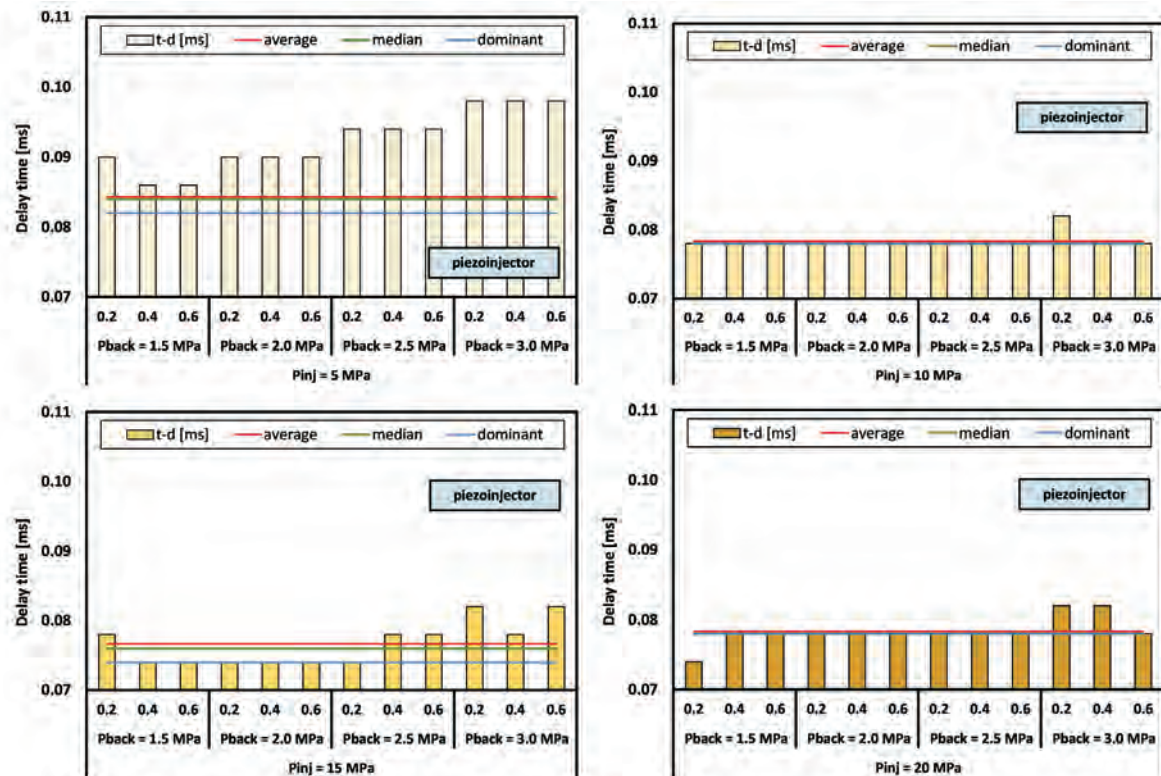


Fig. 8. Comparison of the times of fuel injection delays for piezoelectric injectors for four different values of fuel injection pressure (5, 10, 15, 20 MPa) at variable backpressure

Rys. 8. Porównanie czasów opóźnienia wtrysku paliwa z wtryskiwacza piezoelektrycznego dla czterech różnych wartości ciśnienia wtrysku paliwa (5, 10, 15, 20 MPa) przy różnicowym przeciwcieniu

equation cannot be applied to the assessment of delay due to lack of clear trends of the changes.

From the above mathematical considerations it ensues that for fuel injection pressure of 10 MPa and more, the delay of fuel flow from the injector is constants and amounts to 0.078 ms and that it is independent of any other parameter.

6.2. The impact of the backpressure of the medium on the injection delay

Due to the observed greater sensitivity of the fuel injection delay to the value of the backpressure at low fuel pressure $P_{inj} = 5$ MPa, the dependencies within this range were further analysed. For the injection pressure and for both types of injectors were defined mean changes in the fuel flow delay time during changing the backpressure in increments of 0.5 MPa (Fig. 11). It was found that the value determined for calculations shall be the arithmetic mean of the three points (three times of injector opening) at a given fuel pressure and backpressure of the medium.

In the conducted analysis it was found, that the delay in opening the solenoid injectors increased by 5.3 μ s at increasing the backpressure in increments of 0.5 MPa. For piezo-injectors this time amounted to 3.5 μ s, which means the piezoelectric injectors have the delay lower by 33% for every 0.5 MPa of the backpressure value. Due to high values of the coefficient of determination obtained, these values were adopted as representative for the whole tested population.

Wynika z tego, że pomimo zastosowania modeli matematycznych do opisu opóźnienia wtrysku, ich wykorzystanie nie jest miarodajne. Współczynniki determinacji tych modeli są małe, co wynika ze specyfiki uzyskanych wyników dotyczących opóźnienia otwarcia wtryskiwacza. Mimo że dla wartości średniej czasu opóźnienia wtrysku i modelu wielomianowego wartość R^2 wynosi powyżej 0,99 – rys. 10a, to równanie nie może być zastosowane do oceny opóźnienia ze względu na brak jednoznacznej tendencji zmian.

Z przedstawionych wyżej rozważań matematycznych wynika, że przy ciśnieniu wtrysku paliwa o wartości 10 MPa i więcej opóźnienie wpływu paliwa z wtryskiwacza jest stałe i wynosi 0,078 ms oraz że nie zależy ono od żadnych innych wielkości.

6.2. Wpływ przeciwcienia ośrodka na opóźnienie wtrysku

Ze względu na zaobserwowaną większą wrażliwość opóźnienia wtrysku paliwa na wartości przeciwcienia przy małej wartości ciśnienia paliwa $P_{inj} = 5$ MPa, dalszej analizie poddano zależności w tym zakresie. Dla tego ciśnienia wtrysku oraz dla obu typów wtryskiwaczy określono średnie zmiany czasu opóźnienia wpływu paliwa przy zmianie przeciwcienia ośrodka co 0,5 MPa (rys. 11). Ustalono przy tym, że wartość wyznaczona do obliczeń jest średnią arytmetyczną z trzech punktów (trzech czasów otwarcia wtryskiwacza) przy danym ciśnieniu paliwa i przeciwcieniu ośrodka.

W przeprowadzonej analizie stwierdzono, że opóźnienie otwarcia wtryskiwaczy elektromagnetycznych zwiększa się

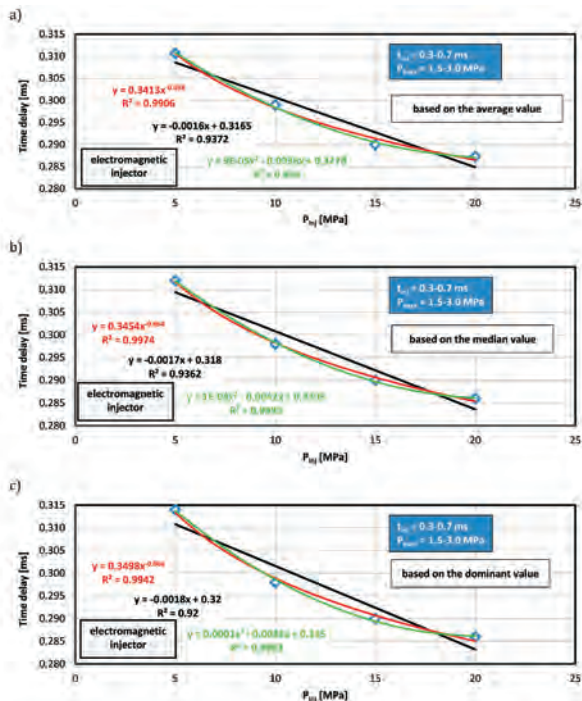


Fig. 9. Determination of mathematical models for the flow delay of solenoid injectors based on: a) mean values, b) values of the median, c) values of dominant, assuming independence of delay time from the time of the injection and backpressure; ■ exponential model, ■ power model, ■ linear model

Rys. 9. Określenie matematycznych postaci modeli opóźnienia wypływu paliwa dla wtryskiwaczy elektromagnetycznych bazujące na: a) wartościach średnich, b) wartościach median, c) wartościach dominant, przy założeniu niezależności czasu opóźnienia od czasu wtrysku i przeciwiśnienia; ■ model wykładniczy, ■ model potęgowy, ■ model liniowy

6.3. A mathematical formula of the dependency of fuel injection delay

Based on the dependencies referred to in section 6.2, an attempted was made to identify the character of the functional dependency of the fuel flow injection delay on the value of medium backpressure at low values of fuel injection pressure.

For both types of injectors one type of equation was adopted, taking into account the value of backpressure of the medium (at a constant fuel pressure $P_{inj} = 5$ MPa) supplemented with the following coefficients: slope of line "a" and exponent "b". The general equation is proposed in the form of:

$$t_d (P_{inj} = 5 \text{ MPa}) = a \cdot P_b^b \quad (3)$$

Determination of 'a' and 'b' coefficients requires the use of optimization methods. The optimisation criteria are presented in the form of a decision to be minimized $f(U)$, expressed as the sum of squares of differences of the individual values of delays of fuel flow dependent only on the backpressure of air, designated experimentally and based on equation (3).

A mathematical model contains the decision variables, constraints, and decision-making function:

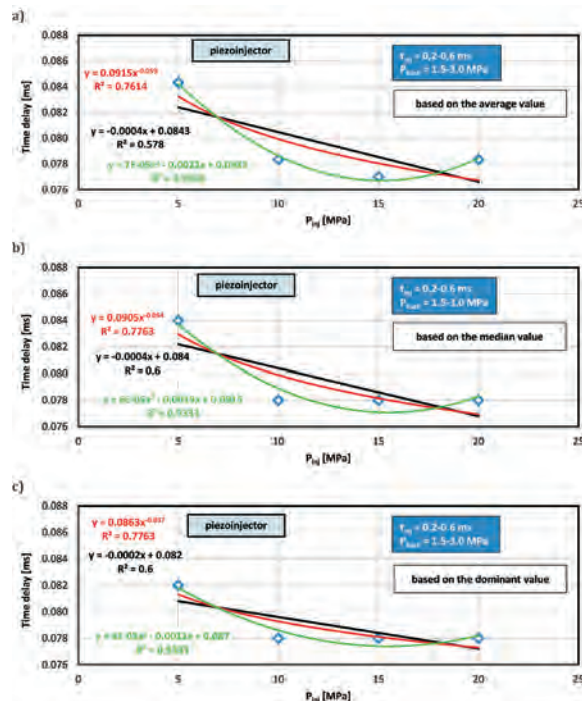


Fig. 10. Determination of mathematical models for the flow delay of piezoelectric injectors based on: a) mean values, b) values of the median, c) values of dominant, assuming independence of delay time from the time of the injection and backpressure; ■ exponential model, ■ power model, ■ linear model

Rys. 10. Określenie matematycznych postaci opóźnienia wypływu paliwa dla wtryskiwaczy piezoelektrycznych bazujące na: a) wartościach średnich, b) wartościach median, c) wartościach dominant, przy założeniu niezależności czasu opóźnienia od czasu wtrysku i przeciwiśnienia; ■ model wykładniczy, ■ model potęgowy, ■ model liniowy

o 5,3 μ s przy zwiększaniu przeciwiśnienia o 0,5 MPa. Dla wtryskiwaczy piezoelektrycznych czas ten wyniósł 3,5 μ s, co oznacza, że wtryskiwacze piezoelektryczne mają mniejsze opóźnienie o 33% na każde 0,5 MPa wartości przeciwiśnienia ośrodka. Ze względu na uzyskanie dużej wartości współczynnika determinacji, przyjęto te wartości za reprezentatywne dla całej badanej populacji.

6.3. Matematyczna postać zależności opóźnienia wtrysku paliwa

Na podstawie zależności określonych w podrozdz. 6.2 podjęto próbę określenia postaci zależności funkcyjnej opóźnienia wtrysku paliwa od wartości przeciwiśnienia ośrodka, przy małych wartościach ciśnienia wtrysku paliwa.

Dla obu typów wtryskiwaczy przyjęto jeden typ równania, uwzględniający wartość przeciwiśnienia ośrodka (przy stałej wartości ciśnienia paliwa $P_{inj} = 5$ MPa), uzupełniony o współczynniki: kierunkowy „a” oraz wykładnik potęgowy „b”. Ogólne równanie zaproponowano w postaci (3).

Wyznaczenie współczynników a oraz b wymaga zastosowania metod optymalizacyjnych. Kryterium optymalności przedstawiono w postaci podlegającej minimalizacji funkcji decyzyjnej $f(U)$, wyrażonej jako suma kwadratów różnic poszczególnych wartości opóźnienia wypływu zależnych jedynie od przeciwiśnienia powietrza, wyznaczonych doświadczalnie i na podstawie równania (3).

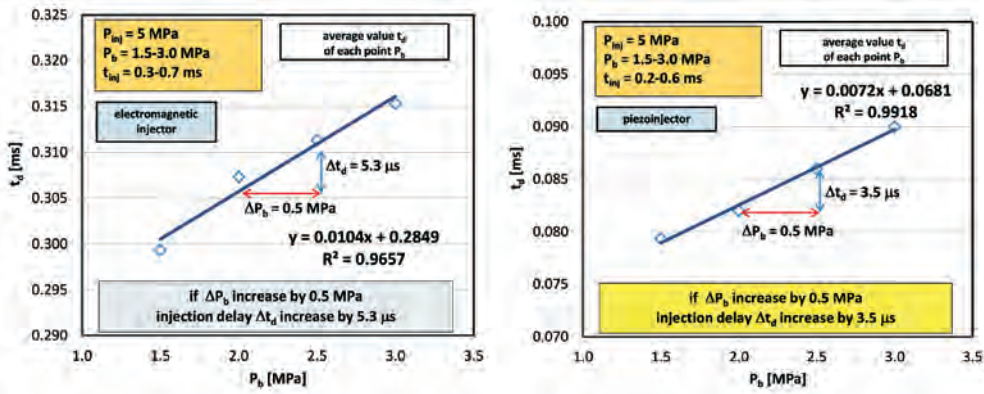


Fig. 11. Analysis of the fuel injection delay during changing the backpressure ($P_{inj} = 5$ MPa) on the basis of the average values of fuel injection using injectors: a) solenoid, b) piezoelectric

Rys. 11. Analiza opóźnienia wtrysku paliwa przy zmianie przeciwcisnienia osrodka ($P_{inj} = 5$ MPa) na podstawie średnich wartości opóźnienia wtrysku paliwa przy zastosowaniu wtryskiwaczy: a) elektromagnetycznych, b) piezoelektrycznych

- decision variables: a, b – coefficients of the equation (3),
- constraint (designating the range of acceptable solutions) t_i : a, b $\neq 0$, values can be negative and positive, excluding zero (such value eliminates the equation),
- decision-making function: U(a, b) fulfils the constraint, for which the decision-making function $f(U)$ reaches a minimum:

$$f(U) = \sum_{i=1}^n ((t_d)_{c_i} - (t_d)_i)^2 \rightarrow \min \quad (4)$$

where $(t_d)_c$ – is the calculated delay value for given data of the parameters P_b , $(t_d)_i$ – means a test value of the delay for the same values of P_b ; i – is a subsequent value.

The task was solved using all the fuel flow delay values (data) obtained from measurements at the pressure of $P_{inj} = 5$ MPa. To solve the optimisation task was used the generalized reduced gradient method, implemented in MS Excel package in Solver module. It is a method of solving the task of non-linear programming with non-linear constraints. The solution to the optimization task is obtaining such coefficients of the equation (4), for which the sum of squared deviations $(t_d)_c - (t_d)_i$ is minimal.

For so formulated a task, in the adopted ranges of variability of the data measured at a fuel pressure of 15 MPa, were obtained results with the coefficient of determination $R^2 = 0.8405$ – for solenoid injectors and $R^2 = 0.9207$ for piezoelectric injectors (Fig. 12). These relatively large values of the coefficient of determination make it possible to assume that the model is correct.

The presented data do not lie in a single line because of diversified, experimental time of the delay of fuel flow from injectors at variable times of injector opening (at constant, defined conditions of injection – P_{inj} , P_b). Entirely repeatable delay times, independent of the injection time (ET) cause that points at constant t_d are in the same place. This is shown in Figure 3. 12b. Because of the operation of the piezoelectric injectors, the delay times with constant P_{inj} and constant P_b do not depend on the injection times (ET).

Model matematyczny zawiera zmienne decyzyjne, ograniczenia i funkcję decyzyjną:

- zmienne decyzyjne: a, b – współczynniki równania (3),
- warunek ograniczający (wyznaczający zakres rozwiązań dopuszczalnych) t_i : a, b $\neq 0$, mogą to być wartości ujemne i dodatnie, z wyłączeniem zera (wartość taka eliminuje wynik równania),
- funkcja decyzyjna: U(a, b) spełnia warunek ograniczający, dla którego funkcja decyzyjna $f(U)$

osiąga minimum (4), gdzie $(t_d)_c$ oznacza obliczoną wartość opóźnienia dla danych wielkości P_b , $(t_d)_i$ – badawczą wartość opóźnienia dla tych samych wartości P_b ; i – kolejną wartość.

Zadanie rozwiązano, wykorzystując wszystkie wartości opóźnienia wypływu paliwa (danych) uzyskane z pomiarów przy ciśnieniu $P_{inj} = 5$ MPa. Do rozwiązania zadania optymalizacyjnego wykorzystano uogólnioną metodę gradientu zredukowanego, zaimplementowaną w pakiecie MS Excel w module Solver. Jest to metoda rozwiązywania zadania programowania nieliniowego z ograniczeniami nieliniowymi. Rozwiązaniem zadania optymalizacji jest uzyskanie takich współczynników równania (4), dla których suma kwadratów odchyłeń $((t_d)_c - (t_d)_i)$ jest minimalna.

Dla tak sformułowanego zadania w zakresie przyjętej zmienności danych pomiarowych przy ciśnieniu paliwa 15 MPa uzyskano rozwiązanie o współczynniku determinacji $R^2 = 0,8405$ – dla wtryskiwaczy elektromagnetycznych oraz $R^2 = 0,9207$ dla wtryskiwaczy piezoelektrycznych (rys. 12). Te relatywnie duże wartości współczynnika determinacji pozwalają uznać postać modelu za prawidłową.

Przedstawione dane nie leżą na jednej linii, czego powodem jest zróżnicowany, eksperymentalny czas opóźnienia wypływu paliwa z wtryskiwacza przy zmiennym czasie jego otwarcia (przy stałych, ustalonych warunkach wtrysku – P_{inj} , P_b). Całkowicie powtarzalne czasy opóźnienia, niezależne od czasu wtrysku (ET) powodowałyby, że punkty o stałych t_d znajdują się w tym samym miejscu. Sytuację taką przedstawiono na rys. 12b. Działanie wtryskiwaczy piezoelektrycznych powoduje, że ich czasy opóźnienia przy stałym P_{inj} oraz stałym P_b nie zależą od czasów wtrysku (ET).

Efektom analiz przedstawionych na rys. 12 jest wniosek, że większą niezależność od czasu wtrysku wykazują wtryskiwacze piezoelektryczne (znacznie większa liczba jednakowych punktów opóźnienia na rys. 12b).

Z analiz przedstawionych na rys. 12 wynika, że model opisujący opóźnienie wtrysku paliwa z wtryskiwaczy elektromagnetycznych przy ciśnieniu paliwa 5 MPa jest

Table 5. The parameters characterizing fuel injection delay for gasoline injectors: piezo- and solenoid injectors

Tabela 5. Wielkości charakteryzujące opóźnienia wtrysku wtryskiwaczy benzynowych: piezo- i elektromagnetycznych

	Electromagnetic injector	Piezoinjector
Maximum injection delay	0.318 ms	0.09 ms
Delay ratio EM/P (P/EM)	1 (3.53)	0.28 (1)
Increase Δt_d if ΔP_b increase by 0.5 MPa	5.3 μ s	3.5 μ s
Equation of injection delay		
(only for $P_{inj} = 5$ MPa)	$t_d = 0.29 \cdot P_b^{0.0738}$	$t_d = 0.073 \cdot P_b^{0.184}$
Coefficient of determination, R^2	0.8405	0.9207

obarczony większym błędem niż model dla wtryskiwaczy piezoelektrycznych. Wskazują na to współczynniki determinacji R^2 wynoszące odpowiednio 0,84 oraz 0,92.

Pełną analizę wielkości opóźnienia wtrysku paliwa oraz procesu optymalizacji przedstawiono w tab. 5. Wynikają z niej znacznie krótsze czasy opóźnienia wypływu paliwa z wtryskiwaczy piezoelektrycznych niż elektromagnetycznych. Opóźnienie to jest około 3,5-krotnie większe dla wtryskiwaczy elektromagnetycznych niż piezoelektrycznych.

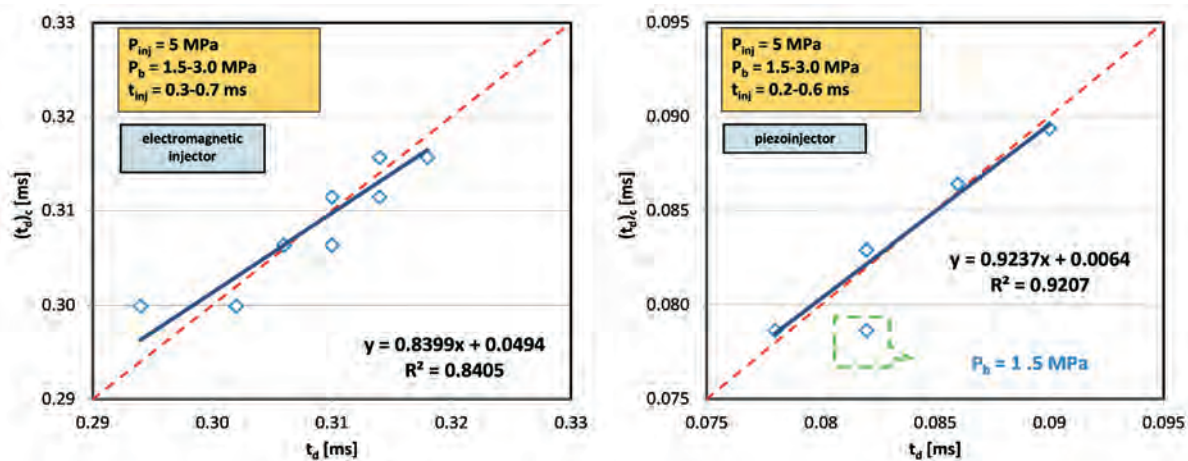


Fig. 12. The dependency of the fuel injection delay determined experimentally and analytically (conditions of the analysis are given in the figure)

Rys. 12. Zależność określonego doświadczalnie i analitycznie opóźnienia wtrysku (warunki analizy podano na rysunku)

The result of the analysis presented in Figure 12 is a conclusion that the highest independence from the injection times exhibit piezoelectric injectors (a much greater number of identical points of delay in Figure 12b).

From the analysis shown in the Figure 12 it ensues that the model describing fuel injection delay for solenoid injectors at a pressure of 5 MPa is encumbered with higher errors than the model for the piezoelectric injectors. It is indicated by the coefficient of determination R^2 amounting, respectively, to 0.84 and 0.92.

The full analysis of the parameters of fuel injection delay and the process of optimisation are presented in Table 5. From the analysis it is noticeable that the fuel flow delays are much shorter for piezoelectric injectors than for solenoid ones. The delay time of fuel injection for a solenoid injector is about 3.5 times longer than for the piezoelectric injector.

7. Summary

Based on the experimental results and its interpretations some observations and conclusions were formulated:

1. An electric and optical analysis of the gasoline injection delay makes it possible to determine the parameters characterising the process. From the results of experimental studies were obtained different times of fuel injection delay relating to solenoid and piezoelectric injectors.

7. Wnioski

Na podstawie wyników badań eksperymentalnych sformułowano następujące wnioski:

1. Analiza elektryczna i optyczna opóźnienia wtrysku benzyny umożliwia wyznaczenie wielkości charakteryzujących ten proces. W wyniku badań eksperymentalnych uzyskano odmienne czasy opóźnienia wtrysku paliwa dla wtryskiwaczy elektromagnetycznych i piezoelektrycznych.
2. Opóźnienie otwarcia wtryskiwaczy można opisać modelami matematycznymi, w których uwzględnia się ciśnienie paliwa. Analiza działania wtryskiwaczy elektromagnetycznych wskazuje na zmniejszenie czasu opóźnienia wypływu paliwa z wtryskiwacza wraz ze zwiększaniem ciśnienia paliwa (w zakresie 5–20 MPa). Opóźnienie wypływu paliwa z wtryskiwaczy piezoelektrycznych odnotowano jedynie w zakresie 5–10 MPa. Przy dalszym zwiększaniu ciśnienia paliwa opóźnienie jest stałe (niezależne od jego wartości).
3. Przy ciśnieniu 5 MPa opóźnienie czasu działania wtryskiwaczy elektromagnetycznych jest proporcjonalne do przeciwności ciśnienia powietrza. Każde zwiększenie przeciwności ciśnienia powietrza ΔP_b o 0,5 MPa wywołuje zwiększenie czasu opóźnienia wypływu paliwa o 5,3 μ s.
4. Przy małych wartościach ciśnienia paliwa (5 MPa) opóźnienie czasu działania wtryskiwaczy piezoelektrycznych

- A delay in opening injectors can be described with the use of mathematical models in which the fuel pressure is taken into account. The analysis of the operation of the solenoid injector indicates reduction of the fuel flow delay time from the injector with the increasing fuel pressure (within the range from 5 to 20 MPa). Fuel injection delay for piezoelectric injectors was reported only in the range of 5–10 MPa. For further increase of the fuel pressure, the delay was constant (independent of its value).
- At a pressure of 5 MPa the delay time for solenoid injectors is proportional to the backpressure of air. Any increase in the backpressure the air ΔP_b by 0.5 MPa increases the time of fuel flow delay by 5.3 μs .
- At low values of pressure (5 MPa) the delay time for piezoelectric injectors is also proportional to the backpressure of air. Any increase in the backpressure the air P_b by 0.5 MPa increases the time of fuel flow delay by 3.5 μs .
- The delay time of fuel injection for a solenoid injector for the same conditions of supply (P_{inj} , P_b) is about 3 times longer than for a piezoelectric injector. Both types of injectors tend to reduce delays when increasing the fuel flow pressure and to increase this delay with increasing medium backpressure (only at low differential pressure in the injector and $-P_{inj} = 55$ MPa).

Bibliography/Literatura

- Achleitner, E., Bäcker, H., Funaioli, A. Direct injection systems for Otto engines. *SAE Technical Paper* 2007-01-1416, 2007, doi:10.4271/2007-01-1416.
- Cheng, Q., Zhang, Z., Xie, N. Power losses and dynamic response analysis of ultra-high speed solenoid injector within different driven strategies. *Applied Thermal Engineering*. 2015, 91, 611-621. doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.08.053.
- Ferrari, A., Mittica, A., Spessa, E. Benefits of hydraulic layout over driving system in piezo-injectors and proposal of a new-concept CR injector with an integrated Minirail. *Applied Energy*, 2013, 103, 243-255.
- Gasoline systems high-pressure solenoid injector HDEV5. products.bosch-mobility-solutions.com (accessed 17.09.2016).
- Macian, V., Payri, R., Ruiz, S. et al. Experimental study of the relationship between injection rate shape and Diesel ignition using a novel piezo-actuated direct-acting injector. *Applied Energy*. 2014, 118, 100-113.
- Sim, J., Badra, J., Elwardany, A., Im, H. Spray modeling for outwardly-opening hollow-cone injector. *SAE Technical Paper* 2016-01-0844, 2016, doi:10.4271/2016-01-0844.
- Skowron, M., Pielecha, I. Ocena rozbieżności między sygnałami wymuszenia i rzeczywistej odpowiedzi wtryskiwaczy w układach bezpośredniego wtrysku paliw ciekłych. *Combustion Engines*. 2015, 3(162), 327-334.
- Skowron, M., Pielecha, I., Wisłocki, K. Transient states analysis of CI engine injectors with the use of optical methods. Publishing IOP Conf. Series: *Materials Science and Engineering* 2016, 148, 012085, doi:10.1088/1757-899X/148/1/012085.
- Tsai, W.-C., Yu, P.-C. Design of the electrical drive for the high-pressure GDI injector in a 500cc motorbike engine. *International Journal of Engineering and Industries*. 2011, 2(1), 70-83.
- Zhang, X., Palazzolo, A., Kweon, C., Thomas, E. et al. Direct fuel injector power drive system optimization. *SAE Int. J. Engines*. 2014, 7(3), doi:10.4271/2014-01-1442.

jest również proporcjonalne do przeciwcisnienia powietrza. Każde zwiększenie przeciwcisnienia powietrza ΔP_b o 0,5 MPa wywołuje zwiększenie czasu opóźnienia wypływu paliwa o 3,5 μs .

- Opóźnienie wypływu paliwa z wtryskiwaczy elektromagnetycznych przy tych samych warunkach zasilania (P_{inj} , P_b) jest około 3-krotnie większe niż wtryskiwaczy piezoelektrycznych. Oba typy wtryskiwaczy wykazują tendencję do zmniejszenia opóźnienia wypływu paliwa podczas zwiększania ciśnienia zasilania oraz zwiększenia tego opóźnienia przy zwiększaniu przeciwcisnienia ośrodka (jedynie przy małej różnicy ciśnienia we wtryskiwaczu i ośrodku – $P_{inj} = 55$ MPa).

Nomenclature/Oznaczenia

ET	Energizing Time/wymuszony czas trwania wtrysku paliwa
P_b	air backpressure/przeciwcisnienie ośrodka
P_{inj}	fuel injection pressure/ciśnienie wtrysku paliwa
SIDI	Spark Ignition Direct Injection/silniki o zapłonie iskrowym z bezpośrednim wtryskiem paliwa
MPI	Multi Point Injection/wielopunktowy wtrysk paliwa
t_d	total delay time of fuel injection/czas całkowitego opóźnienia wypływu paliwa z wtryskiwacza
t_e	electric delay time/czas elektrycznego opóźnienia wypływu paliwa
t_h	hydraulic delay time/czas hydraulicznego opóźnienia wypływu paliwa
t_{inj}	injection time, $t_{inj} = ET$ /czas wtrysku, przyjęto, że t_{inj} jest równy ET

The research presented in this paper was performed within Statutory Activities Project no. 05/52/DSPB/0246-2016 at Poznan University of Technology.

Ireneusz Pielecha, DSc., DEng. – professor in the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology.

Dr hab. inż. Ireneusz Pielecha, prof. PP – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: ireneusz.pielecha@put.poznan.pl



Maciej Skowron, MEng. – postgraduate in the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology.

Mgr inż. Maciej Skowron – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: maciej.skowron@put.poznan.pl



Prof. Krzysztof Wisłocki, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Krzysztof Wisłocki – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: krzysztof.wislocki@put.poznan.pl



A new generation of F1 race engines – hybrid power units

The paper aims at reviewing the evolution of the F1 engine technology and the associated regulatory framework governing the sport over the last 10 years. Technical regulations, in force since 2014, replaced the 2.4-liter V8 naturally aspirated engines with sophisticated hybrid units such as the 1.6-liter V6 turbocharged engines supported with energy-management and recovery systems. Since 2014 the fundamental trend in the development of powertrains has been the advancement of their efficiency. Due to the fact that the fuel flow rate has been restricted, the maximum performance is now entirely dependent on the engine efficiency.

Key words: F1 race engines, hybrid powertrains, turbocharging, energy recovery systems, engine efficiency

Nowa generacja silników samochodów wyścigowych F1 – hybrydowe zespoły napędowe

W artykule zaprezentowano przegląd rozwoju technologii silników samochodów wyścigowych F1 i związane z nimi przepisy oraz regulacje w okresie ostatnich dziesięciu lat. Obowiązujące od 2014 r. przepisy techniczne wprowadziły w miejsce używanych do końca 2013 r. wolnossących silników V8 o objętości skokowej 2,4 dm³, złożone hybrydowe zespoły napędowe, obejmujące turbodoładowane silniki V6 o objętości skokowej 1,6 dm³ wspomagane przez systemy zarządzania i odzyskiwania energii. Od roku 2014 podstawowym kierunkiem rozwoju zespołów napędowych jest ich sprawność; ponieważ wielkość zużycia paliwa została zmniejszona, więc poprawa osiągnięć zespołów napędowych jest całkowicie uzależniona od ich sprawności.

Słowa kluczowe: silniki F1, hybrydowe zespoły napędowe, turbodoładowanie, systemy odzyskiwania energii, sprawność silników

1. Introduction

The fundamental trend in the development of F1 engines of all generations has been their performance including, in particular, the maximum power and the maximum effective power in the engine speed range of ± 3000 rpm against the engine speed of the maximum power. The attempts to obtain the highest maximum torque or a high torque at low engine speeds are of secondary significance [1].

The effective power N_e may be expressed as a function of the airflow rate, the corresponding energy from the combusted fuel and the thermal efficiency through the following relation:

$$N_e = \underbrace{\left(\eta_{vol} \frac{\rho Z S V_p}{4} \right)}_{\text{air flow rate}} \cdot \underbrace{\left(\frac{Q_F}{\lambda \cdot AFR_{st}} \right)}_{\text{energy flow rate / air mass unit}} \cdot \eta_{th}$$

where: η_{th} – engine thermal efficiency, η_{vol} – engine volumetric efficiency, ρ – air density, Z – number of cylinders, S – cross-section area of the piston ($\pi D^2/4$), where D – cylinder diameter, V_p – average piston velocity, Q_F – fuel calorific value, AFR_{st} – stoichiometric excess air coefficient of the air/fuel mixture, λ – relative excess air coefficient of the air/fuel mixture.

The above relation indicates that, for the engine characterized with the fuel calorific value and its thermal efficiency, increasing the maximum power may be obtained through increasing the flow rate of the air supplied to the engine, hence increasing the average piston velocity, piston diameter

1. Wstęp

Podstawowym kierunkiem rozwoju wszystkich generacji silników F1 były i są maksymalne osiągi, w których szczególne znaczenie odgrywa moc maksymalna i jak najwyższa moc użyteczna w zakresie prędkości obrotowej ± 3000 obr/min względem prędkości obrotowej mocy maksymalnej. Dążenie do osiągania jak najwyższego momentu obrotowego silnika lub wysokiego momentu obrotowego w zakresie niskich prędkości obrotowych ma drugorzędne znaczenie [1].

Moc użyteczna N_e może być wyrażona jako funkcja wielkości natężenia przepływu powietrza, odpowiadającej mu energii pochodzącej ze spalania paliwa i sprawności cieplnej, za pomocą zależności:

$$N_e = \underbrace{\left(\eta_{vol} \frac{\rho Z S V_p}{4} \right)}_{\text{natężenie przepływu powietrza}} \cdot \underbrace{\left(\frac{Q_F}{\lambda \cdot AFR_{st}} \right)}_{\text{natężenie przepływu energii / jednostkę masy powietrza}} \cdot \eta_{th}$$

gdzie: η_{th} – sprawność cieplna silnika, η_{vol} – sprawność objętościowa silnika, ρ – gęstość powietrza, Z – liczba cylindrów, S – powierzchnia przekroju tłoka ($\pi D^2/4$), gdzie D to średnica cylindra, V_p – średnia prędkość tłoka, Q_F – wartość opałowa paliwa, AFR_{st} – stechiometryczny współczynnik nadmiaru powietrza mieszanki powietrzno-paliwowej, λ – względny współczynnik nadmiaru powietrza mieszanki powietrzno-paliwowej.

Powyższa zależność wskazuje, że dla scharakteryzowanego wartością opałową paliwa i sprawności cieplnej silnika,

and engine volumetric efficiency. These were typical trends in the development of naturally aspirated F1 engines aiming at boosting the engine performance [1, 2]. In the case of such high-speed naturally aspirated engines, their thermal efficiency was a compromise resulting from the efficiency reducing factors, including:

- low combustion efficiency caused by the combustion of rich mixtures
- thermal loss resulting from the application of multipoint, indirect fuel injection (PFI)
- high thermal loss resulting from the large area of the combustion chamber against its volume (the ratio of the piston displacement to the cylinder diameter of 0.4 to 0.5)
- low mechanical efficiency of high cylinder number engines.

The factors contributing to the increase in the thermal efficiency were:

- intense charge swirls in the engine combustion chambers caused by very high engine speeds, which allowed obtaining sufficient charge combustion rate in a very limited and short time
- high engine speeds, good for high compression ratios and, at the same time, preventing premature ignition and knocking combustion
- high flame propagation rate in the charge, whose relative excess air coefficient fell in the range from 0.75 to 0.9.

In 2006, FIA introduced new F1 engine technical regulations. It assumed a use of four stroke naturally aspirated engines of the displacement limited to 2400 cm³ and the number of cylinders not greater than 8 in a V 90° configuration. Two intake valves and two exhaust valves per cylinder were required; the maximum cylinder diameter was reduced to 98 mm, hence the resultant piston stroke of 39.8 mm. The distance between the cylinders was set at 106.5 mm. The minimum engine weight was reduced to 95 kg and variable geometry intake and exhaust systems were not permitted. Engines with indirect injection could only have a single injector and a single spark plug per cylinder [3, 4]. FIA also introduced restrictions regarding the applicable materials in the construction of the engine components and subassemblies. These materials were confined to iron, aluminum and titanium alloys with the previously applied magnesium alloys and ceramic materials excluded. As a result, the maximum engine power reached above 555 kW at the engine speed exceeding 19 000 rpm. Aiming at a reduction of costs, in 2007 the development of the engine design was frozen and the maximum engine speed was limited to 19 000 rpm. In 2009, it was further limited to 18 000 rpm [5–8]. As a result, the engine power output was approx. 535 kW to 545 kW (in 2013). In 2009 KERS (*Kinetic Energy Recovery System*), applied during vehicle braking, was admitted for use. In 2009 however, the use of this system was not obligatory and in 2010 this idea was abandoned. In 2011, the idea returned and the equipment was obligatory again. Such a system was applicable until 2013. It admitted the use of 400 kJ of recovered kinetic energy per each lap, which gave additional power of 60 kW in the time of 6.7 s on the lap [2, 3, 5–10].

podwyższanie mocy maksymalnej może być osiągnięte przez zwiększenie natężenia przepływu powietrza dostarczanego do silnika, a zatem przez zwiększenie średniej prędkości tłoka, średnicy cylindra i sprawności objętościowej silnika. Były to dotychczas typowe kierunki rozwoju wolnossących silników F1 w celu zwiększenia ich osiągnięć [1, 2]. W odniesieniu do takich, wysokoobrotowych silników wolnossących ich sprawność cieplna stanowiła kompromis wynikający z czynników, które nie sprzyjały jej podnoszeniu, w tym:

- mała sprawność spalania spowodowana spalaniem „bogatych” mieszanek
- straty cieplne wynikające ze stosowania wielopunktowego, pośredniego wtrysku paliwa (PFI)
- duże straty cieplne wynikające z dużych powierzchni komór spalania, względem ich objętości (stosunek skoku tłoka do średnicy cylindra rzędu 0,4 do 0,5)
- mała sprawność mechaniczna silników o dużej liczbie cylindrów.

Czynnikami sprzyjającymi zwiększeniu sprawności cieplnej były:

- intensywne zawirowanie ładunku mieszanki w komorach spalania silnika, spowodowane bardzo dużymi prędkościami obrotowymi silników, co pozwalało na osiągnięcie wystarczającej prędkości spalania ładunku mieszanki w ograniczonym, bardzo krótkim czasie
- duże prędkości obrotowe silników sprzyjające stosowaniu wysokich stopni sprężania, a zarazem utrudniające powstawanie zjawisk przedwczesnego zapłonu i spalania stukowego
- duża prędkość rozprzestrzeniania się frontu płomienia w ładunku mieszanki palnej, której względny współczynnik nadmiaru powietrza zawierał się w granicach 0,75 do 0,9.

W roku 2006 FIA wprowadziła nowy regulamin techniczny dotyczący silników F1. Zakładał on stosowanie silników wolnossących, czterosuwowych o objętości skokowej ograniczonej do 2400 cm³ i liczbie cylindrów nie większej niż 8, w układzie V 90°. Każdy cylinder musiał być wyposażony w 2 zawory dolotowe i 2 wylotowe; maksymalna średnica cylindra została zmniejszona do 98 mm, a zatem wynikowy skok tłoka wynosił 39,8 mm. Rozstaw osi cylindrów ustalono na 106,5 mm. Minimalną masę silnika zmniejszono do 95 kg i zakazano stosowania układów dolotowych i wylotowych o zmiennej geometrii. Silniki z pośrednim wtryskiem paliwa mogły być wyposażone tylko w jeden wtryskiwacz paliwa i jedną świecę zapłonową na każdy cylinder [3, 4]. FIA wprowadziła też ograniczenia dotyczące materiałów, które mogły być stosowane do budowy elementów i podzespołów silnika. Mogły to być jedynie stopy żelaza, aluminium i tytanu, z wyłączeniem wcześniej stosowanych stopów magnezu, materiałów ceramicznych itp. W efekcie tego maksymalna moc silników wynosiła powyżej 555 kW przy prędkości obrotowej przekraczającej 19 000 obr/min. Dążąc do obniżenia kosztów w 2007 r. rozwój konstrukcji silników został „zamrożony”, przy czym maksymalną prędkość obrotową silników ograniczono do 19 000 obr/min, a następnie w 2009 r. do 18 000 obr/min [5–8]. W rezultacie

At the same time, aiming at further cost reduction, increasingly stringent requirements regarding engine durability were introduced, gradually reducing the number of engines that could be used by each driver in a season. In the years 2009–2013, this was 8 engines per season, which corresponded to the engine mileage of approx. 2500 km.

In 2010, FIA decided to introduce new regulations and significant changes in the F1 engine design that were to become applicable from 2013. Taking the environmental aspects into account, whose increasing impact on the advancement of automotive industry is growing, attempts were made to introduce new F1 engines of design closer to those used in general automotive sector (including their downsizing). The new regulations also aimed at motivating carmakers to invest in the design of F1 engines, keeping in mind that these works could constitute an experimental fundament for the development of a variety of solutions and technologies, part of which would most likely find commercial application. Initially, FIA assumed a replacement of naturally aspirated V8 engines with four cylinder ones of the displacement of 1.6 dm³ and the maximum engine speed restricted to 12 000 rpm. The changes were to be applied from 2013. Following numerous protests of the engine manufacturers, it was finally agreed that from 2014, V6 engines would be applied of the displacement of 1.6 dm³ and the maximum engine speed of 15 000 rpm.

Attempting to maintain the performance of the V8 naturally aspirated engines (at the end of season 2013 reaching 545 kW), the V6 engines of the displacement of 1.6 dm³ were turbocharged and direct injected to produce approx. 425 kW of maximum power. This meant an increase in the maximum power output from 1 dm³ from approx. 227 kW (naturally aspirated engines) to 266 kW (turbocharged engines) [1, 2]. The missing 120 kW of maximum power output of the turbocharged engines was to be compensated by the application of advanced energy recuperation system (ERS). A power unit was built of the initially assumed power output of 545 kW. At that time, the assumptions were made that these turbocharged engines might potentially reach as much as 475 kW to 525 kW, taking into account the reduction of the fuel rate to 100 kg/h above the engine speed of 10 500 rpm.

Figure 1 presents a comparison of the course of the mean effective pressure (BMEP) obtained by turbocharged F1 engines in 1987, when the maximum charging pressure was limited to 4 bar and in 1988, when the maximum charging pressure was limited to 2 bar, with two versions of target characteristics of the course of mean effective pressure of the newly introduced 1.6 dm³ V6 turbocharged engines [2, 13]. Additionally, the figure also presents an approximate boundary curve of the mean effective pressure obtained by naturally aspirated V8 F1 engines of the displacement of 2.4 dm³ used in 2013 [2, 13].

From the analysis of the figure, it results that the previous generation of 1.5 dm³ turbocharged F1 engines used in the second half of the 1980s of the last century, obtained the mean effective pressure exceeding 55 bar (with the charging

moc maksymalna silników wynosiła około 535 kW do 545 kW (2013 r.). W roku 2009 dopuszczono możliwość stosowania systemu odzyskiwania energii kinetycznej KERS (*Kinetic Energy Recovery System*), wytracanej podczas hamowania samochodu. Jednak w 2009 r. stosowanie tego systemu nie było obowiązkowe, w 2010 r. odstąpiono od jego stosowania. W roku 2011 powrócono do niego jako wyposażenia obowiązkowego. System taki obowiązywał do 2013 r. Dopuszczał on możliwość wykorzystywania 400 kJ odzyskanej energii kinetycznej na jednym okrążeniu, co dawało dodatkową moc 60 kW w czasie 6,7 s na okrążeniu [2, 3, 5–10]. Równocześnie w dążeniu do dalszego zmniejszania kosztów wprowadzano coraz ostrzejsze wymagania w zakresie trwałości silników, stopniowo zmniejszając liczbę silników, jaka mogła być wykorzystywana przez każdego kierowcę w czasie jednego sezonu wyścigowego. W latach 2009–2013 było to 8 silników na sezon, co odpowiadało przebiegowi silnika około 2500 km.

W roku 2010 FIA zdecydowała o konieczności wprowadzenia nowych przepisów i dużych zmian w zakresie konstrukcji silników F1, które miały obowiązywać od 2013 r. Biorąc pod uwagę względy ekologiczne, mające coraz większy wpływ na rozwój powszechnej motoryzacji, dążono do wprowadzenia w F1 nowych jednostek napędowych o konstrukcji zbliżonej do silników ogólnie stosowanych w motoryzacji, z uwzględnieniem ich downsizingu. Miało to też zachęcić dużych producentów samochodów do inwestowania w budowę jednostek napędowych F1, mając na uwadze, że ich rozwój może stanowić bazę doświadczalną dla opracowywania różnych rozwiązań i technologii, z których część zapewne znajdzie zastosowanie w silnikach użytkowych. Początkowo FIA zakładała zastąpienie wolnossących silników V8 jednostkami 4-cylindrowymi o objętości skokowej 1,6 dm³ i maksymalnej prędkości obrotowej ograniczonej do 12 000 obr/min. Zmiany miały obowiązywać od 2013 r. Jednak na skutek licznych protestów dotychczasowych producentów silników, ostatecznie ustalono, że od 2014 r. stosowane będą silniki V6 o objętości skokowej 1,6 dm³ i maksymalnej prędkości obrotowej ograniczonej do 15 000 obr/min.

Dążąc do zachowania osiągnięć zbliżonych do osiągnięć dotychczas stosowanych silników wolnossących V8, rozwijających pod koniec sezonu 2013 około 545 kW, silniki V6, o objętości 1,6 dm³ miały być wyposażone w turbodoładowanie oraz bezpośredni wtrysk paliwa i, jak prognozowano, rozwijać około 425 kW mocy maksymalnej. To oznaczało wzrost mocy maksymalnej z 1 dm³ objętości skokowej silnika z około 227 kW (dla silników wolnossących) do 266 kW (dla silników turbodoładowanych) [1, 2]. Brakujące 120 kW mocy maksymalnej silników turbodoładowanych miało być dostarczane dzięki zastosowaniu połączonego z nimi zaawansowanego systemu odzyskiwania energii (ERS). Powstawał w ten sposób zespół napędowy o, jak początkowo zakładano, mocy maksymalnej 545 kW. Wówczas zakładano też, że potencjalne możliwości rozwojowe nowych turbodoładowanych silników mogą doprowadzić do uzyskania mocy maksymalnej od 475 kW do 525 kW, biorąc pod

pressure limited to 4 bar) compared to 15–16 bar of the mean effective pressure obtained by 2.4 dm³ naturally aspirated V8 engines used until 2013. The courses of changes of the mean effective pressure, presented in Fig. 1, for two versions of modern 1.6 dm³ turbocharged V6 engines, were determined assuming the maximum engine power output of 475 kW and 525 kW alternatively and the maximum engine speed limited to 15 000 rpm.

In Figure 2 the characteristics of the maximum torque of the above-described F1 engines have been presented. For the 1.5 dm³ turbocharged F1 engines of 1987 (maximum charging pressure limited to 4 bar), the maximum torque reached approx. 680 N·m, while for the naturally aspirated V8 engines of 2013 it was slightly above 300 N·m [2, 13]. The forecasted maximum torques for the 1.6 dm³ turbocharged V6 engines introduced in 2014 are approx. 380 N·m (engine of the maximum power output of 525 kW, Fig. 2) and approx. 365 N·m (engine of the maximum power output of 475 kW, Fig. 2).

The forecasted maximum power output characteristics for two performance versions of the newly introduced (from 2014) V6 turbocharged engines have been compared in Fig. 3. This figure also presents the characteristics of the maximum power output of the 1.5 dm³ F1 engine that, for the charging pressure limited to 4 bar, reached approx. 750

uwagę wprowadzenie zmniejszenia maksymalnej wielkości natężenia paliwa zasilającego silnik do 100 kg/h powyżej prędkości obrotowej silnika 10 500 obr/min.

Na rysunku 1 przedstawiono porównanie przebiegu średniego ciśnienia użytecznego (BMEP) osiąganego w turbodoładowanych silnikach F1 z 1987 r., gdy maksymalne ciśnienie doładowania było ograniczone do 4 bar, i z 1988 r., kiedy ciśnienie doładowania ograniczono do 2 bar, z dwoma wersjami docelowych, zakładanych charakterystyk przebiegu średniego ciśnienia użytecznego nowo wprowadzanych silników turbodoładowanych V6 o objętości skokowej 1,6 dm³ [2, 13]. Dodatkowo na rysunku przedstawiono też przybliżoną krzywą graniczną średniego ciśnienia użytecznego osiąganego przez wolnossące silniki F1, V8 o objętości skokowej 2,4 dm³ stosowane w 2013 r. [2, 13].

Z analizy rysunku wynika, że poprzednia generacja turbodoładowanych silników F1, o objętości skokowej 1,5 dm³, używanych w drugiej połowie lat osiemdziesiątych ubiegłego wieku, osiągała średnie ciśnienia użyteczne nawet powyżej 55 bar (przy ciśnieniu doładowania ograniczonym do 4 bar), w porównaniu do 15–16 bar średniego ciśnienia użytecznego osiąganego przez wolnossące silniki V8, o objętości skokowej 2,4 dm³ stosowane do 2013 r. Przedstawione na rys. 1 przebiegi zmian średniego ciśnienia użytecznego dla dwóch wersji współczesnych turbodoładowanych silników

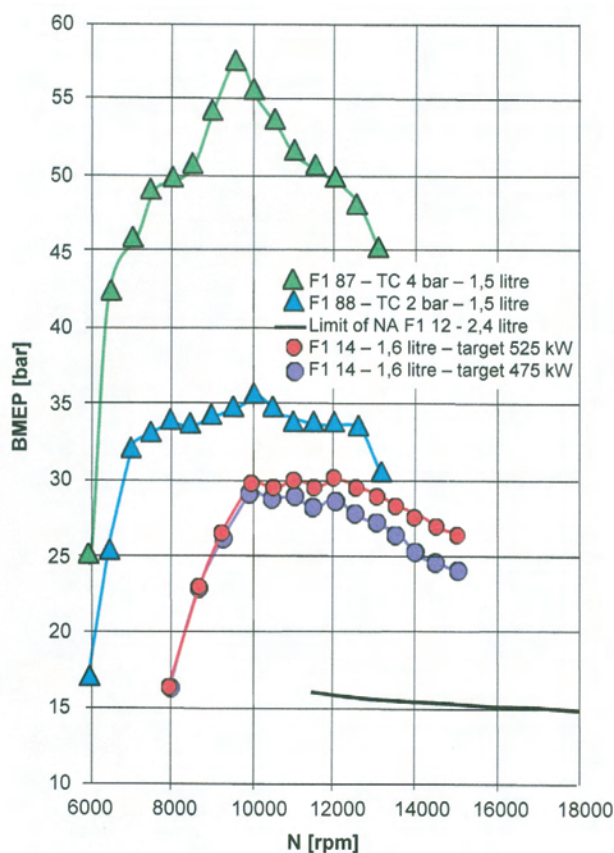


Fig. 1. Comparison of the BMEP of the turbocharged F1 engines of the mid – eighties with that of the modern F1 turbocharged engines [2, 13]

Rys. 1. Porównanie średniego ciśnienia użytecznego silników F1: „turbo” z połowy lat 80. XX w. z obecnymi silnikami „turbo”

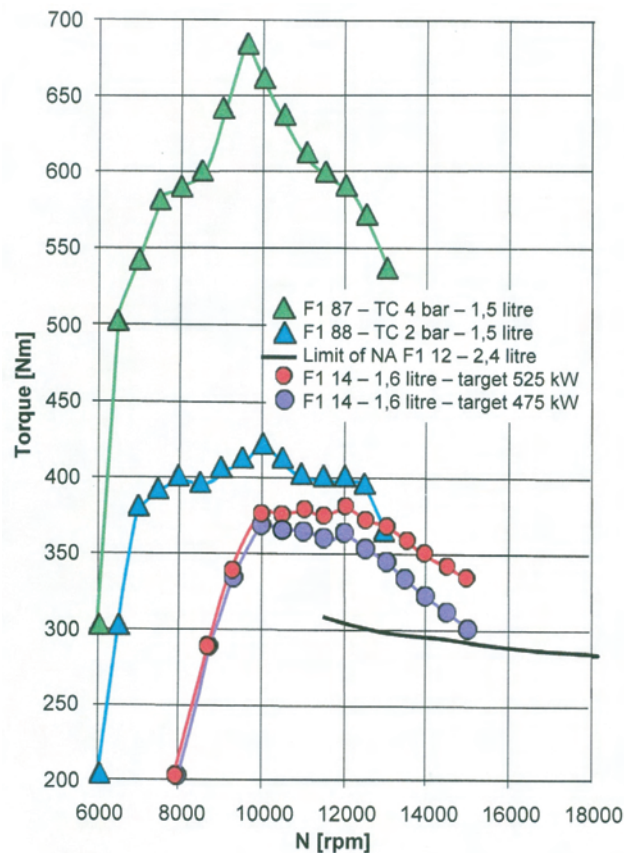


Fig. 2. Comparison of the torque of the turbocharged F1 engines of the mid – eighties and that of the modern F1 turbocharged engines [2, 13]

Rys. 2. Porównanie wielkości momentu obrotowego silników F1: turbo z połowy lat 80. XX w. z obecnymi silnikami „turbo”

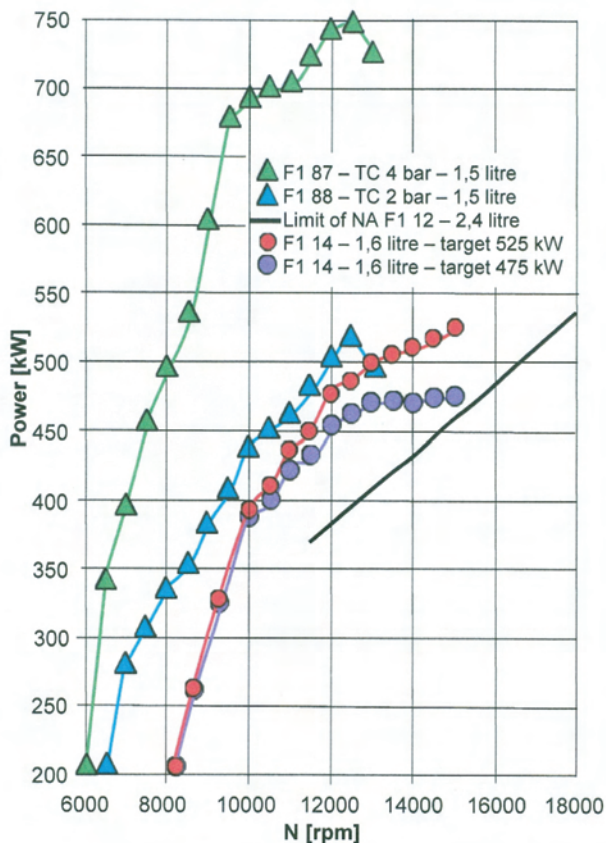


Fig. 3. Comparison of the power outputs of the turbocharged F1 engines of the mid – eighties and those of the modern F1 turbocharged engines [2, 13]

Rys. 3. Porównanie wielkości mocy silników F1: „turbo” z połowy lat 80. XX w. z obecnymi silnikami „turbo”

kW and the boundary curve of the power output of the 2.4 dm³ naturally aspirated V8 engines, that amounted to 545 kW [2, 12, 13].

2. F1 powertrains – 2014

Technical regulations applicable since 2014 put a lot of pressure on the fuel efficiency. As a consequence, the amount of fuel used during the race was reduced to 100 kg per vehicle, while the maximum mass fuel flow rate at the engine speed equal or greater than 10 500 rpm could exceed 100 kg/h and, for the engine speeds below 10 500 rpm, the amount calculated from the formula $Q_m [kg/h] \leq 0.009 \cdot n [rpm] + 5.5$ [15].

In previously applied (until 2013) 2.4 dm³ naturally aspirated v8 engines there were no restrictions in the fuel consumption and its mass flow rate reached 170 kg/h. The introduction of such stringent limits in the fuel consumption has led to a fundamental change in the trend of development of engines, in which the improvement in performance could be done by improving its efficiency. The application of turbocharging and the restriction of the maximum engine speed to 15 000 rpm resulted in an obstacle in increasing the engine performance, which was the necessity to boost the knocking resistance compared to the previously applied high-speed (limited to 18 000 rpm) naturally aspirated engines.

V6, o objętości skokowej 1,6 dm³, określono przy założeniu maksymalnej mocy silnika, wynoszącej alternatywnie 475 kW i 525 kW oraz maksymalnej prędkości obrotowej silnika ograniczonej do 15 000 obr/min.

Na rysunku 2 porównano charakterystyki maksymalnego momentu obrotowego opisanych wyżej silników F1. Dla turbodoładowanych silników F1 z 1987 r. o objętości skokowej 1,5 dm³ (maksymalne ciśnienie doładowania ograniczone do 4 bar) maksymalny moment obrotowy osiągał około 680 N·m, podczas gdy w wolnossących silnikach V8 stosowanych w 2013 r. tylko niewiele powyżej 300 N·m [2, 13]. Prognozowane, maksymalne momenty obrotowe dla wprowadzanych w 2014 r. turbodoładowanych silników V6 o objętości skokowej 1,6 dm³ to około 380 N·m dla wersji silnika o mocy maksymalnej 525 kW i około 365 N·m dla silnika o mocy maksymalnej 475 kW (rys. 2).

Prognozowane charakterystyki mocy maksymalnych dla dwóch wersji osiągnęły nowo wprowadzanych, od roku 2014, silników turbodoładowanych V6 porównano na rys. 3. Na rysunku tym przedstawiono też charakterystyki mocy maksymalnej 1,5 dm³ silników F1, która dla ciśnienia doładowania ograniczonego do 4 bar osiągała około 750 kW, oraz graniczną krzywą mocy maksymalnej wolnossących silników V8, o objętości skokowej 2,4 dm³, która wynosiła około 545 kW [2, 12, 13].

2. Zespoły napędowe F1 – 2014

Obowiązujące od 2014 r. przepisy techniczne kładą duży nacisk na oszczędność paliwa. W konsekwencji ilość zużywanego podczas wyścigu paliwa zmniejszono do 100 kg na samochód, podczas gdy maksymalne, masowe natężenie przepływu paliwa zasilającego silnik przy prędkości obrotowej równej lub wyższej od 10 500 obr/min nie może przekraczać 100 kg/h, a dla prędkości obrotowych silnika poniżej 10 500 obr/min nie może być większe niż ilość obliczona według wzoru $Q_m [kg/h] \leq 0,009 \cdot n [obr/min] + 5,5$ [15].

We wcześniej stosowanych, do 2013 r., wolnossących silnikach V8 o objętości skokowej 2,4 dm³ nie było żadnych ograniczeń w zakresie wielkości zużycia paliwa, a jego maksymalne, masowe natężenie, z jakim był zasilany silnik osiągało do 170 kg/h. Wprowadzenie tak drastycznych ograniczeń w zakresie wielkości zużycia paliwa doprowadziło do zasadniczej zmiany kierunku rozwoju silników, w których wzrost osiągnęły może odbywać się przede wszystkim przez poprawę ich sprawności. Zastosowanie turbodoładowania i ograniczenie maksymalnej prędkości obrotowej silników do 15 000 obr/min oznaczało, że głównym ograniczeniem w zwiększaniu osiągnęły takich silników będzie konieczność podwyższenia odporności na spalanie stukowe, względem wcześniej stosowanych wysokoobrotowych (ograniczenie do 18 000 obr/min) silników wolnossących. Rozwiązania tego problemu należało poszukiwać w zwiększeniu prędkości spalania ładunku, zmniejszaniu temperatury mieszanki paliwowo-powietrznej, czemu sprzyjał bezpośredni wtrysk paliwa – pozwalał on równocześnie na wzrost stopnia sprężania – oraz w zwiększaniu wartości opałowej paliwa przez zmiany jego składu w zakresie dopuszczalnym przez obowiązujące przepisy.

The solutions to the problem had to be sought in increasing the charge combustion rate and reducing the temperature of the air/fuel mixture, which was facilitated by the application of direct injection. Direct injection allowed increasing the compression ratio and the fuel calorific value (through changes in its composition within the limit admissible by the applicable regulations).

Maximum reduction of the time of mixture combustion caused a modification in the design of the combustion chambers compared to those of the naturally aspirated V8 2.4 dm³ engines. The fundamental modifications that were introduced in this respect were the increase in the stroke to bore ratio from approx. 0.4 for old naturally aspirated engines to approx. 0.66–0.7 for 1.6 dm³ turbocharged V6 engines [1].

The diameters of the valve caps were also reduced and the exhaust valve/intake valve diameter ratio increased from 0.8 to 1.0. This allowed increasing the flame front propagation velocity in the combustion chamber and reduced the thermal loss following the reduction of the chamber area against its volume. This also allowed an intensification of the charge swirl process inside the combustion chamber and a reduction of the time of combustion. The intake ducts inside the cylinder head were additionally modified to generate a swirl motion of the intake air and boost the charge swirl at the end of the compression stroke with a view to accelerating the combustion.

The approach to the excess air coefficient was fundamentally changed, minding the need to reduce the fuel consumption and to provide maximum improvement of the engine thermal efficiency. For new 1.6 dm³ turbocharged V6 engines, the excess air coefficient exceeds 1.1 under the conditions of maximum power compared to 0.75–0.8 for the previously used naturally aspirated V8 and older V10 engines. It allows a more complete combustion of the fuel supplied to the chambers and reduces knocking.

2.1. Design of the powertrain

According to the FIA technical regulations applicable since 2014, F1 vehicles are not only powered by an internal

Dążenie do maksymalnego skrócenia czasu spalania ładunku w komorach spalania silnika powodowało, że ich konstrukcja uległa zmianie w porównaniu do tej, jaka była stosowana w szybkoobrotowych silnikach wolnossących V8, 2,4 dm³. Podstawowymi zmianami, jakie wprowadzono w tym zakresie są przede wszystkim: wzrost stosunku skoku tłoka do średnicy cylindra z około 0,4 dla dawnych silników wolnossących do około 0,66–0,7 dla silników turbodoładowanych V6, o objętości skokowej 1,6 dm³ [1].

Zmniejszono też średnice grzybków zaworów, a stosunek wielkości średnicy zaworu wylotowego do dolotowego zwiększył się z 0,8 do 1,0. Pozwoliło to zwiększyć prędkość propagacji frontu płomienia w komorze spalania i ograniczyło straty ciepłne na skutek zmniejszenia powierzchni komory względem jej objętości. Ponadto pozwoliło to zintensyfikować proces zawirowania ładunku w komorze spalania i zmniejszyć czas procesu spalania. Dodatkowo zmodyfikowano też kanały dolotowe w głowicach silnika, tak aby wytworzyć ruch wirowy dopływającego do komór strumienia powietrza i wzmocnić zawirowanie ładunku pod koniec suwu sprężania, w celu zwiększenia szybkości procesu spalania.

Zasadniczo zmieniło się też podejście do współczynnika nadmiaru powietrza, biorąc pod uwagę konieczność oszczędzania paliwa i maksymalną poprawę sprawności cieplnej silników. Dla nowych, turbodoładowanych silników V6 o objętości skokowej 1,6 dm³, współczynnik nadmiaru powietrza przekracza 1,1 w warunkach mocy maksymalnej, w porównaniu do 0,75–0,8 dla dawnych silników wolnossących V8 i jeszcze wcześniej stosowanych V10. Umożliwia to pełniejsze spalanie dostarczonego do komór spalania paliwa i zmniejszenie tendencji do spalania stukowego.

2.1. Budowa zespołu napędowego

Zgodnie z obowiązującym od 2014 r. regulaminem technicznym FIA, obecne samochody F1 napędzane są nie tylko samym silnikiem spalinowym (ICE – *Internal Combustion Engine*), ale zespołem napędowym (PU – *Power Unit*), który został podzielony na sześć elementów składowych [15] (rys. 4).

Silnik spalinowy wewnętrznego spalania

Zgodnie z obowiązującym od 2014 r. Formuła One Technical Regulations (FIA) [15], jest to silnik tłokowy, 6-cylindrowy w układzie 90° V6, o objętości skokowej 1600 cm³ i maksymalnej prędkości obrotowej ograniczonej do 15 000 obr/min. Do zasilania silnika stosowany jest bezpośredni wtrysk paliwa, przy czym maksymalne ciśnienie wtrysku jest ograniczone do 50 MPa. Wtrysk paliwa realizowany jest przez jeden wtryskiwacz umieszczony w każdej komorze spalania silnika. Maksymalna średnica cylindra może mieć do 80 mm, a wynikowy skok tłoka to 53 mm (nie jest ograniczony). Wielkość wykorbienia wału korbowego wynosi 90 mm. Silnik jest doładowany jedną turbosprężarką. Wymagane są 4 zawory na cylinder, w tym dwa dolotowe i dwa wylotowe.

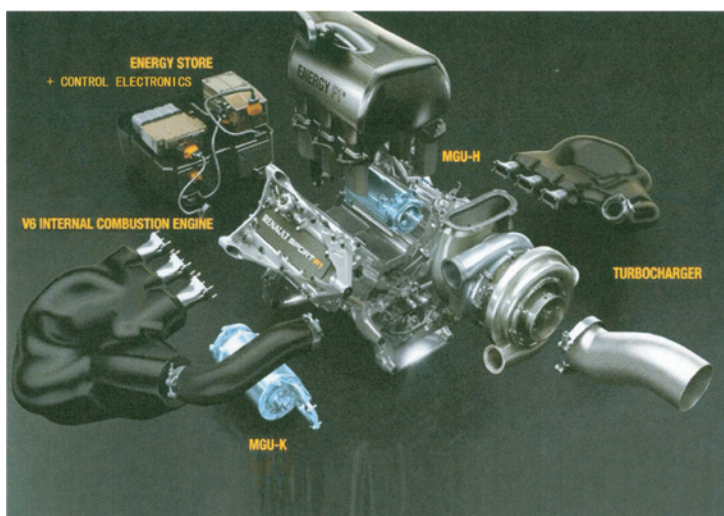


Fig. 4. F1 Power Unit components – 2014 [Renault]

Rys. 4. Elementy zespołu napędowego F1 – 2014 [Renault]

combustion engine (ICE) but a Power Unit (PU) divided into 6 components [15] (Fig. 4).

Internal Combustion Engine (ICE)

According to the Formula One Technical Regulations (FIA) [15] applicable since 2014, ICE is a 1.6 dm³ 6 cylinder piston engine in a 90° V6 configuration and a maximum engine speed restricted to 15 000 rpm. The engine is direct injected with a maximum pressure restricted to 50 MPa. The fuel injection is made via a single injector placed in each combustion chamber. The maximum cylinder diameter can reach 80 mm and the resultant piston stroke – 53 mm (not restricted). The crank height is 90 mm. The engine is fitted with a single turbocharger. Four valves per cylinder are required (two intake and two exhaust valves).

In 2014, variable geometry of the turbocharged engines was prohibited but in 2015 this ban was done away with. The maximum amount of fuel used by each vehicle in a single race is 100 kg (this is approx. 35% less compared to the amount of fuel typically consumed by naturally aspirated V8 2.4 engines used until 2013). The maximum mass fuel rate at the engine speed equal or greater than 10 500 rpm cannot exceed 100 kg/h (it is approx. 40% less compared to the amount of fuel typically consumed by naturally aspirated V8 2.4 engines used until 2013).

Turbocharger (TC)

For engine turbocharging, one single stage turbocharger of unrestricted charging pressure must be applied. The charging pressure rarely exceeds 3.5 bar (absolute pressure) due to fuel consumption limits. VGT turbochargers are not permitted, which includes any other technical solutions aiming at the control of the exhaust gas flow from the engine to the turbine. The speed of the turbocharger shaft may reach 125 000 rpm. For the control and adjustment of the turbocharger speed, a wastegate is applied (as in conventional turbochargers) as well as a thermal energy generator (MGU-H) connected to the turbocharger shaft.

Motor Generator Unit-Kinetic (MGU-K)

MGU-K is mechanically connected with the engine crankshaft through a toothed gear set of a constant ratio. According to the FIA Technical Regulations for 2014 [15], MGU-K operating as an electric motor cooperating with the combustion engine constitutes a second admissible source of the F1 vehicle propulsion. During acceleration, MGU-K operating as an electric motor, supports the engine taking its electrical energy from the battery set or from the thermal energy generator (MGU-H). When the vehicle brakes, MGU-K operates as a generator of electrical energy recovering the kinetic energy during braking. At this time, MGU-K supports the brakes in decelerating the vehicle and reducing the dissipation of thermal energy of braking. The maximum power of MGU-K is restricted to 120 kW, the maximum torque to 200 N·m and its speed to 50 000 rpm. During a single lap, a maximum of 4 MJ of electrical energy can be used supplied from the battery set to MGU-K, which corresponds to 120 kW of additional power for 33.3 s. The maximum amount

W roku 2014 zabronione było stosowanie zmiennej geometrii układu dolotowego, ale w 2015 r. ograniczenie to zniesiono. Maksymalna ilość paliwa zużywanego przez każdy samochód w pojedynczym wyścigu to 100 kg (jest to około 35% mniej w stosunku do ilości paliwa przeciętnie zużywanej przez wolnossące silniki V8, 2,4 litra stosowane do 2013 r.). Maksymalne masowe natężenie przepływu paliwa zasilającego silnik przy prędkości obrotowej równej lub wyższej od 10 500 obr/min nie może przekraczać 100 kg/h (jest to około 40% mniej w stosunku do ilości paliwa przeciętnie zużywanej przez wolnossące silniki V8, 2,4 litra stosowane do 2013 r.).

Turbosprężarka

Do doładowania silnika musi być stosowana wyłącznie pojedyncza, jednostopniowa turbosprężarka o nieograniczonym ciśnieniu doładowania, ale ze względu na ograniczoną wielkość zużycia paliwa, zwykle nie przekracza ono 3,5 bar (ciśnienie absolutne). Zabronione jest stosowanie zmiennej geometrii kierownic turbiny (VGT) i jakichkolwiek rozwiązań technicznych mających na celu regulację przepływu gazów spalinowych kierowanych z silnika do turbiny turbosprężarki. Prędkość obrotowa wału turbosprężarki może osiągać 125 000 obr/min. Do regulacji i kontroli prędkości obrotowej turbosprężarki stosowany jest, połączony z jej wałem, generator do odzyskiwania energii cieplnej (MGU-H) oraz, tak jak w konwencjonalnych turbosprężarkach, zawór upustowy spalin.

Zespół silnika elektrycznego i generatora (prądnicy) odzyskującej energię kinetyczną z hamowania – motogenerator energii kinetycznej

Zespół MGU-K jest mechanicznie połączony z wałem korbowym silnika przez przekładnię zębatą o stałym przełożeniu. Zgodnie z Regulaminem Technicznym FIA na rok 2014 [15], MGU-K pracujący jako silnik elektryczny, współdziałający z silnikiem spalinowym, stanowi drugie, dozwolone źródło napędu bolidu F1. Podczas przyspieszania bolidu MGU-K jako silnik elektryczny wspomaga silnik spalinowy, czerpiąc energię elektryczną z zespołu akumulatorów gromadzących energię elektryczną i/lub z generatora (prądnicy) energii cieplnej (MGU-H). W czasie hamowania bolidu, MGU-K funkcjonuje jako generator (prądnicę) energii elektrycznej wytwarzanej przez odzysk traconej energii kinetycznej podczas hamowania. W tym czasie MGU-K wspomaga też hamulce w spowalnianiu bolidu, redukując tym samym ilość rozpraszanej energii cieplnej podczas hamowania. Maksymalna moc zespołu MGU-K jest ograniczona do 120 kW, maksymalny moment obrotowy do 200 Nm, a jego dopuszczalna prędkość obrotowa to 50 000 obr/min. Na dystansie jednego okrążenia toru można wykorzystać maksymalnie do 4 MJ energii elektrycznej dostarczonej z zespołu akumulatorów do MGU-K, co odpowiada 120 kW dodatkowej mocy napędowej przez 33,3 s. Maksymalna ilość energii dostarczonej przez MGU-K podczas jednego okrążenia toru do zespołu akumulatorów została ograniczona do 2 MJ.

of energy supplied by MGU-K in a single lap to the battery set is limited to 2 MJ.

Motor Generator Unit-Heat (MGU-H)

MGU-H is mechanically connected with the turbocharger shaft. MGU-H operating as an electrical motor, through the turbocharger shaft, recovers part (excess) of the exhaust gas energy supplied to the turbine from the engine, when its amount exceeds current demand of the turbocharger. The amount of energy recovered from MGU-H is not limited. The electrical energy generated by MGU-H may be sent to MGU-K and used immediately or stored in the batteries for further use. MGU-H is also used to control the turbocharger speed so that its rate is adjusted to the compressed air required by the engine. As a result, operating as an electrical energy generator, it reduces the turbocharger speed and its excess rate and when operating as an electric motor, accelerates the turbocharger through its shaft during abrupt engine acceleration from low speeds, thus reducing the ‘turbo lag’ effect. The maximum speed of MGU-H is limited to 125 000 rpm.

Energy Store (ES)

Electrical energy is stored in a set of batteries of the weight between 20 kg and 25 kg. The charging of the battery set is done through MGU-K and MGU-H. The battery capacity is limited to 4 MJ. The battery set must constitute a single component i.e. it cannot be divided into several parts located in different sections of the vehicles.

Electronic Control Unit (ECU)

The electronic control unit, together with its software, is designed to control the operation and cooperation of the components of the power unit.

The weight of the entire power unit may not be lower than 145 kg. Today, four manufacturers provide complete power units: Mercedes-AMG, Ferrari, Renault and Honda – Fig. 5.

2.2. Operation of the power unit

The F1 vehicle can be powered by either a combustion engine or MGU-K operating in the ‘electric motor’ mode or both simultaneously. During the track race, the use of MGU-K is allowed only upon exceeding the speed of 100 km/h [14]. The speeding vehicle is propelled with a combustion engine and the excess exhaust gas from the turbocharger is used to propel MGU-H that recovers part of the thermal energy and converts it to electrical energy supplied to the battery – Fig. 6.

When the vehicle approaches the curve, part of the kinetic energy generated during braking is converted into electrical energy by MGU-K and is then used to charge the batteries. Past the curve, the vehicle starts accelerating and then MGU-H again operates in the ‘electrical motor’ mode, consuming the energy from the battery and supporting the turbocharger drive when the exhaust gas rate is low (reducing the ‘turbo lag’ effect).

At the same time, the combustion engine is additionally supported by MGU-K connected to the crankshaft operating

Zespół silnika elektrycznego i generatora (prądnicy) odzyskującego energię cieplną z gazów spalinowych – motogenerator energii cieplnej

Zespół MGU-H jest mechanicznie połączony z wałem turbosprężarki. MGU-H pracujący jako silnik elektryczny odzyskuje, przez wał napędowy turbosprężarki, część (nadmiar) energii gazów spalinowych dostarczanych do turbiny z silnika spalinowego, gdy jej ilość przewyższa bieżące zapotrzebowanie turbosprężarki. Ilość energii odzyskiwanej przez MGU-H nie jest ograniczona. Energia elektryczna wytwarzana przez MGU-H może być przesyłana do MGU-K, i na bieżąco wykorzystywana, lub do zespołu akumulatorów do późniejszego wykorzystania. MGU-H używany jest też do kontroli prędkości obrotowej turbosprężarki w ten sposób, aby dostosować jej wydatek do bieżącego zapotrzebowania sprężanego powietrza przez silnik spalinowy. W rezultacie, działając jako generator energii elektrycznej, zmniejsza prędkość obrotową turbosprężarki i ogranicza jej nadmierny wydatek, a działając jako silnik elektryczny rozpędza turbosprężarkę przez wał napędowy podczas gwałtownego przyspieszania silnika spalinowego z niskich prędkości obrotowych, ograniczając zjawisko tzw. „turbo dziury”. Maksymalna prędkość obrotowa MGU-H została ograniczona do 125 000 obr/min.

Zespół magazynowania energii

Energia elektryczna magazynowana jest w zespole akumulatorów o masie mieszczącej się pomiędzy 20 kg a 25 kg. Ładowanie akumulatorów odbywa się za pomocą MGU-K i MGU-H. Pojemność akumulatorów została ograniczona do 4 MJ. Zespół akumulatorów musi stanowić jedną część, tzn., że nie wolno dzielić go na kilka części umieszczonych w różnych miejscach bolidu.

Elektroniczny zespół sterujący

Elektroniczny zespół sterujący wraz z oprogramowaniem służy do kontroli i sterowania współdziałaniem elementów zespołu napędowego.

Masa całego zespołu napędowego nie może być mniejsza niż 145 kg. Obecnie kompletne zespoły napędowe dostarczają czterej producenci, tj.: Mercedes-AMG, Ferrari, Renault i Honda – rys. 5.

2.2. Działanie zespołu napędowego

Bolid F1 może być napędzany przez silnik spalinowy lub przez MGU-K w trybie działania jako silnik elektryczny, albo przez oba silniki równocześnie. Podczas jazdy na torze użycie do napędu MGU-K jest dopuszczalne dopiero po przekroczeniu przez bolid prędkości 100 km/h [14]. Poruszający się z dużą prędkością bolid jest napędzany silnikiem spalinowym, a nadmiar wytworzonych gazów spalinowych, w odniesieniu do zapotrzebowania turbosprężarki, jest wykorzystywany do napędu przez turbosprężarkę MGU-H, który odzyskuje część energii cieplnej gazów spalinowych i przetwarza ją na energię elektryczną przesyłaną do akumulatorów – rys. 6.

Podczas zbliżania się bolidu do zakrętu część energii kinetycznej wytwarzanej w czasie hamowania jest przetwarzana w energię elektryczną przez MGU-K i wykorzystywana

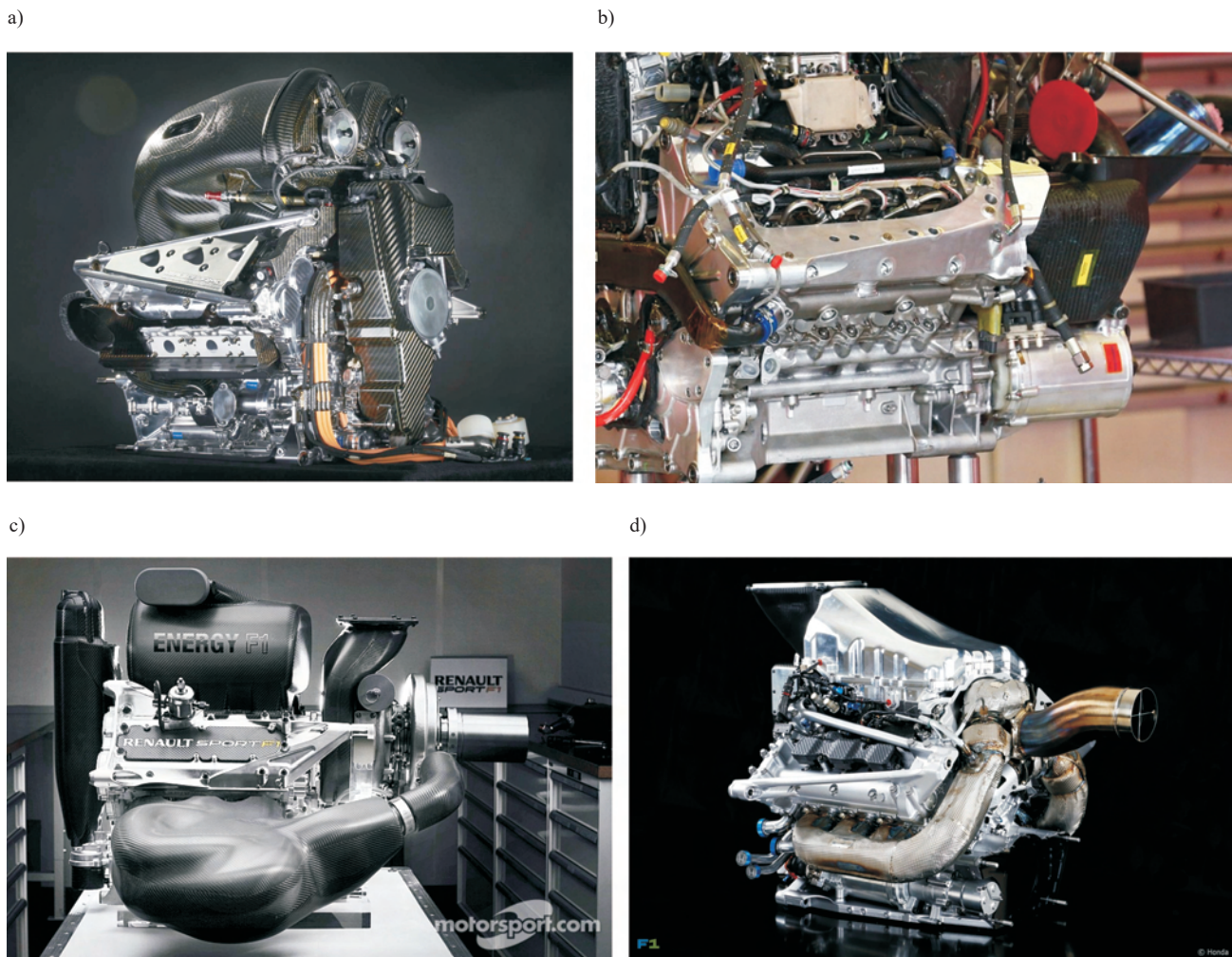


Fig. 5. F1 Power Units of the 2015 season: a) Mercedes AMG PU106B [16], b) Ferrari 059/4 [17], c) Renault RS35 Energy F1-2015 [18], d) Honda RA615H [19]

Rys. 5. Zespoły napędowe F1 z sezonu 2015: a) Mercedes AMG PU106B [16], b) Ferrari 059/4 [17], c) Renault RS35 Energy F1-2015 [18], d) Honda RA615H [19]

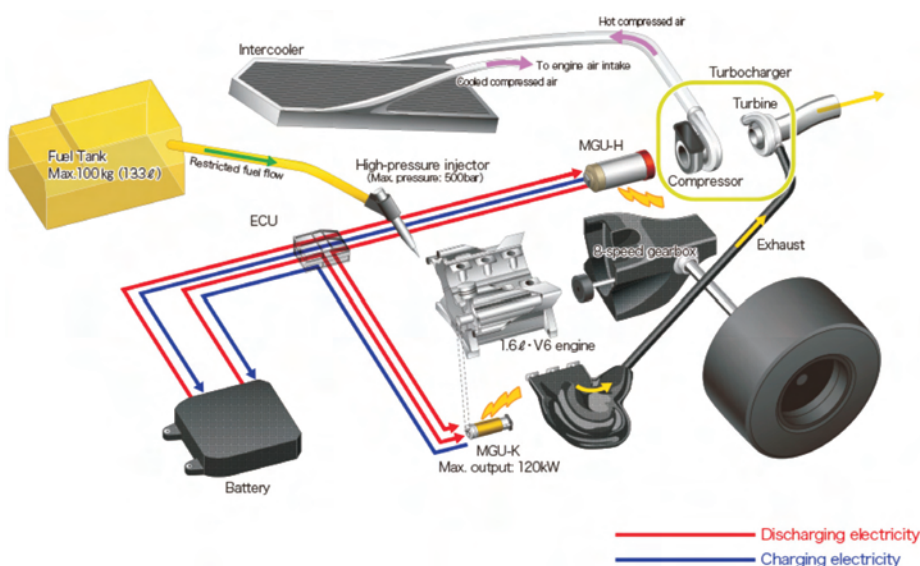


Fig. 6. Power Unit configuration and operation [20]

Rys. 6. Konfiguracja i wzajemna współpraca elementów zespołu napędowego [20]

do ładowania akumulatorów. Po pokonaniu zakrętu bolid zaczyna przyspieszać, a wówczas MGU-H pracuje w trybie silnika elektrycznego, pobierając prąd z akumulatorów i wspomaga napęd wału turbosprężarki, przy małym wydatku spalin z silnika, aby zniwelować zjawisko „turbo dziury”.

Równocześnie silnik spalinywy jest dodatkowo wspomagany przez połączony mechanicznie z wałem korbowym MGU-K działający w trybie silnika elektrycznego, zasilanego prądem wcześniej naładowanych akumulatorów – rys. 6. Podczas zwiększania prędkości przyspieszającego bolidu, zwiększa się ilość spalin wytwarzanych

in the ‘electric motor’ mode, powered by the batteries – Fig. 6. The amount of exhaust gas generated by the engine and directed to the turbocharger grows with the speed of the vehicle. Upon exceeding the amount of exhaust gas needed to ensure a proper turbocharger rate, the excess of thermal energy is used by MGU-H (operating in the ‘generator’ mode) to generate current that can power MGU-K (supports the engine in the vehicle propulsion) or charge the battery [14, 20].

3. Selected design solutions of the power units

The advancement of the powertrains is possible in compliance with the complex table of modifications introduced in 2014 that assumed increasingly stringent limitations each year. The power units of F1 vehicles are divided into 66 tokens, and three categories (weights) i.e. 1, 2 and 3. An appropriate number of tokens attributed to individual components of the power unit and the determination of their admissible number to be used for individual years allows determining which components can be modified in the subsequent seasons and which will be frozen permanently. The design solutions of F1 race engines are usually kept secret, particularly those that can be decisive of the advantage over other competitors. Some of the data, however, leaks to the public or is made generally available by the power unit manufacturers. Below, some of these solutions have been presented.

3.1. Power unit component layout

Figure 7 presents different component layouts of the power units applied in 2015 by four manufacturers: Honda, Mercedes, Renault and Ferrari. Characteristic for Mercedes and Honda is the location of MGU-H on the turbocharger shaft between the turbine (in the back of the engine) and the compressor (in the front of the engine – Mercedes AMG and between the engine cylinder heads – Honda). Such a configuration allows using a smaller intercooler due to greater distances between the turbine (heating up to over 900 °C) and the compressor. Another advantage is the shortening of the air ducts between the compressor and the intercooler, which reduces the time and energy necessary to supply the air to the engine, thus reducing the ‘turbo lag’.

Besides, the engine has a very compact design, which is significant in terms of aerodynamics of the rear part of the vehicle body. Ferrari placed an intercooler between the cylinder heads. This solution prevented the distortion and blockage of the flow of air in the side channels of the vehicle body. The turbocharger

przez silnik i kierowanych do turbosprężarki. Po przekroczeniu ilości spalin niezbędnej do zapewnienia odpowiedniego wydatku sprężarki doładowującej silnik, nadmiar energii cieplnej spalin jest wykorzystywany przez MGU-H, działający w trybie generatora, do wytworzenia prądu mogącego zasilać bezpośrednio MGU-K, napędzający w tym czasie wraz z silnikiem spalinowym bolid, lub ładować akumulator [14, 20].

3. Wybrane rozwiązania konstrukcyjne zespołów napędowych

Rozwój układów napędowych jest możliwy zgodnie z obowiązującą, wprowadzoną w 2014 r., skomplikowaną tablicą modyfikacji, która zakłada z roku na rok coraz większe ograniczenia. Zespół napędowy w F1 jest podzielony na 66 tokenów (talonów), przy czym dzieli się ona na trzy kategorie (wagi), tj.: 1, 2, 3. Przepisanie poszczególnym elementom układu napędowego odpowiedniej liczby talonów oraz określenie dopuszczalnej ich liczby do wykorzystania na poszczególne lata pozwala określić, które elementy będzie można w kolejnych sezonach modyfikować, a które zostaną „zamrożone” na stałe. Rozwiązania konstrukcyjne silników wyścigowych F1 są zazwyczaj pilnie strzeżoną tajemnicą, zwłaszcza te, które mogą decydować o przewadze jednego zespołu napędowego nad innymi. Jednak część z nich przedostaje się do mediów lub w sposób ogólny zostaje ujawniona przez producentów zespołów napędowych. Poniżej omówiono kilka z nich.

3.1. Rozmieszczenie podzespołów układu napędowego

Na rysunku 7 przedstawiono różne rozmieszczenie podzespołów układów napędowych stosowane w 2015 r. przez

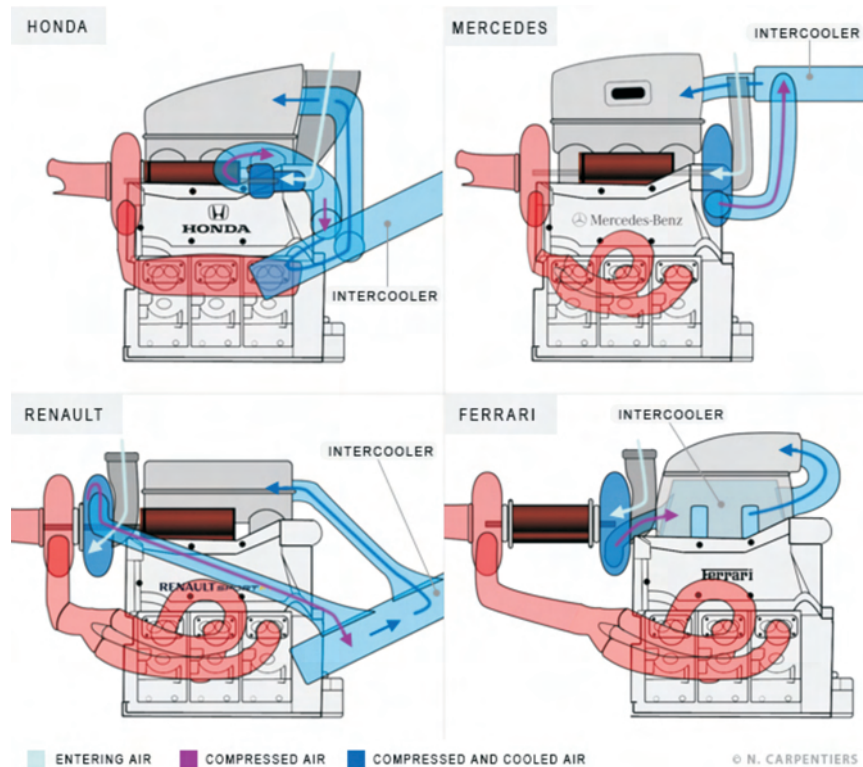


Fig. 7. Component layout of the Power Units [21]

Rys. 7. Rozmieszczenie podzespołów układów napędowych [21]

set (with the turbine and the compressor separated with MGU-H between them) was fitted in the rear of the engine. As it turned out, this significantly extended the entire power unit, and the length of the exhaust gas ducts from the engine to the turbine, which slowed down the turbocharger reaction. As a result, in 2016, Ferrari applied a solution similar to that of Renault, with the exception that there were two intercoolers. An additional reason for the change of the intercooler location was the space between the cylinder heads used for the variable geometry intake manifolds, permitted since 2015. In Renault, in the back of the engine a classic turbocharger was fitted, and MGU-H (located between the cylinder heads) was connected to the turbocharger shaft. In this case, a very efficient intercooling system was required.

3.2. Turbocharger design

In 2015 Honda used an axial turbocharger of non-typical design, compared to the centrifugal turbochargers provided by the rest of the power unit manufacturers (Mercedes AMG, Ferrari and Renault) – Fig. 8 [21].

The underlying reason for the application of such a solution was the need to downsize the compressor to fit it between the cylinder heads, hence the downsizing of the entire power unit. Despite the fact the axial compressor produced greater speeds and was characterized by a lower moment of inertia

czterech producentów: Honda, Mercedes, Renault, Ferrari. Dla Mercedesu i Hondy charakterystyczne było umieszczenie na wale turbosprężarki, pomiędzy turbiną (umieszczoną z tyłu silnika) i sprężarką (umieszczoną z przodu silnika – Mercedes AMG i pomiędzy głowicami silnika – Honda) układu MGU-H. Taki układ pozwalał stosować mniejszą chłodnicę sprężanego powietrza dolotowego ze względu na znaczne oddalenie, nagrzewającej się do ponad 900 °C, turbiny od sprężarki. Inną zaletą było skrócenie przewodów powietrza pomiędzy sprężarką a chłodnicą powietrza, co zmniejszało czas i energię niezbędną do dopływu powietrza do silnika i skutkowało zmniejszeniem „turbo dziury”.

Ponadto silnik miał bardzo kompaktową budowę, co było istotne w aspekcie poprawy aerodynamiki tylnej części nadwozia bolidu. Ferrari natomiast pomiędzy głowicami cylindrów silnika umieszczało chłodnicę powietrza doładowywanego, co nie zaburzało i nie ograniczało przepływu powietrza bocznymi tunelami nadwozia bolidu. Zespół turbosprężarki z turbiną i sprężarką rozdzieloną umieszczonym pomiędzy nimi MGU-H zabudowany był z tyłu silnika. Jednak, jak się okazało, znacznie wydłużało to cały zespół napędowy, a przy tym długość przewodów gazów spalinowych płynących z silnika do turbiny, co niekorzystnie opóźniało jej reakcję. W rezultacie w 2016 r. Ferrari stosowało już podobne rozwiązanie jak Renault, z tym że chłodnicę powietrza podzielono

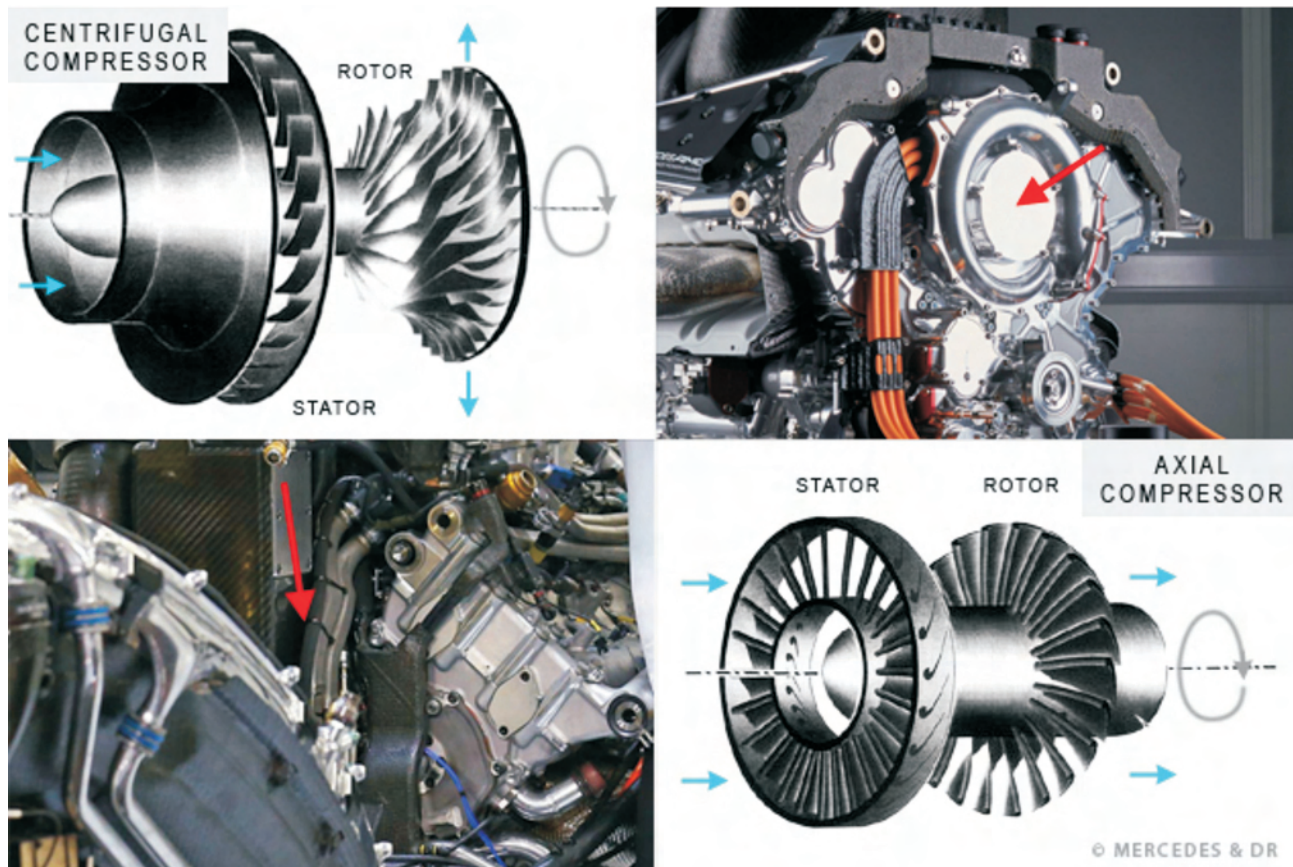


Fig. 8. Comparison of the centrifugal compressor (turbocompressor of Mercedes AMG PU) and the axial compressor (turbocompressor of Honda PU) [21]

Rys. 8. Porównanie odśrodkowej sprężarki (turbosprężarka zespołu napędowego Mercedes AMG) i osiowej sprężarki (turbosprężarka zespołu napędowego Honda) [21]

to the benefit of the operation of the engine and MGU-H, it produced lower charge air pressure compared to the centrifugal compressor. For this reason, in 2016 this type of compressor was discontinued.

3.3. Fuel and combustion systems

Since the beginning of 2014, the main target of the development works on the F1 combustion engines has been their thermal efficiency, which is why most attention is paid to fuel and combustion systems. One of the most interesting solutions in this area is Turbulent Jet Ignition (TJI). The concept of the system was developed by Cosworth engineers, who were later employed by Mercedes and MAHLE Powertrain. Based on a contract, MAHLE Powertrain improved the systems in order to implement it in the F1 Ferrari engines, currently in use since Grand Prix Canada 2015.

TJI allows improving the efficiency through a precise control of the fuel supplied to the cylinders and through burning of leaner mixtures thanks to a phenomenon of surface ignition [22, 23]. The system has a small pre-chamber containing a fuel injector and a spark plug – Fig. 9 [23].

The end of the pre-chamber has a multi-hole atomizer with six holes supplying the prepared mixture to the combustion chamber under high pressure. The injection to the main chamber is made 60° before TDC in the compression stroke. 97% of the fuel gets to the main chamber through high-pressure injections and the outstanding 3% remains in the pre-chamber. The spark in the pre-chamber is generated when the piston is 22° before TDC and the ignited rich mixture passes to the main chamber when the piston is in the range of $5\text{--}12^\circ$ before TDC resulting in the ignition of the lean mixture. The precisely crafted nozzles, of small diameter between the pre-chamber and the main chamber allow a more accurate control of the rich mixture injected into the main chamber, where it

na dwie. Dodatkowym powodem zmiany lokalizacji chłodnicy powietrza było pozyskanie miejsca między głowicami silnika do zastosowania kolektorów dolotowych o zmiennej geometrii, dozwolonych od 2015 r. W Renault z tyłu silnika umieszczono klasycznie zbudowaną turbosprężarkę, a na wychodzącym ze sprężarki wale zamontowano MGU-H umieszczony między głowicami silnika. W tym przypadku konieczne było stosowanie bardzo wydajnego układu chłodzenia powietrza doładowywanego.

3.2. Budowa turbosprężarki

W roku 2015 Honda stosowała sprężarkę osiową o nietypowej konstrukcji, w przeciwieństwie do sprężarek odśrodkowych pozostałych producentów zespołów napędowych (Mercedes AMG, Ferrari i Renault) – rys. 8 [21].

Podstawowym powodem zastosowania takiego rozwiązania była konieczność zmniejszenia wymiarów sprężarki, aby możliwe było umieszczenie jej pomiędzy głowicami silnika, a tym samym maksymalne zmniejszenie wymiarów całego zespołu napędowego. Jednak, chociaż sprężarka osiowa rozwijała większą prędkość obrotową i charakteryzowała się mniejszym momentem bezwładności, z korzyścią dla działania silnika i MGU-H, to zarazem osiągała mniejsze ciśnienie sprężania powietrza doładowującego w porównaniu ze sprężarką odśrodkową. Z tego względu w 2016 r. Honda zrezygnowała z dalszego stosowania i rozwoju turbosprężarki ze sprężarką osiową.

3.3. Systemy zasilania i spalania

Od początku 2014 r. nadrzędnym celem rozwoju tłokowych silników spalinowych F1 jest dążenie do poprawy ich sprawności cieplnej, dlatego najwięcej uwagi poświęca się rozwojowi systemów zasilania i spalania. Jedno z najciekawszych rozwiązań w tym zakresie to system Turbulent Jet Ignition (TJI). Koncepcja systemu została opracowana przez inżynierów firmy Cosworth, po czym część z nich została

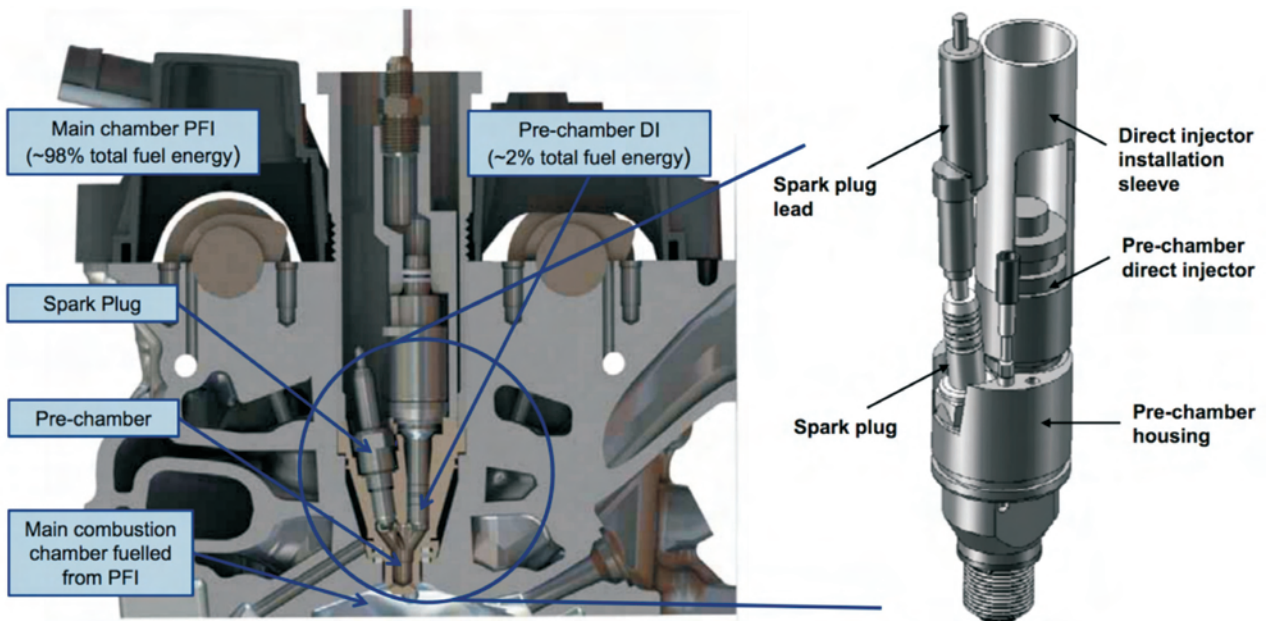


Fig. 9. MAHLE System Turbulent Jet Ignition [23]

Rys. 9. System Turbulent Jet Ignition – MAHLE [23]

controls the swirl of the lean mixture to make sure the combustion is kept away from the chamber walls, which reduces the heat loss, thus improving the engine thermal efficiency. As MAHLE claims, the rich mixture ignited in the pre-chamber around the spark plug is injected into the main chamber and generates a flow of plasma. It reaches the piston mainly at the outer edge, which results in igniting of the rest of the mixture. Usually, the ignition of the mixture takes place in the center of the cylinder but in the case of MAHLE TJI this is realized from the outer cylinder boundary towards the center of the cylinder. This eliminates the knocking combustion in an approx. 20% leaner mixture compared to a conventional combustion system. Similar fuel supply and combustion systems are used in the F1 Mercedes AMG (since 2014 r.) and Renault (since Grand Prix Spain 2016) engines.

3.4. Exhaust systems

Ever since the introduction of power units with turbo-charged engines in 2014, the F1 fans would complain that these engines are too quiet, which thwarts the thrill while watching the race. In the years 2014-2015 regulations applied that forced the application of a single centrally mounted tailpipe that was a combination of an exhaust system with the system extracting the gas released by the wastegate (one

zatrudniona przez Mercedesa, a część przez firmę MAHLE Powertrain. W wyniku podpisanej umowy, MAHLE Powertrain rozwinął powyższy system w zastosowaniu do silnika wyścigowego F1 Ferrari, które stosuje go począwszy od G.P. Kanady 2015.

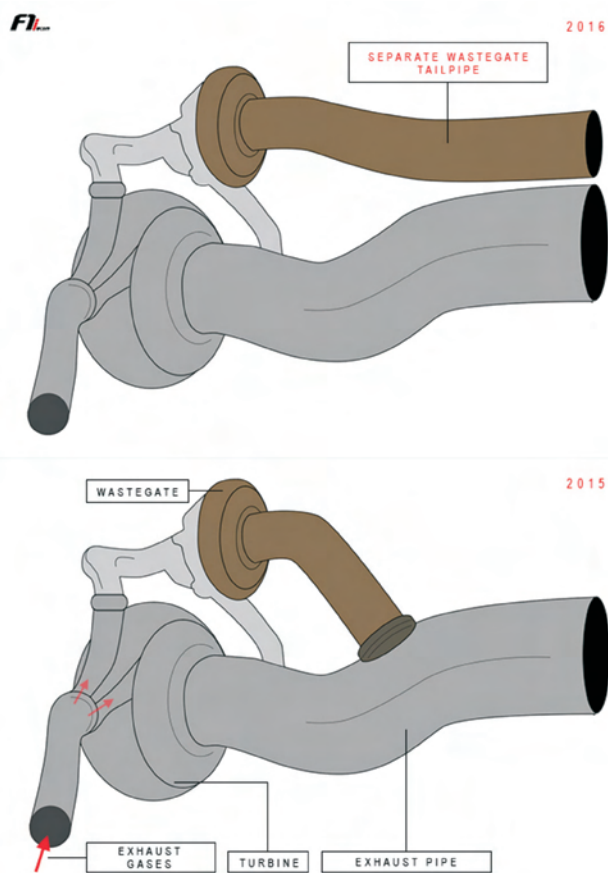
System TJI umożliwia poprawę sprawności cieplnej silnika przez precyzyjne kontrolowanie ilości dostarczanego do komór spalania paliwa i przez spalanie uboższej mieszanki możliwe dzięki zastosowaniu specjalnego zapłonu powierzchniowego [22, 23]. System zawiera małą komorę wstępną, w której umieszczony jest zarówno wtryskiwacz paliwa, jak i świeca zapłonowa – rys. 9 [23].

Zakończenie komory wstępnej ma kształt wielootworowego rozpylacza z sześcioma otworami, przez które do głównej komory spalania dostarczana jest wytworzona w komorze wstępnej mieszanka wtryskiwana pod wysokim ciśnieniem. Wtrysk do komory głównej następuje 60° przed górnym martwym położeniem tłoka w suwie sprężania. Wówczas 97% paliwa przedostaje się do głównej komory spalania w postaci wysokociśnieniowych wtrysków, a pozostałe 3% pozostaje w komorze wstępnej. Iskra pojawia się w komorze wstępnej, gdy tłok znajduje się w położeniu określonym kątem 22° przed górnym martwym położeniem tłoka, a zapalona bogata mieszanka dostaje się do komory głównej w granicach położenia tłoka 5–12° przed górnym martwym położeniem, powodując zapalenie ubogiej mieszanki.

Precyzyjnie wykonane, o małej średnicy dysze pomiędzy komorą wstępną i główną umożliwiają dokładniejsze kierowanie bogatą mieszanką paliwowo-powietrzną wtryskiwaną do komory głównej, gdzie steruje ona procesem zawirowania mieszanki ubogiej w ten sposób, aby utrzymywać proces spalania z dala od ścianek komory, co zmniejsza straty ciepła, a zatem poprawia sprawność cieplną silnika. Jak twierdzi firma MAHLE, zapalona w komorze wstępnej, wokół świecy zapłonowej, bogata mieszanka paliwowo-powietrzna jest wtryskiwana do komory głównej, powodując powstanie strumieni plazmy. Dosiegają one tłoka przede wszystkim przy zewnętrznej krawędzi, co powoduje zapalenie się reszty mieszanki. Zazwyczaj zapłon mieszanki powstaje w środku cylindra, jednak w systemie MAHLE TJI odbywa się to zasadniczo od zewnątrz do wewnątrz. Pozwala to uniknąć spalania stukowego w mieszance o około 20% uboższej niż dla konwencjonalnego systemu spalania. Podobne systemy zasilania i spalania stosowane są w silnikach F1 Mercedes AMG (od 2014 r.) i Renault (od G.P. Hiszpanii 2016).

3.4. Układy wylotowe

Od początku wprowadzenia w 2014 r. zespołów napędowych z turbodoładowanymi silnikami spalinowymi, fani F1 narzekali, że silniki te są zbyt ciche, co zmniejsza emocje towarzyszące oglądaniu wyścigów. W latach 2014-2015 obowiązywały przepisy, które nakazywały stosowanie pojedynczej, centralnie umieszczonej rury wylotowej, stanowiącej połączenie odprowadzenia spalin z turbiny turbosprężarki i zamontowanego na turbinie jednego lub dwóch zaworów upustowych spalin, kontrolujących ciśnienie doładowania (zapobiegając nadmiernemu ciśnieniu doładowania) [15] – rys. 10 [25].



Rys. 10. Układy wydechowe silników F1 zgodne z przepisami na rok 2015 i 2016 [25]

Fig. 10. F1 exhaust tailpipe systems in conformity with the 2015 and 2016 regulations [25]

Table 1. Comparison of selected technical parameters and design requirements of the F1 engines between 2013 and 2015

Tabela 1. Porównanie wybranych parametrów technicznych i wymagań konstrukcyjnych silników F1 z 2013 i 2015 r.

Engine identification/oznaczenie silnika /	RS27-2013	Renault RS35 Energy F1-2015 Turbo Power Unit
Displacement/objętość skokowa [cm ³]	2400	1600
Maximum crankshaft speed/maksymalna prędkość obrotowa wału korbowego [rpm]	18000	15000
Maximum power/moc maksymalna [kW/KM]	559 / 760	522–641 / 700–860 @ 10 500–13 000 rpm (699 / 950 – Mercedes AMG PU106B)
Volumetric power index/objętościowy wskaźnik mocy [kW/dm ³]	233	401 (437 – Mercedes AMG PU106B)
Maximum torque/maks. moment obrotowy [N·m]	305	425 @ 10500 rpm
Volumetric torque index/objętościowy wskaźnik momentu obrotowego [N·m/dm ³]	127	266
Engine air supply/dostarczanie powietrza do silnika	naturally aspirated, pressure charging is not permitted/wolnossący, doładowanie jest zabronione	turbocharged, unlimited turbo boost pressure (usually 3.5 bar)/turbodoładowany, ciśnienie doładowania nieograniczone (stosowane 3,5 bar)
Turbocharger speed/prędkość obrotowa turbosprężarki [rpm]	–	100 000 (max. 125 000)
Maximum fuel flow rate/maksymalne natężenie dopływu paliwa do silnika [kg/h]	unlimited, but typically 170/ nieograniczone, ale zazwyczaj 170	100
Permitted fuel quantity per race/dozwolona ilość paliwa zużywanego w wyścigu [kg]	unlimited, but typically 160/ nieograniczona, ale zazwyczaj 160	100
Configuration and number of cylinders/konfiguracja i liczba cylindrów	90° V8	90° V6
Cylinder bore/średnica cylindra [mm]	max. 98	max. 80
Piston stroke/skok tłoka [mm]	non-variable/nieregulowany	53 (non-variable/nieregulowany)
Crank height/wielkość wykorbienia wału korbowego [mm]	min. 58	90
Number of valves/liczba zaworów	4 per cylinder, 32, 2 intake and 2 exhaust/ 4 na cylinder, 32, 2 dolotowe i 2 wylotowe	4 per cylinder, 24, 2 intake and 2 exhaust/4 na cylinder, 24, 2 dolotowe i 2 wylotowe
Intake system/układ dolotowy	variable geometry intake systems are not permitted/układ dolotowy o zmiennej geometrii jest niedozwolony	variable geometry intake systems are permitted/układ dolotowy o zmiennej geometrii jest dozwolony
Timing gear/układ rozrządu	variable valve timing and variable valve lift systems are not permitted/układy zmiennych faz rozrządu i regulacji wzniosu zaworów są niedozwolone	variable valve timing and variable valve lift systems are not permitted/układy zmiennych faz rozrządu i regulacji wzniosu zaworów są niedozwolone
Exhaust/układ wydechowy	twin exhaust outlets, one per cylinder bank/ dwie rury wydechowe, po jednej dla każdego rzędu cylindrów	single, centrally mounted exhaust tailpipe outlet/ pojedyncza, centralnie umieszczona rura wydechowa
Fuel injection system/układ wtrysku paliwa	indirect fuel injection/pośredni wtrysk paliwa	direct fuel injection/bezpośredni wtrysk paliwa
Fuel injection pressure/ciśnienie wtrysku paliwa [bar]	max. 100	max. 500
Engine weight/waga silnika [kg]	95 (min. 95)	155 (min. 145)
Energy Recovery Systems/układy odzyskiwania energii		
MGU-K speed/prędkość obrotowa MGU-K [rpm]	unrestricted (38 000)/ nieograniczona (38 000)	max. 50 000
MGU-K power/moc MGU-K [kW]	max. 60	max. 120
Energy recovered by MGU-K/energia odzyskiwana przez MGU-K [MJ/lap]	max. 0.4	max. 2
Energy released by MGU-K/energia wyzwolana przez MGU-K [MJ/lap]	max. 0.4	max. 4
Max. energy release time by MGU-K/czas wyzwolania max. energii MGU-K [s/lap]	6.7	33
Maximum torque MGU-K/maks. moment obrotowy MGU-K [N·m]	unrestricted/nieograniczony/	200
MGU-H speed/prędkość obrotowa MGU-H [rpm]	–	max. 125 000
Energy recovered by MGU-H/energia odzyskiwana przez MGU-H [MJ/lap]	–	unrestricted/nieograniczona
Fuel/paliwo	–	102 RON unleaded gasoline + 5.75% biofuel/benzyna bezołowiowa o LOB 102, zawierające 5,75% biokomponentów
Lubricating oil/olej smarowy		Total Quartz 9000 5W40

or two wastegates) that controls the charging pressure and prevents overcharging [15] – Fig. 10 [25].

Since 2016 regulations have been in force that impose the application of twin pipes for the exhaust gas from the turbocharger and one or two pipes extracting the gas from the wastegate [24] – Fig. 10 [25]. It is forecasted that following these changes in the exhaust system, the engines are to be approx. 20–25% louder.

Table 1 presents a comparison of selected technical parameters and design requirements of two F1 Renault engines: high-speed, naturally aspirated V8 engine used in the 2013 season and a hybrid power unit with a turbocharged V6 engine used in the 2015 season.

4. Conclusions

In 2014, FIA introduced technical regulations, the result of which were the most revolutionary changes in the history of F1 engines. Highly efficient and technically advanced hybrid power units replaced the high-speed naturally aspirated engines. As a result, a conventional piston turbocharged combustion engine together with an electric motor is now applied for the propulsion of the F1 vehicles. At the same time, aiming at achieving maximum similarity of the F1 engines to the ones used in general automotive sector, restrictions in the fuel consumption were introduced, the consequence of which was the requirement of using energy recovery systems to recuperate part of the kinetic energy during braking (MGU-K) and to recuperate part of the exhaust gas energy from the turbochargers (MGU-H). It is noteworthy that, due to its operating parameters, KERS recovery system, used since 2013 along with the high-speed naturally aspirated V8 engines, was much more about propaganda than actual real life application.

The advancement of new F1 engines (last two years) included significant improvements in the area of fueling systems and combustion in turbocharged combustion engines as the main power unit component. For example, the peak combustion pressure was gradually increased from approx. 200 bar in 2014 to 220–240 bar in 2015, while currently it can reach 300 bar (based on information obtained from Ferrari). The thermal efficiency of combustion engines grew from approx. 35–37% in 2014 to approx. 45–47% in 2015 and 51% in 2016 (based on information obtained from Mercedes AMG). The maximum power output of the power units grew from approx. 750 KM (552 kW) in 2014 to approx. 950 KM (699 kW) in 2015 and, in 2016, it will most likely exceed 1000 KM (735 kW). The durability of the power units is also continuously growing. This results from the technical regulations, according to which, in 2014, each driver could utilize 5 power units per season (4000 km mileage for each power unit) while in the years 2015 and 2016 only 4 could be used per season (5000 km mileage for each power unit).

Further advancement of the powertrains will inevitably be facilitated by the changing technical regulations in 2017 that are to eliminate the system of tokens for modifications, which will allow unlimited modifications to the engines.

Od początku 2016 r. obowiązują przepisy, które nakazują stosowanie osobnej rury wylotowej odprowadzającej spaliny z turbosprężarki i jednej lub dwóch osobnych rur odprowadzających spaliny z zaworu/ów upustowego spalin turbosprężarki [24] – rys. 10 [25]. Ocenia się, że na skutek tych zmian w układzie wylotowym silniki będą o około 20–25% głośniejsze.

W tabeli 1 zestawiono porównanie wybranych parametrów technicznych i wymagań konstrukcyjnych wysokoobrotowego, wolnoścącego silnika V8 stosowanego w sezonie 2013 – F1 i hybrydowego zespołu napędowego, z turbodoładowanym silnikiem V6, stosowanego w sezonie 2015 – F1 na przykładzie silników Renault.

4. Podsumowanie

W roku 2014 FIA wprowadziła przepisy techniczne, w wyniku których nastąpiły najbardziej rewolucyjne zmiany w historii rozwoju silników F1. Miejsce dotychczas stosowanych, wysokoobrotowych silników wolnoścących zajęły technicznie bardzo zaawansowane, wysokosprawne, hybrydowe zespoły napędowe. W rezultacie do napędu bolidów F1 stosowany jest tradycyjny, tłokowy, turbodoładowany silnik spalinowy oraz współdziałający z nim silnik elektryczny. Równocześnie, dążąc do maksymalnego zbliżenia jednostek napędowych F1 do tych, jakie stosowane są w powszechnej motoryzacji, wprowadzono ograniczenia w zakresie wielkości zużycia paliwa, czego konsekwencją było narzucenie stosowania zespołów (generatorów) do odzysku części energii kinetycznej traconej podczas hamowania bolidu (MGU-K) oraz do odzysku części niewykorzystanej w turbosprężarkach energii gazów spalinowych (MGU-H). Warto wyjaśnić, że stosowany w 2013 r., wraz z wysokoobrotowymi silnikami wolnoścącymi V8, system odzyskiwania energii KERS, ze względu na niskie parametry miał znaczenie bardziej propagandowo-reklamowe niż użytkowe.

Dotychczasowy, ponaddwuletni rozwój nowych zespołów napędowych F1 doprowadził między innymi do znacznych postępów w zakresie rozwoju systemów zasilania i spalania tłokowych, turbodoładowanych silników spalinowych, pozostających głównym elementem zespołu napędowego. Przykładowo, szczytowe ciśnienie spalania zwiększało się sukcesywnie od około 200 bar w 2014 r. do 220–240 bar w 2015 r., a obecnie sięga 300 bar (na podstawie danych Ferrari). Sprawność cieplna omawianych silników spalinowych zwiększyła się z około 35–37% w 2014 r. do około 45–47% w 2015 r. i 51% w 2016 r. (na podstawie danych Mercedes AMG). Maksymalna moc zespołów napędowych zwiększyła się z około 750 KM (552 kW) w 2014 r. do około 950 KM (699 kW) w 2015 r., a w roku 2016 prawdopodobnie przekroczy 1000 KM (735 kW). Równocześnie stale zwiększa się trwałość zespołów napędowych. Wynika to z przepisów technicznych, według których w 2014 r. każdy kierowca miał do dyspozycji 5 zespołów napędowych na sezon wyścigowy (4000 km przebiegu na każdy zespół napędowy), a w latach 2015 i 2016 już tylko po 4 (5000 km przebiegu na każdy zespół napędowy).

Dalszemu rozwojowi zespołów napędowych zapewne sprzyjać będzie zmiana przepisów technicznych w 2017 r., zgodnie z którą nastąpi likwidacja systemu talonów na mo-

From 2018 onwards, further limitations in the number of used power units will be applied and, as a consequence, each driver will use 3 engines, turbochargers and MGU-Hs per season as well as two MGU-Ks, batteries and electronics.

dyfikacje i zmiany konstrukcyjne zespołów napędowych, a zatem będzie je można modyfikować niemal bez ograniczeń. Od roku 2018 będą wprowadzone dalsze ograniczenia w zakresie ilości stosowanych zespołów napędowych i w konsekwencji każdy kierowca będzie miał do dyspozycji w sezonie trzy silniki spalinowe, turbosprężarki i motogeneratory energii cieplnej – MGU-H, oraz po dwa motogeneratory energii kinetycznej – MGU-K, akumulatory i elektronikę.

Abbreviations

BMEP	Break Mean Effective Pressure/ <i>średnie ciśnienie użyteczne</i>	MGU-H	Motor Generator Unit-Heat/ <i>motogenerator energii cieplnej</i>
ECU	Electronic Control Unit/ <i>jednostka sterowania elektronicznego</i>	MGU-K	Motor Generator Unit-Kinetic/ <i>motogenerator energii kinetycznej</i>
ERS	Energy Recovery System/ <i>system odzyskiwania energii</i>	PFI	Port Fuel Injection/ <i>wtrysk paliwa do przewodu dolotowego</i>
ES	Energy Store/ <i>energia zakumulowana (zmagazynowana)</i>	PU	Power Unit/ <i>zespół napędowy</i>
F1	Formula 1/ <i>Formula 1</i>	TC	Turbocharger/ <i>turbosprężarka</i>
FIA	Fédération Internationale de l'Automobile/ <i>Międzynarodowa Federacja Samochodowa</i>	TJI	Turbulent Jet Ignition/ <i>zapłon strugi turbulentnej</i>
ICE	Internal Combustion Engine/ <i>silnik wewnętrznego spalania</i>	VGA	Variable Geometry Turbocharger/ <i>turbosprężarka o zmiennej geometrii kierownicy</i>
KERS	Kinetic Energy Recovery System/ <i>system odzyskiwania energii kinetycznej</i>		

Bibliography

- [1] Sassi, L., Kitsopanidis, I., Lovett, G. Evolutions in F1 Engine Technology: Pursuing Performance From Today's Power Unit Through Efficiency. 37th Vienna Engine Symposium – April 2016.
- [2] Boretti, A. F1 2014: Turbocharged and Downsized Ice and Kers Boost. *World Journal of Modelling and Simulation*. Vol. 9 (2013) No. 2, p. 150–160.
- [3] 2006 Formula One Technical Regulations – Fédération Internationale de l'Automobile
- [4] Merkisz, J., Pielecha, I., Markowski, J. Wskaźniki pracy silników pojazdów wyczynowych. *Combustion Engines*. 2007, 4(131), 3-18.
- [5] <http://www.racecar-engineering.com/articles/f1/f1-2013-the-last-of-the-v8s/>
- [6] 2007 Formula One Technical Regulations – Fédération Internationale de l'Automobile
- [7] 2008 Formula One Technical Regulations – Fédération Internationale de l'Automobile
- [8] 2009 Formula One Technical Regulations – Fédération Internationale de l'Automobile
- [9] 2010 Formula One Technical Regulations – Fédération Internationale de l'Automobile
- [10] 2011 Formula One Technical Regulations – Fédération Internationale de l'Automobile
- [11] 2012 Formula One Technical Regulations – Fédération Internationale de l'Automobile
- [12] 2013 Formula One Technical Regulations – Fédération Internationale de l'Automobile
- [13] Boretti A. KERS Braking for 2014 F1 Cars. Sept. 2012. DOI: 10.4271/2012-01-1802.
- [14] Upendra, K., Grauers, A. Analysis of 2014 Formula one hybrid powertrain. A Preliminary study with focus on its applicability to road cars. Swedish Hybrid Vehicle Centre – June 2014.
- [15] 2014 Formula One Technical Regulations – Fédération Internationale de l'Automobile
- [16] www.mercedesamgf1.com/en/car/pu106c-hybrid/
- [17] www.formulapassion.it/2015/06/f1-dalla-prestazione-della-spirato-allefficienza-della-power-unit/
- [18] www.motorsport.com/f1/news/reault-reveals-overhauled-2015-f1-engine-photos/
- [19] world.honda.com/Formula-1/2015/news08/photo/pages/04.html
- [20] www.car-engineer.com/honda-2015-f1-power-unit-explained/
- [21] en.f1i.com/magazine/10369-hondas-radical-power-unit-design.html
- [22] Blaxill, H., Bunce, M. The Development of a Pre-Chamber Combustion System for Lean Combustion of Liquid and Gaseous Fuels, 2014 (www.crcao.org)
- [23] www.motorsportmagazine.com/opinion/f1/ferraris-formula-1-jet-ignition
- [24] 2016 Formula One Technical Regulations – Fédération Internationale de l'Automobile
- [25] en.f1i.com/magazine/38430-technical-preview-what-changes-in-2016.html

Zbigniew Stępień, DEng. – Assistant Professor, Head of Laboratory of Engine and Tribological Research, Deputy Head of the Chair of Operational Properties Assessment at Oil and Gas Institute – National Research Institute in Cracov.



Dr inż. Zbigniew Stępień – adiunkt, kierownik Laboratorium Badań Silnikowych i Trybologicznych, z-ca kierownika Zakładu Oceny Właściwości Eksploatacyjnych w Instytucie Nafty i Gazu – Państwowym Instytucie Badawczym w Krakowie.

e-mail: stepien@inig.pl

Geometry of shape of profiles of the sliding surface of ring seals in the aspect of friction losses and oil film parameters

The article describes the results of simulations of the approved variations of sliding surfaces of ring seals in relation to a reference symmetrical barrel profile which is most often used in piston internal combustion engines. In particular the paper discusses the impact of the five assumed variants of sliding profiles of ring seals onto the thickness of oil film left on the cylinder face by a bottom and upper ring seal, the distribution of internal friction force in oil film between the ring seal set and the cylinder face, finally the oil film cover on a sliding surface of the upper ring seal.

The results presented in the article show a close relationship between the sliding surface profile of ring seals and a unit oil consumption. A relationship between these parameters for the elements lying in the movement plane of a wrist pin axis was proven, as well as for the one lying in the plane perpendicular to it. Exemplary parameters of oil film and friction losses were presented while assuming a constant total axial values of the height and depth of circumferential grooves. The shapes of these grooves on the sliding surface of the ring seals in free state can be made with electroerosion microprocessing or ablative laser microprocessing.

Key words: friction losses, profile of ring sliding surface, oil film, internal combustion engine

Geometria profilu powierzchni ślizgowej pierścieni uszczelniających w aspekcie strat tarcia i parametrów filmu olejowego

W artykule omówiono wyniki badań symulacyjnych różnych wariantów profili powierzchni ślizgowej pierścieni uszczelniających w porównaniu do referencyjnego profilu baryłkowego symetrycznego. W szczególności przybliżono wpływ pięciu przykładowych wariantów profili powierzchni pierścieni uszczelniających na grubość warstwy oleju pozostawionej na gładzi cylindra przez dolny i górny pierścień uszczelniający, rozkład siły tarcia wewnętrznego w filmie olejowym między pakietem pierścieni uszczelniających a gładzią cylindra oraz przebieg pokrycia filmem olejowym profilu powierzchni górnego pierścienia uszczelniającego.

Zaprezentowane w artykule wyniki badań wskazują na zależności jednostkowego zużycia oleju od profilu powierzchni ślizgowej pierścieni uszczelniających. Wykazano różnice tych zależności dla tworzących leżących w płaszczyźnie ruchu osi sworznia tłokowego oraz w płaszczyźnie prostopadłej do tej płaszczyzny. Przedstawiono przykładowe parametry filmu olejowego i strat tarcia przy założeniu stałej sumarycznej wartości szerokości i głębokości rowków obwodowych. Rowki te systematyzowano w wybranych kombinacjach na powierzchni ślizgowej pierścieni uszczelniających. Kształty tych rowków na powierzchni ślizgowej pierścienia w stanie swobodnym otrzymuje się za pomocą mikroobróbki elektroerozyjnej i technologii ablacyjnej mikroobróbki laserowej.

Słowa kluczowe: straty tarcia, profil powierzchni ślizgowej pierścieni, film olejowy, silnik spalinowy

1. Introduction

Determining the share of friction losses in overall mechanical losses has been the subject of many theoretical and experimental papers [1, 2, 7, 8, 9, 11–15]. The piston and ring seals and the scraper ring which are mounted there make up a mobile labyrinth seal with the cylinder liner. The basic function of the seal is to ensure the tightness of the combustion chamber. Nowadays most piston combustion engines contain two ring seals with cylinder barrel sliding surfaces, symmetrical and non-symmetrical.

The appropriateness of cooperation between a ring set and the cylinder piston and face are influenced by many factors, e.g.:

- friction heat flux absorbed by the piston-cylinder set,
- the flux of gases flowing through the combustion chambers of the cylinder to the crankcase,

1. Wprowadzenie

Określenie udziału strat tarcia tłokowych pierścieni uszczelniających w ogólnych stratach mechanicznych było przedmiotem wielu prac teoretycznych i doświadczalnych [1, 2, 7, 8, 9]. Tłok oraz osadzone na nim pierścienie uszczelniające i pierścień zgarniający tworzą z tuleją cylindrową ruchome uszczelnienie labiryntowe. Zasadniczym zadaniem tych pierścieni jest zapewnienie szczelności komory spalania. Obecnie w większości tłokowych silników spalinowych stosuje się dwa pierścienie uszczelniające o powierzchniach ślizgowych baryłkowych. Powierzchnie te mogą być symetryczne i niesymetryczne.

Na poprawność współpracy pierścieni uszczelniających i zgarniającego oraz gładzi cylindra wpływa wiele czynników:

- strumień ciepła tarcia absorbowany przez grupę tłokowo-cylindrową,

- the lubricating oil flux infiltrated to the combustion chamber and irrevocably lost due to evaporation with exhaust gases,
- the intensity of wear of sliding surface of piston rings, piston ring grooves and cylinder face.

Each of the factors listed depends on geometrical proportions, i.e. piston lateral area, the scraper ring shelves, the lower and upper ring seal and the distribution of piston rings on the piston [7, 10, 14]. The friction resistance of ring seals depend among others on:

- the height and shape of the profile of ring sliding surface,
- the characteristics of materials applied,
- the distribution of piston compression ring pressure against the cylinder face, which are determined by ring elasticity and the operation of external forces,
- limiting errors of macroshapes of cylinder aperture (its roundness, straightness or concentricity),
- profiles of piston grooves,
- thermal strain of the piston and cylinder,
- oil dynamic viscosity
- the temperature of the components of the piston-cylinder set.

Based on the classic Newton model of fluid it can be assumed that friction losses e.g. in oil film between sliding surfaces of ring seal set and the cylinder face can be between several [W] and over 100 [W].

The most significant reduction of friction losses in the piston-cylinder assembly can be obtained by:

- limiting the number of ring seals,
- reducing the dynamic viscosity of oil,
- optimising the backlash between the piston rings and cylinder face, i.e. changing the distribution of unit pressure of sliding surface of piston rings against cylinder face,
- optimising the axial height of piston rings, in particular ring seals,
- changing the shape of sliding surface profile of piston rings,
- using the manipulation of the value of isochoric factor of pressure increase and engine rotational speed with consideration of piston-rings-cylinder assembly duration,
- using the coats characterised by low roughness and high resistance to wear during mixed friction.

Currently many methods of reducing friction losses are known in the cooperation between sliding surfaces of ring seals and the cylinder face. However, the technologies of precise processing of various materials used to produce piston rings and the opportunities to shape the profiles of sliding surfaces very accurately require more detailed simulation studies, as well as experimental studies of possibilities to reduce friction losses of ring seals.

2. The boundary conditions assumed for simulation research

Thanks to simulation models [6, 7] based on the hydrodynamic lubrication theory we can observe: the influence of sliding surface profile of seal rings onto friction losses,

- strumień gazów przepływających z komory spalania cylindra do skrzyni korbowej,
- strumień oleju smarującego infiltrowany do komory spalania i bezpowrotnie tracony wskutek odparowywania wraz z gazami spalinowymi,
- intensywność zużycia powierzchni ślizgowej pierścieni tłokowych, rowków pierścieniowych tłoka i gładzi cylindra.

Każdy z wymienionych czynników wynika z proporcji geometrycznych m.in. powierzchni bocznej tłoka, półek pierścienia zgarniającego, dolnego i górnego pierścienia uszczelniającego oraz rozmieszczenia pierścieni tłokowych na tłoku [7, 10, 14]. Z kolei opory tarcia pierścieni uszczelniających zależą od:

- wysokości i kształtu profilu powierzchni ślizgowej pierścieni,
- właściwości zastosowanych materiałów,
- rozkładu jednostkowych nacisków pierścieni na gładzi cylindra determinowanych sprężystością własną pierścieni i działaniem sił zewnętrznych,
- granicznych błędów makrokształtów otworu cylindrowego (jego okrągłości, prostoliniowości lub współosiowości),
- profili rowków tłokowych,
- odkształceń termicznych tłoka i cylindra,
- lepkości dynamicznej oleju,
- temperatury elementów grupy tłokowo-cylindrowej.

Opirając się na klasycznym modelu newtonowskim cieczy, można przyjąć, że straty tarcia, np. w filmie olejowym między powierzchniami ślizgowymi pierścieni uszczelniających a gładzią cylindra, mogą zawierać się w granicach od kilkunastu W do wartości przekraczającej 100 W.

Najbardziej znaczącą redukcję strat tarcia w grupie tłokowo-cylindrowej można osiągnąć przez:

- zmniejszenie liczby pierścieni uszczelniających,
- redukcję lepkości dynamicznej oleju,
- optymalizację luzu między pierścieniami tłoka a gładzią cylindra, tj. zmianę rozkładu jednostkowych nacisków powierzchni ślizgowych pierścieni tłokowych na gładzi cylindra,
- optymalizację osiowej wysokości pierścieni tłokowych, w szczególności pierścieni uszczelniających,
- zmianę profilu powierzchni ślizgowej pierścieni tłokowych,
- wykorzystanie wariantowania wartości izochorycznego współczynnika przyrostu ciśnienia i prędkości obrotowej silnika z uwzględnieniem trwałości złożenia T-P-C,
- wykorzystanie powłok charakteryzujących się małą chropowatością i dużą odpornością na ścieranie w warunkach tarcia mieszanego.

Obecnie znanych jest wiele metod zmniejszania strat tarcia w zakresie współpracy powierzchni ślizgowych pierścieni uszczelniających z gładzią cylindra. Jednakże rozwijające się technologie precyzyjnej obróbki różnego rodzaju materiałów stosowanych do produkcji pierścieni tłokowych oraz możliwości dokładnego kształtowania ich profilu powierzchni ślizgowych wymagają dokładniejszych badań symulacyjnych i doświadczalnych w zakresie możliwości zmniejszenia strat tarcia pierścieni uszczelniających.

a minimum thickness of oil film throughout the crankshaft rotation angle, the volume of oil squirted towards the combustion chamber of top dead centre in compression stroke and exhaust outlet, the covering of ring sliding surface with oil film and the pressure values in oil film.

A proper correlation of these parameters constitutes the basis for reducing friction losses. The author's concept of limiting friction losses in the piston-cylinder set by using the five selected shapes of ring seal profiles is justified, because if there is a gap between the sliding surface of ring seals and cylinder face, the gap does not have to be completely filled in with oil film. The concept assumes shaping the sliding surface of the ring covered with oil film in various values of the crankshaft rotation angle with various combinations of circumferential grooves.

Introducing the grooves on the sliding surface mostly leads to a slight increase in unit oil consumption. This can be prevented by shortening the distance between the lower and upper seal ring. The impact of shortening the distance of the lower seal ring and the scraping ring for the five selected profile variants on oil consumption is slight. Another limitation resulting from introducing the five selected variants of seal rings is decreasing the minimal oil film thickness in key piston positions, from 10° to 20° after top dead centre at the backing stroke, particularly for the work of the upper seal ring. This can be prevented by using in ring production the surfaces of low roughness, both on the cylinder surface and on the sliding surface of the piston rings up to $Rz = 0.150 \mu\text{m}$. Then special coats of titanium aluminum nitride TiAlCN, aluminum, titanium and chromium nitrides AlCrTiN, aluminum and titanium nitrides AlTiN, and aluminium, titanium and silicon nitrides AlTiSiN must be used.

The simulation used the basic geometrical parameters of 170A.046 Fiat Cinquecento 700. The engine shall be used in experiments while implementing the concept of modification of sliding surfaces of seal rings, which will help to compare simulation and experiment results. The major parameters of the engine assumed in simulation are presented in Table 1. The operational data, especially the engine rotational speed, oil dynamic viscosity and working temperature are necessary to choose the most suitable variants of seal ring profiles. If the minimal thickness of oil film 10o after top dead centre at the backing stroke and the requirements of covering the seal ring profiles with oil film are met, than their change, i.e. increasing the dynamic viscosity of oil or increasing the engine rotational speed will improve the conditions of cooperation between the surfaces of selected kinematic pairs.

In order to define the shape of a sliding profile of ring seals a modified model of a simulation program was used [1]. It defines a selected variant of a profile on the basis of 51 reference points on the axial height of a piston ring (Fig. 1). According to preliminary findings favourable parameters of the oil film can be used with very low values of circumferential groove depths – to $10 \mu\text{m}$ – and the total width of the grooves of $300 \mu\text{m}$ for the lower ring seal and $400 \mu\text{m}$ for the upper ring seal. These values constitute a 20% share in the axial height of

2. Przyjęte warunki brzegowe do badań symulacyjnych

Dzięki opracowanym modelom symulacyjnym [6, 7] opartym na hydrodynamicznej teorii smarowania obserwuje się: wpływ kształtu profilu powierzchni ślizgowych pierścieni uszczelniających na straty tarcia, minimalną grubość filmu olejowego w całym zakresie kąta obrotu wału korbowego, objętość oleju wyciskanego w kierunku komory spalania w GMP w suwie sprężania i wylotu spalin, pokrycie powierzchni ślizgowej pierścienia filmem olejowym i przebieg wartości ciśnień w filmie olejowym.

Określenie poprawnej korelacji pomiędzy tymi parametrami jest podstawą zmniejszenia strat tarcia. Autorska koncepcja zmniejszania strat tarcia w grupie tłokowo-cylindrowej przez zastosowanie wybranych pięciu wariantów kształtu profili pierścieni uszczelniających jest uzasadniona, ponieważ dla szczeliny między powierzchnią ślizgową pierścieni uszczelniających a gładzią cylindra nie ma potrzeby całkowitego wypełnienia tej szczeliny olejem, aby zapewnić ciągłość filmu olejowego. Koncepcja ta zakłada kształtowanie powierzchni ślizgowej pierścienia uszczelniającego, objętej filmem olejowym w różnych przedziałach kąta OWK, za pomocą utworzonych różnych kombinacji rowków obwodowych.

Podczas wprowadzania rowków na powierzchni ślizgowej obserwuje się w większości nieznaczne zwiększanie jednostkowego zużycia oleju. Można temu zapobiec, zmniejszając wzajemną odległość dolnego i górnego pierścienia uszczelniającego. Wpływ zmniejszenia odległości dolnego pierścienia uszczelniającego i pierścienia zgarniającego dla pięciu wybranych wariantów profili na zużycie oleju jest nieznaczny. Innym ograniczeniem wynikającym z wprowadzenia pięciu wybranych wariantów pierścieni uszczelniających jest zmniejszenie minimalnej grubości filmu olejowego, w newralgicznych położeniach tłoka, od 10° do 20° po GMP w suwie rozprężania, szczególnie w zakresie pracy górnego pierścienia uszczelniającego. Można temu przeciwdziałać przez zastosowanie, na etapie produkcji pierścieni, powłok o małej chropowatości zarówno na powierzchni gładzi cylindra, jak i na powierzchni ślizgowej pierścieni tłokowych do wartości maksymalnej $Rz = 0,150 \mu\text{m}$. Trzeba wtedy zastosować specjalne powłoki z węglikoazotku tytanu i glinu TiAlCN, powłoki z azotku glinu, chromu i tytanu AlCrTiN, powłoki z azotku glinu i tytanu AlTiN, powłoki z azotku glinu, tytanu i krzemu AlTiSiN.

Do badań symulacyjnych wykorzystano podstawowe parametry geometryczne silnika 170A.046 Fiata Cinquecento 700. Silnik ten przy wdrażaniu koncepcji modyfikacji kształtu powierzchni ślizgowych pierścieni uszczelniających będzie wykorzystywany podczas badań doświadczalnych, co pozwoli porównać wyniki symulacji z wynikami doświadczalnymi. Ważniejsze parametry tego silnika przyjęte do badań symulacyjnych podano w tabeli 1. Przyjęte dane eksploatacyjne, zwłaszcza prędkość obrotowa silnika, lepkość dynamiczna oleju oraz temperatura pracy silnika, są potrzebne do doboru najbardziej odpowiednich wariantów profili pierścieni uszczelniających. Jeżeli minimalna grubo-

Table 1. Selected engine parameters (170A.046) used in simulations of friction losses and oil film parameters

Tabela 1. Wybrane parametry silnika 170A.046 wykorzystane podczas badań symulacyjnych strat tarcia i parametrów filmu olejowego

Parameter/parametr	Value/wartość	Parameter/parametr	Value/wartość
The angle of ring incline resulting from an incline of piston axis towards piston axis /kąt pochylecia pierścienia wynikający z pochylecia osi tłoka względem osi cylindra	$\alpha = 0.0017$ rad	Mean pressure of the upper ring seal/średni nacisk górnego pierścienia uszczelniającego	$p_{sr-1} = 0.2$ MPa
Oil dynamic viscosity/lepkość dynamiczna oleju	$\eta = 0.00152$ Pas	Mean pressure of the lower ring seal/średni nacisk dolnego pierścienia uszczelniającego	$p_{sr-2} = 0.2$ MPa
Temperature	$T = 95$ °C	Mean pressure of the scraper ring/średni nacisk pierścienia zgarniającego	$p_{sr-3} = 0.1$ MPa
Piston diameter/średnica tłoka	$d_1 = 80$ mm	Distance between the upper and lower ring seals/odległość pierścienia górnego i dolnego uszczelniającego	$a_1 = 4.7$ mm
Piston height/wysokość tłoka	$h_1 = 40$ mm	Distance between the lower ring seal and the scraper ring/odległość pierścienia dolnego uszczelniającego i zgarniającego	$a_2 = 7.5$ mm
Axial height of the upper ring of the ring seal/osiowa wysokość górnego pierścienia uszczelniającego	$h_1 = 1.50$ mm	Isochoric index of pressure increase/izochoryczny współczynnik przyrostu ciśnienia	$\varphi_c = 1.101$
Axial height of the lower ring of the ring seal/osiowa wysokość dolnego pierścienia uszczelniającego	$h_2 = 2.00$ mm	Compression politrope index/wykładnik politropy sprężania	$n_1 = 1.30$
Axial height of the scraper ring/osiowa wysokość pierścienia zgarniającego	$h_3 = 4.00$ mm (ring shelf height/wys. półki pierścienia $h_p = 0.40$ mm)	Backing politrope index/wykładnik politropy rozprężania	$n_2 = 1.35$

ring seals with oil film in comparison with a reference value for piston rings in a particular engine. Simulations assumed a groove depth = 5 μ m for all the combinations of grooves on a profile of a sliding surface of ring seals. Adopting a constant value of circumferential groove depth and an additive width will enable to compare precisely the relations of change in friction resistance and their impact on oil film parameters.

Despite low values of circumferential groove depth and the required tolerance they can be executed with electric erosion mikroprocessing or ablative laser mikroprocessing. Assuming the grooves will be produced before the ring lock, they can be made with precise grinding with tolerance about 20 μ m. However, such tolerance necessitates the application of deeper circumferential grooves, with other geometrical measurement of main mechanisms of the engine precisely defined. This is an additional reason to check in simulations the selected variants of circumferential grooves on the sliding surface of ring seals which could help limit friction losses of ring seals while maintaining good lubricating conditions. So far the execution of circumferential grooves about 5 μ m deep has not been technically possible due to the accuracy of the methods of processing, which is a gap not only in simulation, but also in experiments concerning the influence of profile shapes of sliding surface of ring seals on the reduction of friction

ści filmu olejowego 10° po GMP w suwie rozprężania oraz wymogi dotyczące pokrycia profilu pierścieni uszczelniających filmem olejowym będą spełnione dla wybranych wartości parametrów, to ich zmiana, czyli zwiększenie lepkości dynamicznej oleju albo zwiększenie prędkości obrotowej silnika poprawią warunki współpracy powierzchni wybranych par kinematycznych silnika.

Do określenia profilu powierzchni ślizgowej pierścieni uszczelniających wykorzystano zmodyfikowany model programu symulacyjnego [1], który określa wybrany wariant profilu na podstawie 51 punktów odniesienia na osiowej wysokości pierścienia tłokowego (rys. 1). Zgodnie z dotychczasową symulacją, korzystne parametry filmu olejowego można osiągnąć dzięki zastosowaniu bardzo małych wartości głębokości rowków obwodowych – do 10 μ m oraz sumarycznej szerokości rowków 300 μ m dla dolnego pierścienia uszczelniającego i 400 μ m dla górnego pierścienia. Wartości te stanowią 20-procentowy udział w osiowej wysokości powierzchni ślizgowej pierścienia objętej filmem olejowym w stosunku do wartości referencyjnej pierścieni tłokowych danego silnika. W badaniach symulacyjnych przyjęto głębokość rowka równą 5 μ m dla wszystkich kombinacji rowków na profilu powierzchni ślizgowej pierścieni uszczelniających. Przyjęcie stałej wartości głębokości rowków obwodowych oraz jednakowej sumarycznej ich szerokości umożliwi dokładne porównanie zależności zmiany oporów tarcia i ich wpływu na parametry filmu olejowego od profilu powierzchni ślizgowej.

Pomimo nieznacznych wartości głębokości rowków obwodowych i wymaganej tolerancji wyrobu pierścieni 2 μ m, ich wykonanie jest możliwe za pomocą mikroobróbki elektroerozyjnej lub technologii ablacyjnej mikroobróbki laserowej. Przy założeniu, że rowki obwodowe będą wytwarzane przed wykonaniem zamka pierścienia, dopuszcza się ich wykonanie metodą precyzyjnego szlifowania z tolerancją około 20 μ m. Taka tolerancja wymusza jednak stosowanie rowków obwodowych o większej głębokości, przy precyzyjnym ustaleniu pozostałych wymiarów geometrycznych mechanizmów głównych silnika. Stanowi to dodatkową motywację do weryfikacji w badaniach symulacyjnych wybranych wariantów rowków obwodowych na powierzchni ślizgowej, sprzyjających zmniejszeniu strat tarcia pierścieni uszczelniających przy zachowaniu dobrych warunków smarowania. Dotychczas wykonanie rowków obwodowych o głębokości 5 μ m nie było możliwe ze względu na małą dokładność obróbki, co stanowiło lukę nie tylko w badaniach symulacyjnych, ale również w eksperymentalnych. Główne

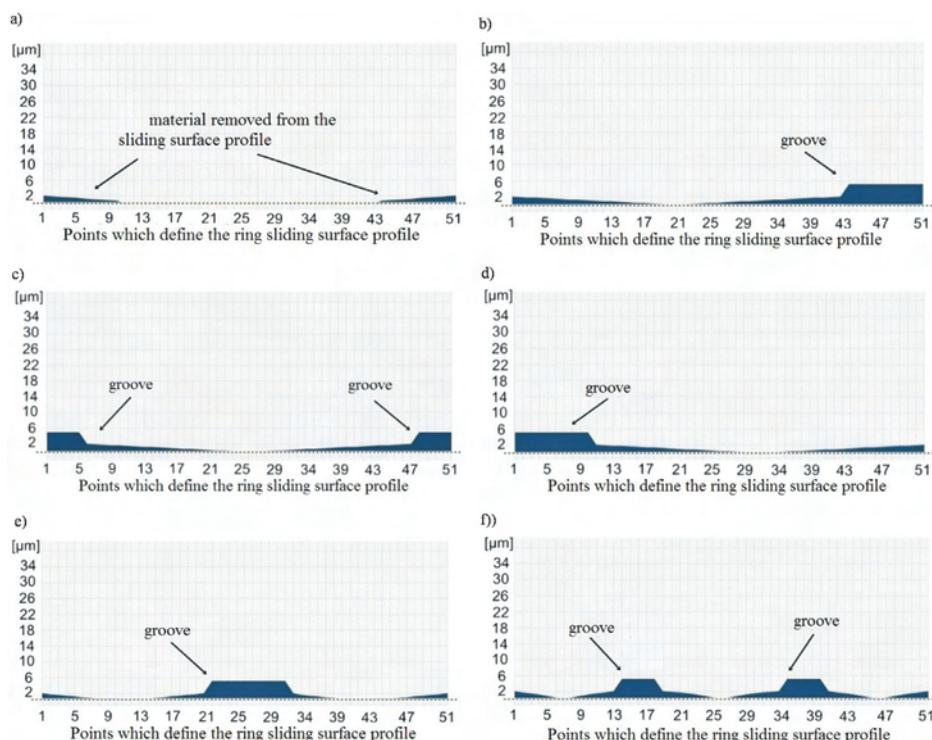


Fig.1. The profiles of sliding surface of ring seals: a) a reference profile b–f) variants 1–5 of the ring seal sliding surface profile with circumferential grooves of 20 % share in the axial width of reference ring and groove depth of 5 μm

Rys. 1. Profile powierzchni ślizgowej pierścieni uszczelniających: a) pierścień referencyjny, b–f) warianty 1–5 profili powierzchni ślizgowej z nałożonymi rowkami obwodowymi o 20-procentowym udziale w szerokości osiowej wysokości pierścienia referencyjnego i głębokości równej 5 μm

losses in the piston-cylinder set. The repetitiveness of production of circumferential grooves on these surfaces with assumed tolerance of processing technology plays a key role in experiments. The characteristics of the processing and assuming optimal parameters with the durability requirements assumed is a major hindrance in analysing the phenomena between these surfaces.

For most ring seals oil film starts in convergence gap and finishes in the divergence gap. Undoubtedly the surface of separation of oil film is influenced by the oil surface tightness and the angle of oil drop adhesion to the surface it is on. It is difficult to identify the area precisely in simulation. The shaping of oil film is greatly influenced by the position of the profile of the ring sliding profile in relation to cylinder face defined by the value of the incline angle of piston rings resulting from the incline of piston axis to cylinder axis. The influence of the value of ring position angle on the values of oil film parameters for the five selected variants of sliding surface of profiles of ring seals must be taken into consideration while deciding on using the chosen variant of profile shape. To illustrate these relationships the angle value in simulations was assumed to be $\alpha = 0.0017 \text{ [rad]} \approx 0.097^\circ$. A disadvantageous choice of profile and its position in relation to cylinder face can lead to discontinuation of oil film, and thus will result in a dramatic increase of friction resistance in various segments of the crank rotation angle (depending on the profile variant). The assumed final variant of a sliding surface profile, particularly for the upper ring seal, allows to lower the oil film

zadanie podczas badań doświadczalnych ma powtarzalność wyrobu rowków obwodowych na tych powierzchniach, przy założonej tolerancji technologii obróbki. Specyfika obróbki i przyjęcie optymalnych jej parametrów przy wymaganiach trwałości są dużym utrudnieniem w analizie zachodzących zjawisk pomiędzy powierzchniami ślizgowymi.

Dla większości pierścieni uszczelniających film olejowy zaczyna się w szczelinie konwergentnej i kończy w szczelinie dywergentnej. Niewątpliwie na obszar oddzielenia filmu olejowego wpływa napięcie powierzchniowe oleju oraz kąt przylegania kropli oleju do powierzchni, na której ona spoczywa. W badaniach symulacyjnych obszar ten jest trudny do jednoznacznej identyfikacji. Na kształtowanie się filmu olejowego znacznie wpływa ustawienie profilu powierzchni ślizgowej pierścienia względem gładzi cylindra, definiowane wartością kąta pochylenia pierścieni tłokowych, wynikającego z pochylenia osi tłoka względem osi cylindra. Wpływ wartości kąta ustawienia pierścienia na parametry filmu olejowego dla pięciu wybranych wariantów profili powierzchni ślizgowych pierścieni uszczelniających musi być uwzględniony na etapie przyjmowania wariantu profilu. Dla uwidocznienia tych zależności do badań symulacyjnych przyjęto wartość kąta $\alpha = 0,0017 \text{ [rad]} \approx 0,097^\circ$. Niekorzystny dobór kształtu profilu i jego ustawienia względem gładzi cylindra może doprowadzić do zerwania filmu olejowego, a tym samym może spowodować gwałtowny przyrost oporów tarcia w różnych przedziałach kąta OWK. Przyjęcie ostatecznego wariantu profilu powierzchni ślizgowej górnego pierścienia uszczelniającego dopuszcza zmniejszenie grubości filmu olejowego do wartości, w której nie dochodzi do wystąpienia sprzyjających warunków do tarcia mieszanego. Ustalenie minimalnej wartości grubości filmu olejowego wymaga dokładniejszych badań doświadczalnych z zakresu tribologii, niemniej jednak za wartość dopuszczalną przyjmuje się obniżenie wartości lokalnej grubości filmu olejowego do 0,300 μm. Taka grubość filmu olejowego jest podyktowana przede wszystkim możliwymi technologiami uzyskiwania powierzchni ślizgowej pierścieni tłokowych i gładzi cylindra.

W wyniku niesymetrycznego położenia tłoka, siła tarcia ślizgowych powierzchni pierścieni tłokowych dla przyjętych wariantów profili może przyjmować różne wartości.

thickness to the value at which there are not conditions for mixed friction. Determining a minimum thickness of oil film for these cases requires more detailed experiments in tribology, nevertheless, the admissible value is assumed the lowering of local thickness of oil film to $0.300\ \mu\text{m}$. Such thickness of oil film is mainly caused by possible technologies of production of piston ring and cylinder face sliding surfaces.

Due to non-symmetrical position of piston the friction of sliding surfaces of piston rings for the assumed profile variants can assume different values. The resulting torque generates a change in piston axis incline, thus changing the position of sliding surfaces of piston rings in relation to cylinder face. An analysis of the position of the five selected variants of ring seals for the elements located in the movement plane of the wrist pin and the characteristic elements of the cylinder to which the piston is pressed during the backing and compression strokes is necessary to define their share and influence onto total friction losses of the lower and upper ring seal, the local thickness of oil film between the mating surfaces, the covering of the selected profile variant of the ring sliding surface with oil film and the consumption of oil.

Figure 1 presents five conceptual variants of profiles of the ring seal sliding surface which are necessary to indicate the research directions to evaluate the possibilities to reduce friction losses and the values of all the vital oil film parameters which are possible technologically as well as a reference symmetrical barrel profile. The vertical axis in Fig. 1 describes the value of piston ring thickness in micrometers. The horizontal value shows the distribution points from 1 to 51 defining a shape of a given variant of ring seal sliding surface.

3. Analysis of simulation results for selected variants of ring seals

After the stroke resulting from the piston movement a ring leaves on the cylinder face a particular oil layer, which defines oil film parameters characteristic of the next piston rings. The values of oil layer thickness left on the cylinder face can be calculated based on a model of mathematical balance of fluxes [6].

An analysis of the function of lower ring seal depending on selected profile variants of the sliding surface led to significant conclusions. They result from stochastic parameters of oil film covering of a profile variant of a sliding surface of the lower piston ring and pressure values in oil film. Each preliminary considered variant of the profile of sliding surface of both ring seals should be considered individually in terms of the function of crankshaft rotation angle for the whole cycle of work and the changeable engine loads which occur there. In order to balance oil flows in the area of the lower ring seal it is necessary to correlate the local thickness of oil layer left on the cylinder face by the scraper ring with the location of the lower ring seal. A significant issue is the distance between the lower ring seal and the scraper ring as well as their total axial height covered with oil film. It is assumed based on theoretical considerations of the ef-

W efekcie powstaje moment obrotowy powodujący zmianę kąta nachylenia osi tłoka, a więc położenia powierzchni ślizgowej pierścieni tłokowych względem gładzi cylindra. Analiza położenia pięciu wybranych wariantów pierścieni uszczelniających dla tworzących leżących w płaszczyźnie ruchu osi sworznia tłokowego oraz dla charakterystycznych tworzących cylindra, do którego tłok jest dociskany w suwie rozprężania i w suwie sprężania, jest konieczna. Taka analiza umożliwia określenie wpływu położenia tłoka na całkowite straty tarcia dolnego i górnego pierścienia uszczelniającego, lokalną grubość filmu olejowego pomiędzy współpracującymi płaszczyznami, pokrycie wybranego wariantu profilu powierzchni ślizgowej pierścienia filmem olejowym oraz zużycie oleju.

Na rysunku 1 zaprezentowano pięć wariantów profili powierzchni ślizgowej pierścieni uszczelniających, niezbędnych do wyznaczenia kierunku badań możliwości redukcji strat tarcia i przebiegu najważniejszych parametrów filmu olejowego oraz referencyjny profil baryłkowy symetryczny. Na osi pionowej rys. 1 opisano wartość grubości rowków obwodowych umieszczonych na powierzchni ślizgowej pierścieni uszczelniających wyrażoną w mikrometrach. Oś pozioma przedstawia rozkład punktów od 1 do 51 definiujących kształt danego wariantu profilu powierzchni ślizgowej pierścienia uszczelniającego.

3. Analiza wyników badań symulacyjnych wybranych wariantów pierścieni uszczelniających

Pierścień po wykonaniu suwu wynikającego z ruchu tłoka pozostawia na gładzi cylindra warstwę oleju, która warunkuje parametry filmu olejowego charakterystyczne dla następnego z pierścieni tłokowych. Przebieg grubości warstwy oleju pozostawionej na gładzi cylindra można obliczyć na podstawie matematycznego modelu bilansu strumieni przepływów [6].

Analiza funkcji dolnego pierścienia uszczelniającego w aspekcie pięciu przyjętych wariantów profilu powierzchni ślizgowej prowadzi do istotnych wniosków. Wynikają one ze stochastycznych parametrów pokrycia danego wariantu profilu powierzchni ślizgowej dolnego pierścienia tłokowego filmem olejowym oraz przebiegów ciśnień w filmie olejowym. Każdy z wstępnie wytypowanych wariantów profilu powierzchni ślizgowej obu pierścieni uszczelniających należy rozpatrywać osobno, w ujęciu funkcji kąta OWK dla całego cyklu pracy oraz występujących w nim zmiennych obciążeń silnika. Dla zbilansowania przepływów oleju w obszarze dolnego pierścienia uszczelniającego niezbędne jest skojarzenie lokalnej grubości warstwy oleju pozostawionej na gładzi cylindra przez pierścień zgarniający z położeniem dolnego pierścienia uszczelniającego. Istotna w tym aspekcie jest wzajemna odległość pierścieni dolnego uszczelniającego i zgarniającego oraz ich część profilu objęta filmem olejowym. Przyjęta na podstawie rozważań teoretycznych skuteczność referencyjnego pierścienia zgarniającego definiuje przedział kąta OWK, dla którego niektóre warianty profilu powierzchni ślizgowych dolnego pierścienia uszczelniającego przejmują funkcję pierścienia

ficiency of the reference scraper ring and defines the segment of crankshaft rotation angle for which the lower ring seal obtains the field of the scraper ring in terms of particular variants of sliding surface profiles. The role of the lower ring seal and a change in its function are closely related to the local thickness of oil layer left by the scraper ring on the cylinder face and a total distribution of unit pressures onto the cylinder face.

The even covering of sliding surface profile of the lower ring seal and the friction resistance are particularly important while defining the thickness of the oil film left on the cylinder face for the upper ring seal. The selection of a favourable profile of sliding surface of the lower seal ring which influences oil film parameters is less complicated than for the upper seal ring. This results from the impact of gas forces directly onto the surface of the upper seal ring.

Ensuring the conditions to obtain an even oil film between the selected variant of the sliding surface of the upper ring seal and the cylinder face is a main indicator of suiting the profile of both ring seals to the assumed operating conditions of the engine. A correlation of parameters, i.e. the covering of the sliding surface profile of the upper ring seal, a minimum thickness of oil film for selected ranges of the crankshaft rotation angle is necessary to reduce friction loss effectively for both rings. It is also necessary to maintain admissible values of the volume of oil scraped to the combustion chamber during the compression stroke and exhaust outflow as well as the durability of kinematic system.

The reduction of power absorbed by the lower ring seal is the same for the elements lying in the motion plane of the wrist pin and for all the assumed profiles of sliding surfaces in relation to the reference piston ring profile and equals 2 W. A profile with central circumferential groove, i.e. variant 2 (Fig. 1c) of the profile of sliding surface of the lower ring seal is advantageous for the cylinder's characteristic element, to which the piston is pressed in compression stroke. Variant 5 (Fig. 1f), i.e. the profile with two internal and parallel circumferential grooves, is disadvantageous, as it results in friction power increase by 26 W. The other variants, namely 1, 3 and 4 of sliding surface profiles of the lower ring seal result in reducing friction power by only 1 W. With the cylinder element to which the pin is pressed in the compression and backing stroke variant 5 of the said profile generates friction power of 3 W. In such case variant 2 of the profile also proves advantageous, as the friction power it generates for the element to which the pin is pressed in compression stroke is lower than a reference profile by 2 W and it is the same for the element to which the pin is pressed in the backing stroke. Variants 1 and 4 add 2 W to the increase in friction power for the element to which the pin is pressed during backing stroke. When analysing only this criterion, it can be claimed that variants 2 and 3 of the profile constitute a basis for optimal reduction of friction losses of the lower ring seal. Such a selection of profile variants for the sliding surface of the lower ring seal is incomplete, which is proved after a detailed analysis of friction loss and the evenness of film oil cover on the profile of the upper ring seal. After analysing

zgarniającego. Rola dolnego pierścienia uszczelniającego oraz zmiana jego funkcji wykonawczej są ściśle związane z lokalną grubością warstwy oleju pozostawionej przez pierścień zgarniający na gładzi cylindra oraz rozkładem nacisków jednostkowych pierścienia na gładź cylindra.

Przebieg pokrycia profilu powierzchni ślizgowej dolnego pierścienia uszczelniającego oraz występujące opory tarcia są szczególnie ważne podczas definiowania grubości filmu olejowego, która pozostaje na gładzi cylindra dla górnego pierścienia uszczelniającego. Dobór korzystnego profilu powierzchni ślizgowej dolnego pierścienia uszczelniającego wpływającego na parametry filmu olejowego jest mniej skomplikowany niż dla górnego pierścienia uszczelniającego. Wynika to z oddziaływania sił gazowych bezpośrednio na powierzchnię roboczą górnego pierścienia uszczelniającego.

Zapewnienie warunków do powstania ciągłego filmu olejowego między wybranym wariantem powierzchni ślizgowej górnego pierścienia uszczelniającego a gładzi cylindra jest podstawowym wyznacznikiem dopasowania odpowiedniego profilu dla obu pierścieni uszczelniających do każdego warunków eksploatacji silnika. Korelacja parametrów pokrycia profilu powierzchni ślizgowej górnego pierścienia uszczelniającego z minimalną grubością filmu olejowego dla wybranych zakresów kąta OWK jest niezbędna do efektywnego zmniejszenia oporów tarcia obu pierścieni uszczelniających, przy czym konieczne jest zachowanie dopuszczalnych wartości objętości zgarnianego oleju do komory spalania w suwie sprężenia i wylotu spalin oraz trwałości złożenia kinematycznego.

Dla tworzących leżących w płaszczyźnie ruchu osi sworzni łożkowych redukcja mocy pochłanianej przez dolny pierścień uszczelniający dla wszystkich przyjętych wariantów profilu powierzchni ślizgowych w stosunku do referencyjnego profilu pierścienia łożkowego jest taka sama i wynosi 2 W. Dla charakterystycznej tworzącej cylindra, do której łożek jest dociskany w suwie sprężania korzystnie wypada wariant 2 (rys.1c), czyli profil z centralnie usytuowanym rowkiem obwodowym. Niekorzystny jest wariant 5 (rys. 1f), czyli profil z dwoma wewnątrz równoległe położonymi rowkami obwodowymi, który prowadzi do przyrostu mocy tarcia o 26 W. Pozostałe warianty 1, 3 i 4 (rys. 1b,d,e) profili powierzchni ślizgowej dolnego pierścienia uszczelniającego dają zmniejszenie mocy tarcia zaledwie o 1 W. Dla tworzącej cylindra, do której łożek jest dociskany w suwie sprężania i rozprężania, wariant 5. profilu powierzchni ślizgowej dolnego pierścienia uszczelniającego generuje moc tarcia równą 3 W. W tym przypadku wariant 2. profilu powierzchni ślizgowej wypada także korzystnie: generuje on bowiem moc tarcia dla tworzącej, do której łożek jest dociskany w suwie sprężania, mniejszą niż profil referencyjny o 2 W i równą dla tworzącej, do której łożek jest dociskany w suwie rozprężania. Warianty 1 i 4 powodują wzrost mocy tarcia dla tworzącej, do której łożek jest dociskany w suwie rozprężania o 2 W. Analizując te warianty, można stwierdzić, że warianty 2 i 3 profilu stanowią podstawę optymalnej redukcji strat tarcia dolnego pierścienia uszczelniającego. Taki dobór wariantów profilu powierzchni ślizgowej dolnego pierścienia uszczelniającego

the situation of circumferential grooves on sliding surfaces of the lower ring seal it can be concluded that variants 1, 3 and 4 provide the best parameters of oil film coverage.

Figure 2 shows parameters of oil film and friction losses for a reference profile of the sliding surface of the upper ring seal in various piston positions.

Regardless of the profile variant the sliding surface of the upper ring seal in the motion between top dead centre and bottom dead centre encounters turning points of the lower rings, e.g. the lower ring seal, which results in irregularities in the oil film thickness, especially in its thinning in the crucial turning point of the pint near the top dead centre in the backing stroke. Without long-term tribologic studies it is difficult to define how much the thickness of oil film can be lowered between the sliding surface of the upper ring seal and the cylinder face in the range of 5° to 20° crankshaft rotation angle after top dead centre in the backing stroke. The adopted area of the crankshaft rotation angle is considered the most crucial, as the pressure of the sliding surface profile of the upper ring seal with gas forces is the highest shortly after top dead centre to the cylinder face. After the ring passes from top dead centre to bottom dead centre a particular oil layer is left on the cylinder face. It partly evaporates because of the flame from the burnt fuel and air mixture. The amount of irretrievably lost oil film thickness in this case does not have a great influence on the reduction of oil film thickness in this range of crankshaft rotation angle for the upper ring seal.

In order to evaluate the effects of implementing selected variants of sliding surface profile of ring seals on the durability and reliability of engine the oil film thickness should be compared at 5° and 10° of crankshaft rotation angle after top dead centre in the backing stroke. These values for the cylinder characteristic elements lying in the motion plane of the piston axis and in extreme positions, in which the piston is pressed in the backing and compression strokes are presented in Table 2. It can be assumed that the increase of the convex of the sliding surface profile of ring seals, i.e. the lowering of the circumferential groove determines a reduction of the values of extrusion effect index and the index considerably determines the oil film thickness. This is why profiles of variants 1, 3 and 4 are the best in such

jest niekompletny, co stwierdza się po szczegółowej analizie mocy tarcia i przebiegu pokrycia filmem olejowym profilu górnego pierścienia uszczelniającego. Analizując ułożenie rowków obwodowych na powierzchniach ślizgowych dolnego pierścienia uszczelniającego, stwierdza się, że najlepsze parametry pokrycia filmem olejowym tego profilu uzyskuje się dla wariantów 1, 3, 4.

Na rysunku 2 przedstawiono parametry filmu olejowego i straty tarcia dla referencyjnego profilu powierzchni ślizgowej górnego pierścienia uszczelniającego w różnych położeniach tłoka.

Niezależnie od wariantu profilu powierzchni ślizgowej górnego pierścienia uszczelniającego, podczas ruchu między GMP i DMP napotyka on na punkty zwrotne niżej leżących pierścieni, m.in. dolnego pierścienia uszczelniającego, co prowadzi do nieregularności przebiegu grubości filmu olejowego, a zwłaszcza jego zmniejszenia w krytycznym punkcie zwrotnym tłoka w pobliżu GMP w swie rozprężania. Bez długotrwałych badań tribologicznych trudno jest określić, do jakiej wartości można zmniejszyć grubość filmu olejowego między powierzchnią ślizgową górnego pierścienia uszczelniającego a gładzią cylindra, w zakresie od 5° do 20° OWK po GMP w swie rozprężania. Przyjęty obszar kąta OWK uważa się za najbardziej niewralgiczny, ponieważ docisk profilu powierzchni ślizgowej górnego pierścienia uszczelniającego do gładzi cylindra siłami gazowymi tuż po GMP jest największy. Po przejściu pierścienia z GMP do DMP na gładzi cylindra pozostaje warstwa oleju, która ulega częściowemu odparowaniu w wyniku oddziaływania płomienia spalanej mieszanki paliwowo-powietrznej na gładź cylindra. Ilość traconej bezpowrotnie grubości filmu olejowego dla tego przypadku nie ma dużego wpływu na zmniejszenie grubości filmu olejowego w tym zakresie kąta OWK dla górnego pierścienia uszczelniającego.

Chcąc ocenić wpływ wybranych 5. wariantów profili powierzchni ślizgowych pierścieni uszczelniających na trwałość i niezawodność pracy silnika, należy porównać grubość filmu olejowego 5° i 10° OWK po GMP w swie rozprężania. Przebieg tych wartości dla charakterystycznych tworzących cylindra, leżących w płaszczyźnie ruchu osi sworzni tłokowego oraz w skrajnych położeniach,

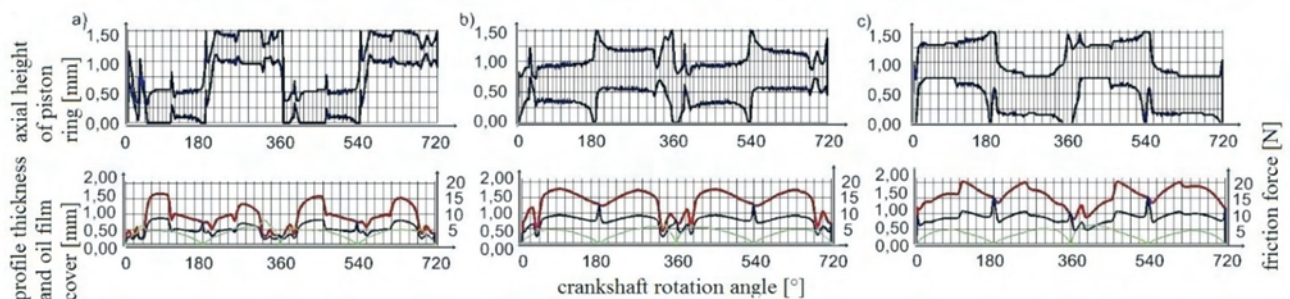


Fig. 2. Change of oil film area of a barrel profile of an upper ring seal (reference) – blue line, the evenness of oil film thickness – red line, friction forces – green line in the function of crank position angle: a) for the element in the motion plane to which the piston is pressed in backing stroke L (Table 2), b) for the characteristics elements of M – wrist pin axis, c) R – in the compression stroke

Rys. 2. Zmiana obszaru pokrycia baryłkowego profilu górnego pierścienia uszczelniającego (referencyjnego) filmem olejowym – linia niebieska, przebieg grubości filmu olejowego – linia czerwona, siły tarcia – linia zielona w funkcji OWK: a) dla charakterystycznej tworzącej cylindra, do której tłok jest dociskany w swie rozprężania L (tab. 2), b) dla tworzących leżących w płaszczyźnie ruchu osi sworzni tłokowego M, c) w swie sprężania R

Table 2. Distribution of oil film thickness 5° and 10° after top dead centre and friction forces 20° after top dead centre in the backing stroke for selected profile variants of the sliding surface of the upper ring seal: a) for the elements lying in the motion plane of piston axis: M, b) for the characteristic element of the cylinder to which the piston is pressed in the backing stroke: L, c) in the compression stroke: R

Tabela 2. Rozkład grubości filmu olejowego 5° i 10° po GMP oraz siły tarcia 20° po GMP w suwii pracy dla wybranych wariantów profili powierzchni ślizgowych górnego pierścienia uszczelniającego

Variant of a sliding profile of a ring/wariant profilu powierzchni ślizgowej pierścienia	Position of the piston versus cylinder face/ położenie tłoka względem gładzi cylindra	Oil film thickness 5° after dead point centre/grubość filmu olejowego 5° po GMP [µm]	Oil film thickness 10° after point dead centre/ grubość filmu olejowego 10° po GMP [µm]	Friction force 20° after dead point centre in backing stroke/siła tarcia po GMP w suwii rozprężania [N]
1	M	0.230	0.430	3.6
	L	0.241	0.385	3.4
	R	0.208	0.344	4.1
2	M	0.450	0.439	8.6
	L	0.203	0.256	2.6
	R	0.518	0.444	4.5
3	M	0.223	0.400	8.6
	L	0.231	0.372	3.6
	R	0.205	0.314	4.6
4	M	0.247	0.464	3.3
	L	0.253	0.406	3.1
	R	0.263	0.386	3.6
5	M	0.202	0.200	17.3
	L	0.200	0.256	12.2
	R	0.506	0.391	4.2
Reference/referencyjny	M	0.657	0.711	4.3
	L	0.269	0.359	4.0
	R	0.836	0.852	4.9

conditions of kinematic pairs cooperation. Reduction of oil film thickness of 10° after top dead centre in the backing stroke for the cylinder element lying in the motion plane of the piston for profiles 1, 3 and 4 is 39.53%, 38.26% and 34.74 % respectively. For the other cylinder elements lying in extreme positions, particularly in the backing stroke, the oil film thickness for variants 1, 3 and 4 is more favourable than for variants 2 and 5. This refutes an earlier hypothesis according to which variants 2 and 5 of the profiles of sliding surfaces of ring seals with circumferential grooves placed in the middle of the area were more promising than variants 1,

w których tłok jest dociskany w suwii rozprężania i sprężania, przedstawiono w tabeli 2. Można przyjąć, że wzrost wypukłości profilu powierzchni ślizgowej pierścieni uszczelniających, a więc zwiększanie głębokości rowka obwodowego wywołuje redukcję wartości wskaźnika efektu wyciskania, a wskaźnik ten w dużej mierze decyduje o grubości filmu olejowego. Z tego względu w tych warunkach współpracy powierzchni par kinematycznych korzystnie przedstawiają się profile wariantów 1, 3 i 4. Redukcja grubości filmu olejowego 10° po GMP w suwii rozprężania dla tworzącej cylindra, leżącej w płaszczyźnie ruchu osi sworzni tłokowego, wynosi dla profili wariantów 1, 3 i 4 odpowiednio: 39,53%, 38,26% i 34,74 %. Dla pozostałych tworzących cylindra, leżących w skrajnych położeniach, a w szczególności w suwii rozprężania, lokalna grubość filmu olejowego dla wariantów 1, 3 i 4 jest bardziej korzystna niż dla wariantów 2 i 5. Powoduje to odrzucenie wcześniejszej tezy, że warianty 2 i 5 profili powierzchni ślizgowych pierścieni z rowkami obwodowymi, umieszczonymi po środku tej powierzchni, są bardziej korzystne niż warianty 1, 3 i 4 profili z rowkami umieszczonymi na ich zewnętrznych krawędziach w różnych położeniach i różnych wymiarach geometrycznych.

Na rysunkach 2–6 zauważa się znaczne zmniejszenie siły tarcia 20° OWK po GMP w suwii rozprężania dla wariantu 1. w stosunku do profilu referencyjnego oraz profilu z wariantu 2. Zmniejszenie siły tarcia dla wariantu 1 i 4 jest bardzo duże i wynosi dla tworzącej cylindra i względnego położenia tłoka oznaczonego literą M odpowiednio: 16,28% i 23,26%. Dla tworzących oznaczonych literami L i R obserwuje się również korzystną zmianę wartości siły tarcia 20° OWK po GMP w suwii rozprężania dla wariantów 1 i 4. Dla większych prędkości obrotowych silnika oraz dla większej wartości współczynnika izochorycznego

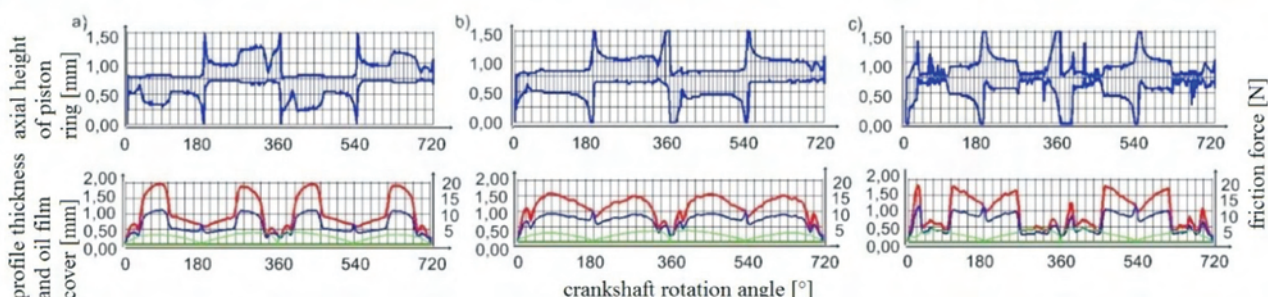


Fig. 3. Change in the area of oil film cover of version 1 of the profile of upper ring seal – blue line, the evenness of oil film – red line, friction forces – green line in the function of crank position angle: a) for the elements lying in the motion plane of the wrist pin M, b) for the characteristic cylinder element to which the piston is pressed in the backing stroke L, c) in the compression stroke R

Rys. 3. Zmiana obszaru pokrycia 1. wersji profilu górnego pierścienia uszczelniającego filmem olejowym – linia niebieska, przebieg grubości filmu olejowego – linia czerwona, siły tarcia – linia zielona w funkcji kąta położenia korby: a) dla charakterystycznej tworzącej cylindra, do której tłok jest dociskany w suwii rozprężania L, b) dla tworzących leżących w płaszczyźnie ruchu osi sworzni tłokowego M, c) w suwii sprężania R

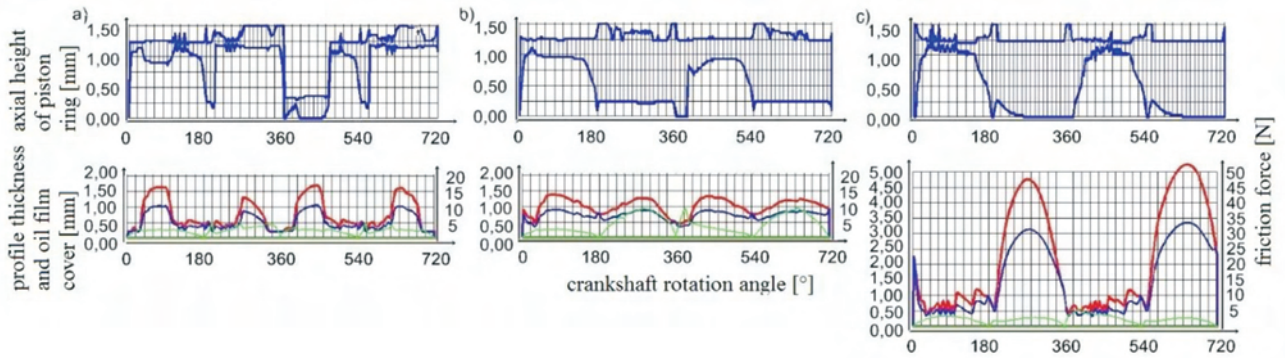


Fig. 4. Change in the evenness of oil film cover of version 2 of the upper ring seal – blue line, the evenness of oil film thickness – red line, friction force in function of crank position angle – green line: a) for the characteristic cylinder element to which the piston is pressed in the backing stroke – L, b) for the characteristic cylinder element to which the piston is pressed in the backing stroke – L, c) in the compression stroke – R

Rys. 4. Zmiana obszaru pokrycia 2. wersji profilu górnego pierścienia uszczelniającego filmem olejowym – linia niebieska, przebieg grubości filmu olejowego – linia czerwona, siły tarcia – linia zielona w funkcji kąta położenia korby: a) dla charakterystycznej tworzącej cylindra, do której tłok jest dociskany w suwiew rozprężania L, b) dla tworzących leżących w płaszczyźnie ruchu osi sworzni tłokowego M, c) w suwiew sprężania R

3 and 4 of the profiles with grooves placed on the outer edges in various positions and geometrical measurements.

Figures 2–6 indicate a significant reduction in the friction force 20° crankshaft rotation angle after top dead centre in the backing stroke for variant 1 in comparison with the reference profile and the profile of variant 2. Reducing the friction force for variants 1 and 4 is highly significant and

stopnia przyrostu ciśnienia redukcja wartość sił tarcia 20° po GMP w suwiew rozprężania oraz całkowita moc tarcia pochłaniana przez pierścienie uszczelniające ulegają znacznemu zmniejszeniu w stosunku do profilu referencyjnego.

Warianty 2 i 5 profili powierzchni ślizgowej pierścieni uszczelniających ocenia się bardzo niekorzystnie pod względem strat tarcia powodowanych przez górny pierścień

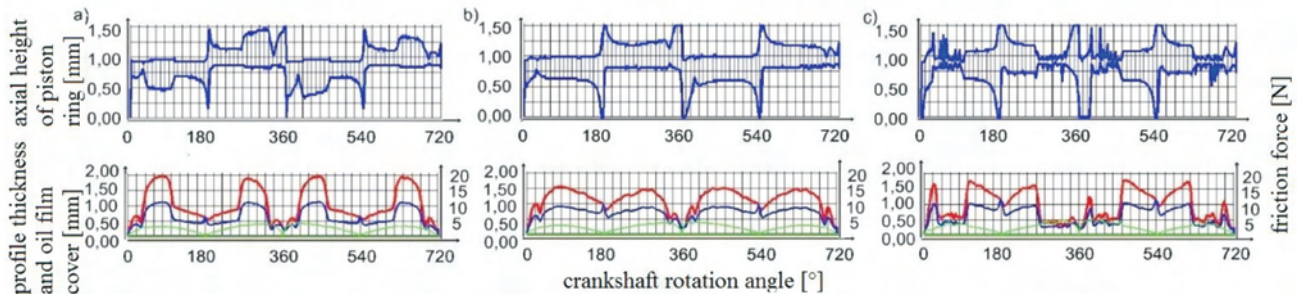


Fig. 5. Change in the evenness of oil film cover of version 3 of the upper ring seal – blue line, the evenness of oil film thickness – red line, friction force in function of crank position angle – green line: a) for the characteristic cylinder element to which the piston is pressed in the backing stroke L, b) for the characteristic cylinder element to which the piston is pressed in the backing stroke L, c) in the compression stroke R

Rys. 5. Zmiana obszaru pokrycia 3. wersji profilu górnego pierścienia uszczelniającego filmem olejowym – linia niebieska, przebieg grubości filmu olejowego – linia czerwona, siły tarcia – linia zielona w funkcji kąta położenia korby: a) dla charakterystycznej tworzącej cylindra, do której tłok jest dociskany w suwiew rozprężania L, b) dla tworzących leżących w płaszczyźnie ruchu osi sworzni tłokowego M, c) w suwiew sprężania R

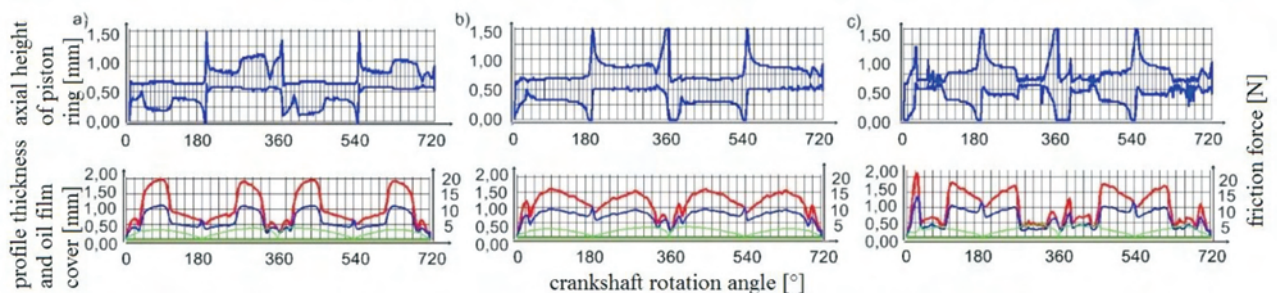


Fig. 6. Change in the evenness of oil film cover of version 4 of the upper ring seal – blue line, the evenness of oil film thickness – red line, friction force in function of crank position angle – green line: a) for the characteristic cylinder element to which the piston is pressed in the backing stroke L, b) for the characteristic cylinder element to which the piston is pressed in the backing stroke L, c) in the compression stroke R

Rys. 6. Zmiana obszaru pokrycia 4. wersji profilu górnego pierścienia uszczelniającego filmem olejowym – linia niebieska, przebieg grubości filmu olejowego – linia czerwona, siły tarcia – linia zielona w funkcji kąta położenia korby: a) dla charakterystycznej tworzącej cylindra, do której tłok jest dociskany w suwiew rozprężania L, b) dla tworzących leżących w płaszczyźnie ruchu osi sworzni tłokowego M, c) w suwiew sprężania R

for the cylinder element and relative piston position marked with M is 16.28 % and 23.26 % respectively, for the elements marked with the letters L and R also an advantageous change in the friction force value 20° crankshaft rotation angle after top dead centre is observed in the backing stroke for variants 1 and 4. For higher rotational speeds of the engine and a higher value of the isochoric index of pressure increase rate the reduction in friction 20° after top dead centre during the backing stroke and the total friction power absorbed by the ring seals is considerably limited in comparison with the reference profile variant of the ring seal.

Variants 2 and 5 of the profiles of sliding surface of ring seals are very disadvantageous in terms of friction losses generated by the upper ring seal. After an analysis of Fig. 4 and Table 2 a significant increase in friction forces in all the scope of crankshaft rotation angle is found for the five variants of profiles of sliding surface of ring seals. Adapting the variants with two or more circumferential grooves placed in the middle of axial height of a sliding surface profile of ring seals helps greatly reduce oil film thickness between the upper ring seal and cylinder face and leads to increased friction losses by the upper ring seal. It must be reminded that the profiles are adopted simultaneously for the lower and upper seal ring.

An increased load influence on the friction force for the five selected profile variants occurs only in the backing stroke and for low values of the crankshaft rotation angle value. Such a characteristics means that an average value of friction pressure in oil film for a loaded and unloaded engine will be comparable for selected profile variants of the sliding surfaces of both ring seals. Even the value of the minimum oil film thickness at crucial points of piston position between the sliding surface of the upper ring seal and the cylinder face in the backing stroke, assuming any variant of the profiles, does not significantly change in terms of discontinuation of oil film coverage. This is caused by unloading effect of boundary pressure in the spot of oil film discontinuation.

An important parameter deciding on the choice of an optimal variant of a profile of a sliding surface of ring seals is its influence on the pressure of the upper ring seal to cylinder face with gas forces and consequently the volume of oil squirted towards the combustion chamber V_2 and V_4 . After converting the volume values a single and hourly oil consumption can be obtained. The volume of oil scraped during compression and outflow is mainly influenced by the oil film layer on the sliding surface. Based on simulation results it can be assumed that oil consumption significantly increases after a change of shapes in variants 1–5 of sliding surface profiles of ring seals in comparison with the reference profile of the ring seal. This fact greatly complicates the reason for applying the above variants of sliding surface profiles of ring seals in order to control friction losses of ring seals. Despite these limitations it can be seen that variants 1, 3 and 4 have the best characteristics in comparison with the other variants of ring seal profiles. This is due to advantageous covering of the sliding surface profile of ring seals with oil film. Also in real conditions implementing grooves from variants 1, 3 and 4 will lead to increased unit pressure

uszczelniający oraz pokrycia ich profilu filmem olejowym. Na podstawie analizy rysunku 4 i tabeli 2 stwierdza się znaczny wzrost sił tarcia w całym zakresie kąta OWK dla przyjętych pięciu wariantów profilu powierzchni ślizgowych pierścieni uszczelniających. Wprowadzenie profili o dwóch lub więcej rowkach obwodowych umieszczonych po środku osiowej wysokości profilu powierzchni ślizgowej, sprzyja znacznej redukcji grubości filmu olejowego pomiędzy górnym pierścieniem uszczelniającym a gładzią cylindra oraz prowadzi do zwiększenia strat tarcia przez górny pierścień uszczelniający. Należy tu przypomnieć, że dane profile są przyjęte równocześnie dla dolnego i górnego pierścienia uszczelniającego.

Wpływ wzrostu obciążenia na wartość siły tarcia dla pięciu wybranych wariantów profilu występuje wyłącznie w suwie rozprężania silnika dla niewielkich wartości kąta OWK. Taka właściwość oznacza, że średnia wartość ciśnienia tarcia w filmie olejowym dla silników obciążanego i nieobciążonego będzie porównywalna dla wybranych wariantów profilu powierzchni ślizgowych obu pierścieni uszczelniających. Nawet wartość minimalnej grubości filmu olejowego w niewrażliwych punktach położenia tłoka, pomiędzy powierzchnią ślizgową górnego pierścienia uszczelniającego a gładzią cylindra w suwie rozprężania, biorąc pod uwagę którykolwiek z wariantów profilu, nie zmienia się na tyle, aby zakłócić przebieg ciągłości filmu olejowego. Jest to spowodowane odciążającym działaniem ciśnienia brzegowych w miejscu odwarstwienia i rozpoczęcia filmu olejowego.

Ważnym parametrem decydującym o wyborze optymalnego wariantu profilu powierzchni ślizgowej pierścieni uszczelniających jest jego wpływ na docisk górnego pierścienia uszczelniającego do gładzi cylindra siłami gazowymi, co w konsekwencji wpływa na objętość oleju wyciskanego w kierunku komory spalania V_2 i V_4 (tab. 3). Po przeliczeniu wartości tych objętości można ustalić wartość jednostkowego i godzinowego zużycia oleju. Na objętość zgarnianego oleju w suwie sprężania i wylotu wpływa głównie pokrycie powierzchni ślizgowej filmem olejowym. Na podstawie wyników symulacji można przyjąć, że pod wpływem zmiany w wariantach 1–5 profilu powierzchni ślizgowej pierścieni uszczelniających w stosunku do profilu referencyjnego pierścienia uszczelniającego, znacznie wzrasta zużycie oleju. To bardzo komplikuje zasadność stosowania powyższych wariantów profilu powierzchni ślizgowej do zmniejszenia strat tarcia pierścieni uszczelniających. Pomimo tych ograniczeń, można zauważyć, że warianty 1, 3 i 4 mają najlepsze właściwości w stosunku do pozostałych wariantów profilu pierścieni uszczelniających. Spowodowane jest to korzystnym pokryciem profilu powierzchni ślizgowej filmem olejowym. Należy również zauważyć, że w warunkach rzeczywistych wprowadzenie rowków z wariantu 1, 3 i 4 będzie prowadzić do zwiększenia nacisków jednostkowych na gładź cylindra, a zatem będzie skutkowało lepszym uszczelnieniem i zmniejszeniem zużycia oleju.

Jednostkowe i godzinowe zużycie oleju oraz objętość oleju wyciskanego w kierunku GMP dla różnych kątów po-

onto the cylinder face, and consequently a better sealing and decrease in oil consumption.

The results of single and hourly consumption and the volume of oil squirted towards top dead centre for various position angles of the lateral piston area in relation to cylinder face marked with the letters M, L i R are presented in Table 3. Based on Fig. 1–6 and the data from Table 3 it can be claimed that the consumption of oil considerably depends on the pressure from the divergent slot occurring over the ring depending on the piston motion direction and the external pressure for the convergent side of lubricating slot between the ring and the cylinder face. Variants 1,3 and 4 ensure an acceptable distribution of oil film thickness for all the range of crankshaft rotation angle in all the engine strokes and guarantee partial covering of the profile of the sliding surface of the upper ring seal. According to preliminary findings even if the circumferential groove depth and its total axial height increase, variants 1, 3 and 4 provide acceptable conditions for creating an even oil film.

The most promising results are obtained for variant 3 of the profile of the sliding surface of ring seals – Fig. 5. This is due to placing the circumferential groove on the sliding surface profile of the ring seal on the side of crankcase. Thanks to this the upper ring sliding surface is covered with a thinner layer of oil during the compression stroke. During this time the convergent slot becomes narrower and so the oil film volume is lower, which helps limit friction losses. When the piston changes its direction after passing the top dead centre at the backing stroke, where the pressure in oil film increases, conditions to create convergent slot are also favourable. Moreover, creating a buffer space under the upper seal ring can speed up the utilisation effects, which means better sealing of the cylinder by increased unit pressure, better lubrication conditions, lower friction losses and more effective driving heat energy from that ring. By resigning from the upper circumferential groove for the upper seal ring, as was the case in equally favourable variants 1 and 4, the sedimentation of hydrocarbons produced during combustion is prevented. In this area of sliding surface introducing grooves with their small geometrical measurements can lead to their contamination with hydrocarbon particles and their final disappearance when the engine has been used for a long time. Such contamination of grooves with combustion products will certainly decrease the engine durability. The synthetic oils currently produced can effectively prevent this.

As the author found, in order to ensure fluid friction at all the crucial turning points of the piston from 5° to 20° after top dead centre at the backing stroke the convergent slot must be created on the axial height of the sliding surface of the ring on the side of the crankcase. Variant 3, in which the circumferential groove has been positioned on the side of the combustion chamber, assumes partial covering of the profile of the sliding surface of ring seals with oil film on the side of the crankcase soon after top dead centre at the backing stroke. Such a distribution of oil film on the sliding surface of the upper ring seal helps reduce friction losses and provides conditions to create fluid friction between the

łożenia bocznej powierzchni tłoka względem gładzi cylindra, oznaczonego literami M, L i R, przedstawiono w tabeli 3. Na podstawie rysunków 1–6 oraz danych zamieszczonych w tabeli 3 można stwierdzić, że zużycie oleju w dużym stopniu zależy od wartości ciśnienia od strony szczeliny dywergentnej, występującej nad pierścieniem, w zależności od kierunku ruchu tłoka, oraz od wartości ciśnienia zewnętrznej dla strony konwergentnej szczeliny smarnej między pierścieniem a gładzią. Warianty 1, 3 i 4 zapewniają akceptowalny rozkład grubości filmu olejowego dla całego zakresu kąta OWK we wszystkich suwach pracy silnika i gwarantują częściowe pokrycie profilu powierzchni ślizgowej górnego pierścienia uszczelniającego. Według wstępnych wyników, nawet przy wzroście głębokości i szerokości rowka obwodowego warianty 1, 3 i 4 dają akceptowalne warunki do powstania ciągłego filmu olejowego.

Najbardziej obiecujące wyniki badań symulacyjnych uzyskuje się dla wariantu 3. profilu powierzchni ślizgowej pierścienia uszczelniających – rysunek 5. Spowodowane jest to umieszczeniem rowka obwodowego na profilu powierzchni ślizgowej pierścienia uszczelniającego od strony skrzyni korbowej silnika. Dzięki temu uzyskuje się pokrycie mniejszą grubością filmu olejowego profilu powierzchni ślizgowej górnego pierścienia podczas suwu sprężania. W tym czasie szczelina konwergentna charakteryzuje się mniejszą szerokością, a zatem występuje tam mniejsza objętość filmu olejowego, co sprzyja zmniejszeniu strat tarcia. W momencie zmiany kierunku tłoka po przejściu przez punkt GMP w suwie rozprężania, gdzie występuje znaczny przyrost ciśnienia w filmie olejowym, warunki do tworzenia szczeliny konwergentnej są również korzystne. Ponadto stworzenie przestrzeni buforowej pod górnym pierścieniem uszczelniającym może przyspieszyć efekty utylitarne, polegające na polepszeniu uszczelnienia cylindra przez wzrost nacisków jednostkowych, stworzeniu lepszych warunków smarowania, zmniejszeniu strat tarcia i efektywniejszym odprowadzeniu energii cieplnej z tego pierścienia. Przez rezygnację z wprowadzenia górnego rowka obwodowego dla górnego pierścienia uszczelniającego, jak to jest w równie korzystnych wariantach 1 i 4, dodatkowo przeciwdziała się osadzaniu węglowodorów w tych rowkach podczas zachodzących w silniku procesów spalania. W tym obszarze powierzchni ślizgowej pierścienia wprowadzenia rowków obwodowych przy nieznacznym ich wymiarach geometrycznych może spowodować ich zanieczyszczenie osadzającymi się cząstkami węglowodorów, aż do całkowitego ich zaniknięcia w dłuższym okresie eksploatacji silnika. Takie zanieczyszczenie rowków obwodowych produktami spalania z pewnością wpłynie na zmniejszenie trwałości silnika. Obecnie produkowane oleje syntetyczne mogą skutecznie temu przeciwdziałać.

Na podstawie autorskich ustaleń, dla zapewnienia tarcia płynnego w najbardziej newralgicznych zwrotnych punktach tłoka od 5° do 20° po GMP w suwie rozprężania, szczelina konwergentna musi tworzyć się na osiowej wysokości powierzchni ślizgowej pierścienia po stronie skrzyni korbowej silnika. Wariant 3, w którym wprowadzono rowek obwodo-

Table 3. Oil consumption for selected variants of profiles of sliding surfaces of ring seals

Tabela 3. Wyniki zużycia oleju dla wybranych wariantów profili powierzchni ślizgowej pierścieni uszczelniających

Variant of the profile of ring sliding surface/ wariant profilu powierzchni ślizgowej pierścienia	Piston position in relation to cylinder face/ położenie tłoka względem gładzi cylindra	Unit oil consumption/ jednostkowe zużycie oleju g_o [g/kWh]	Hourly oil consumption/ godzinowe zużycie oleju G_h [g/h]	Volume of oil scraped to the combustion chamber in inlet stroke/objętość oleju zgarnianego do komory spalania w suwie dołotu V_1 [mm ³]	Volume of oil scraped to the combustion chamber in backing stroke/objętość oleju zgarnianego do komory spalania w suwie sprężania V_2 [mm ³]	Volume of oil scraped to the combustion chamber in working stroke/objętość oleju zgarnianego do komory spalania w suwie pracy V_3 [mm ³]	Volume of oil scraped to combustion chamber in the outflow stroke/objętość oleju zgarnianego do komory spalania w suwie wylotu V_4 [mm ³]
1	M	39.97	4.0	0.026	0.105	0.086	0.043
	L	8.79	0.9	0.002	0.021	0.026	0.012
	R	50.07	5.0	0.061	0.130	0.551	0.055
2	M	17.03	1.7	0.001	0.052	0.116	0.011
	L	718.00	71.7	0.001	2.501	0.623	0.155
	R	101.00	10.1	0.018	0.308	0.164	0.067
3	M	49.07	4.9	0.018	0.139	0.075	0.042
	L	3.64	2.9	0.035	0.013	0.057	0.000
	R	58.53	5.8	0.035	0.158	0.409	0.058
4	M	38.92	3.9	0.026	0.101	0.120	0.043
	L	13.58	1.4	0.004	0.025	0.003	0.025
	R	42.88	4.3	0.114	0.104	0.811	0.055
5	M	4.53	0.5	11.267	0.015	11.282	0.001
	L	16166.00	1613.0	34.261	21.899	43.236	37.873
	R	110.00	11.0	0.014	0.292	0.158	0.117
Reference/referencyjny	M	11.92	1.2	0.008	0.027	0.060	0.017
	L	486.00	48.5	2.088	1.543	2.811	0.253
	R	26.01	2.6	0.026	0.048	0.079	0.048

mating surfaces. Reducing friction power results mainly from limiting the volume of oil which occurs in the convergence slot regardless of piston motion direction, and at a crucial turning point of the piston an acceptable thickness of oil film between cylinder face and the sliding surface of the upper ring seal is ensured.

The oil volume scraped to the combustion chamber by the sliding surface of the upper ring seal variant 3 is also lower or comparable with the oil amount for the other profile variants of the sliding surfaces of ring seals. This is due to gathering a lower volume of oil in the angle crankshaft rotation angle from 180° to 360°, where pressure values in the oil film are much lower than after piston turning point top dead centre at backing stroke. Moreover, theoretical volume of oil scraped to the combustion chamber during compression and outflow is lower than in real-life conditions of piston combustion engine operating.

The initially assumed low depth of circumferential grooves mean that their influence on the oil flow around the piston grooves is minimal. The influence can be significant for more effective cooling of the ring, particularly the seal ring. To define that variant 3 of the sliding surface must be thoroughly examined with a larger depth exceeding the threshold of piston groove. The examination should also include the calculation of influence of the volume of oil gathered in the buffer area on the volume of heat taken from the upper seal ring. The friction loss can be more significantly reduced with a ring seal of lower axial height than by modifying the shape of the sliding surface of the rings. However, this will very negatively influence oil

wy od strony skrzyni korbowej zakłada częściowe pokrycie profilu powierzchni ślizgowej pierścieni uszczelniających filmem olejowym po stronie skrzyni korbowej tuż po GMP w suwie rozprężania. Takie rozłożenie filmu olejowego na powierzchni ślizgowej górnego pierścienia uszczelniającego sprzyja redukcji strat tarcia i zapewnia korzystne warunki do zainicjowania tarcia płynnego. Zmniejszenie mocy tarcia wynika przede wszystkim ze zmniejszenia objętości oleju występującego w szczelinie konwergentnej, niezależnie od kierunku ruchu tłoka, a w krytycznym punkcie zwrotnym tłoka zapewnia dopuszczalną grubość filmu olejowego między gładzią cylindra a powierzchnią ślizgową górnego pierścienia uszczelniającego.

Zgarniana ilość oleju smarującego do komory spalania przez powierzchnię ślizgową górnego pierścienia uszczelniającego z wariantu 3. jest nieznaczna lub porównywalna z ilością oleju pozostałych wariantów profilu powierzchni ślizgowych pierścieni uszczelniających. Jest to spowodowane zabieraniem mniejszej objętości oleju w zakresie kąta OWK od 180° do 360°, gdzie wartość ciśnień w filmie olejowym jest dużo mniejsza niż po punkcie zwrotnym tłoka tuż po GMP w suwie rozprężania. Należy nadmienić, że teoretyczna objętość oleju zgarnianego do komory spalania w suwie sprężania i wylotu jest mniejsza niż w rzeczywistych warunkach eksploatacji tłokowego silnika spalinowego.

Z wstępnie przyjętych nieznacznych wartości głębokości rowków obwodowych wynika, że w minimalnym stopniu wpływają one na zmianę przepływu oleju wokół rowków pierścieniowych tłoka. Wpływ ten może być znaczący

film parameters. So it can be claimed that the application of circumferential grooves is more advantageous in reducing friction losses. Moreover, the application of a piston ring of standard axial height, but limiting only the direct mating surfaces does not significantly influence its durability and the increased risk of breaking the ring in the piston groove which works under a large load.

4. Conclusion

Meeting the conditions which favour fluid friction in all the range of crankshaft rotation angle, regardless of engine load and its operation conditions is the main condition to justify the method of shaping the geometry of a profile of a sliding surface of the lower and upper ring seal while limiting friction losses in the piston-cylinder assembly.

Based on the simulation conducted the following conclusions can be drawn:

- Implementing circumferential grooves on the profile of the sliding surface of ring seals helps to reduce friction losses by reducing the areas which directly mate with the piston, and does not change the axial height of the piston rings.
- Unchanged axial height of the ring helps to maintain its particular durability and own resilience force after changing the geometry of the reference ring sliding surface.
- Reducing the area directly mating with the cylinder face with unchanged axial height of the ring leads to increased unit pressure of the ring onto the cylinder face and improves the tightness of the kinematic set.
- Application of centrally placed circumferential rings on the profile of the sliding surface of seal rings is ineffective, as it reduces friction losses insignificantly and leads to unfavourable covering of the ring sliding surface with oil and increased oil consumption.
- Implementing circumferential grooves on the external part of the sliding surface of the seal ring leads to reduction in friction losses while maintaining favourable parameters of oil film, the durability of the kinematic set and increased oil consumption. The latter can be prevented by changing the distances between the rings in the set.
- Application of a circumferential groove on the side of the crankcase on the ring sliding surface, provided the depth and width are properly selected, can create a buffer space for oil, which will help to draw the heat from ring surface and provide better conditions for kinematic set lubrication.

The concept of shaping the convergent slot and its pressures for the most advantageous variant of a profile of the sliding surface of seal rings with circumferential groove placed on the side of the crankcase for various ranges of crankshaft rotation angle in terms of optimising oil film parameters and possibilities to reduce the power absorbed by ring seals in order to overcome internal friction in oil film requires further theoretical research and experiments. The authors' further theoretical and experimental studies will concern the influence of changes of depth and width of circumferential grooves of a particular profile variant of ring sliding surfaces on the friction losses, oil film parameters and oil consumption. Also it will be necessary to study the influence of a change in oil volume gathered in the buffer

dla efektywniejszego chłodzenia pierścienia, zwłaszcza uszczelniającego. W tym celu należy szczegółowo przebadać wariant 3 profilu powierzchni ślizgowej pierścienia uszczelniającego przy zwiększonej głębokości przekraczającej próg rowka pierścieniowego tłoka. Badanie powinno także obejmować obliczenie wpływu objętości zgromadzonego oleju w przestrzeni buforowej na ilość odprowadzanego ciepła z górnego pierścienia uszczelniającego. Większą redukcję strat tarcia można uzyskać, stosując pierścień uszczelniający o mniejszej wysokości osiowej, niż modyfikując kształt powierzchni ślizgowej pierścieni uszczelniających. Takie działanie jednak wpływa bardzo niekorzystnie na parametry filmu olejowego. Zatem można stwierdzić, że stosowanie rowków obwodowych kształtujących geometrię pierścienia jest bardziej korzystne w zmniejszaniu strat tarcia. Ponadto, stosując pierścienie tłokowe o standardowej wysokości osiowej, ale ograniczając wyłącznie powierzchnie bezpośredniego kontaktu z gładzią nie wpływa się znacznie na jego wytrzymałość i zwiększenie ryzyka pęknięcia pierścienia w rowku tłoka pracującego pod dużym obciążeniem.

4. Podsumowanie

Spełnienie wymogów sprzyjających powstaniu tarcia płynnego w całym zakresie kąta OWK, niezależnie od obciążenia silnika i warunków jego eksploatacji, stanowi o zasadności stosowania metody kształtowania geometrii profilu powierzchni ślizgowej dolnego i górnego pierścienia uszczelniającego podczas zmniejszania strat tarcia w grupie tłokowo-cylindrowej.

Na podstawie danych z przeprowadzanych badań symulacyjnych można przedstawić następujące wnioski:

- Wprowadzenie rowków obwodowych na profilu powierzchni ślizgowej pierścieni uszczelniających prowadzi do zmniejszenia strat tarcia przez redukcję powierzchni bezpośrednio współpracującej z gładzią cylindra, a nie zmienia osiowej wysokości pierścieni tłokowych.
- Niezmienna osiowa wysokość pierścienia uszczelniającego przyczynia się do zachowania przez niego określonej wytrzymałości i siły sprężystości własnej po zmianie geometrii powierzchni ślizgowej pierścienia referencyjnego.
- Zmniejszenie powierzchni bezpośrednio współpracującej z gładzią cylindra przy niezmiennym osiowej wysokości pierścienia prowadzi do wzrostu nacisków jednostkowych pierścienia na gładź cylindra i poprawy uszczelnienia złożenia kinematycznego.
- Zastosowanie centralnie rozmieszczonych rowków obwodowych na profilu powierzchni ślizgowej pierścieni uszczelniających jest nieefektywne, bowiem daje nieznaczny redukcję strat tarcia przy niekorzystnym pokryciu profilu powierzchni ślizgowej pierścienia olejem oraz wzroście zużycia oleju.
- Wprowadzenie po zewnętrznej części profilu powierzchni ślizgowej pierścienia uszczelniającego rowków obwodowych skutkuje zmniejszeniem strat tarcia, przy zachowaniu korzystnych parametrów filmu olejowego, zachowaniu trwałości złożenia kinematycznego oraz wzroście zużycia oleju, któremu można skutecznie przeciwdziałać przez zmianę wzajemnej odległości pierścieni w pakiecie.

space of the circumferential groove on the efficiency of drawing the heat from the upper seal ring. Simulations will be conducted concerning the changes in oil flow resulting from creating the buffer space on the ring sliding surface, on the area of cylinder face and the piston groove mating with the working areas of seal rings. Also tribological studies of sliding surfaces of seal rings after a modification of profile shape with cylinder face must be conducted. These studies will help to evaluate the point in introducing the grooves as creating the buffer space for oil, reducing friction losses, improving lubrication parameters for the mating pair and increasing durability of piston rings.

– Zastosowanie rowka obwodowego po stronie skrzyni korbowej na powierzchni ślizgowej pierścienia uszczelniającego o odpowiednio dobranej głębokości i szerokości może utworzyć przestrzeń buforową dla oleju, co będzie sprzyjać odprowadzaniu ciepła z powierzchni pierścienia i zapewni lepsze warunki smarowania złożeń kinematycznego.

Dokładna weryfikacja koncepcji kształtowania szczeliny konwergentnej i przebiegających w niej ciśnień dla najbardziej korzystnego wariantu profilu powierzchni ślizgowej pierścieni uszczelniających z rowkiem obwodowym umieszczonym od strony skrzyni korbowej dla różnych przedziałów kąta OWK, w aspekcie optymalizacji parametrów filmu olejowego i możliwości ograniczania mocy pochłanianej przez pierścienie uszczelniające na pokonanie tarcia wewnętrznego w filmie olejowym, wymaga dalszych badań teoretycznych i doświadczalnych. Autorskie badania teoretyczne i eksperymentalne będą w następnych etapach obejmować analizę wpływu zmiany głębokości i szerokości rowków obwodowych zastosowanych w wybranym wariantcie profilu powierzchni ślizgowej pierścieni na straty tarcia, parametry filmu olejowego oraz zużycie oleju. Niezbędne są również badania wpływu zmiany objętości oleju zgromadzonego w utworzonej przestrzeni buforowej rowka obwodowego na skuteczność odprowadzania ciepła z górnego pierścienia uszczelniającego. Wykonane będą badania symulacyjne zmian przepływu oleju wskutek utworzenia przestrzeni buforowej na powierzchni ślizgowej pierścienia, na obszarze kontaktu gładzi cylindra i rowka tłoka z powierzchnią roboczą pierścieni uszczelniających. Istnieje również konieczność przeprowadzenia badań tribologicznych ślizgowych płaszczyzn powierzchni pierścieni uszczelniających po modyfikacji kształtu profilu z gładzi cylindra. Badania takie będą miały na celu ocenę słuszności wprowadzania rowków obwodowych jako tworzących przestrzeń buforową dla oleju, zmniejszającą straty tarcia, polepszającą parametry smarowania pary współpracującej i zwiększającą odporność na zużycie pierścieni tłokowych.

Bibliography

- [1] Derndinger, H. Konstruktive Mittel zur Leistungssteigerung von Fahrzeugmotoren. *ATZ*, 1967, nr 3.
- [2] Groth, K. Neuere Methode zur Untersuchung von Reibverlusten in Motorentriebwerken. Schiff und Hafen/Kommandobrücke, 1977, nr 10.
- [3] Iskra, A., Wiśniewski T. Wpływ kształtu powierzchni ślizgowej pierścienia tłokowego na zużycie zespołu pierścieni– tuleja i oleju smarującego, *Silniki Spalinowe*, 1981/1.
- [4] Iskra, A., Wiśniewski T. Wpływ ruchów poprzecznych tłoka na zużycie rowków pierścieniowych i pierścieni, *Kones '87*, Lublin – Kazimierz Dolny 25–27.11.1987.
- [5] Iskra, A. Modele matematyczne warunków tworzenia filmu olejowego na gładzi cylindrowej. Problemy rozwojowe silników spalinowych, Szczecin 1984.
- [6] Iskra, A. Rozkład filmu olejowego na gładzi cylindrowej silnika tłokowego. Rozprawy nr 181. *Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej*, Poznań 1987.
- [7] Iskra, A. Studium konstrukcji i funkcjonalności pierścieni w grupie tłokowo-cylindrowej. *Wydawnictwo PP*, Poznań 1996.
- [8] Niewczas, A., Koszałka, G., Guzik, M. Modeling of collaboration between the piston ring and the piston groove shelf in an internal combustion engine. *Eksploatacja i Niezawodność* 4, 2006.
- [9] Serdecki, W. Analysis of ring pressure distribution on a deformed cylinder face. *Journal of POLISH CIMAC*. Energetic aspects, Vol. 7, No.1, Gdańsk 2012.
- [10] Serdecki, W. Znaczenie poprawności opisu profilu pierścienia tłokowego w procesie modelowania jego współpracy z gładzią cylindra. *Journal of Kones – Internal Combustion Engines*. Warsaw 1999.
- [11] Tian, T., Noordzij, L.B., Wong, V.W., Heywood, J.B. Modeling piston-ring dynamics, blowby, and ring-twist effects. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 120 (4), 1998.
- [12] Tian, T. Dynamic Behaviors of Piston Rings and Their Practical Impact – Part II: Oil Transport, Friction, and Wear of Ring/Liner Interface and the Effects of Piston and Ring Dynamics, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, Part J: Journal of Engineering Tribology, 216, 2002.
- [13] Wolff, A., Piechna, J. Numerical simulation of piston ring pack operation. *The Archive of Mechanical Engineering*, Vol. L, 3, 2003.
- [14] Wolff, A., Piechna, J. Numerical simulation of piston ring pack operation in the case of mixed lubrication, *The Archive of Mech. Engineering*, Vol. LII, No. 3, 2005.
- [15] Wolff, A. Numerical analysis of piston ring pack operation of a marine two-stroke engine, *Combustion Engines*, 3, 2011.

Piotr Wróblewski, MEng. – doctoral student in the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology.

Mgr inż. Piotr Wróblewski – doktorant na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: piotr.je.wroblewski@doctorate.put.poznan.pl



Prof. Antoni Iskra, DSc., DEng. – Professor in the Faculty of Machines and Transport at Poznan University of Technology.

Prof. dr hab. inż. Antoni Iskra – profesor na Wydziale Maszyn Roboczych i Transportu Politechniki Poznańskiej.

e-mail: antoni.iskra@put.poznan.pl



The influence of fuel injection pump malfunctions of a marine 4-stroke Diesel engine on composition of exhaust gases

The article presents results of a laboratory study on exhaust gas emission level from a marine diesel engine. The object of the laboratory study was a four-stroke marine diesel engine type Al 25/30 Sulzer, operated at a constant speed. The examination on the engine was carried out according to regulations of the Annex VI to MARPOL 73/78 Convention. The laboratory study consisted of 3 observations: the engine assumed to be operating without malfunctions, delay of the fuel injection by 5° of crankshaft angle in the second engine cylinder, and the leakage of the fuel pump on the second engine cylinder. Additionally, parameters of fuel consumption and thermodynamic parameters of the marine engine were measured during the research. Simulated malfunctions caused changes in total weighed NO_x , CO, and CO_2 emissions for all considered engine loads. All simulated malfunctions caused a small change in measured thermodynamic parameters of the engine. The engine operation with the delayed fuel injection and the fuel leakage in the fuel pump in one cylinder caused a decrease of NO_x and CO emission level. Fuel leakage in the fuel pump causes the CO_2 emission to decrease only at low engine load. Calculations of the weighed specific fuel consumption present a 1-2% change in the engine efficiency.

Key words: marine diesel engine, malfunctions, fuel injection pump, exhaust gas

1. Introduction

Diesel engines have found an application in a transport field as a source of propulsion for vessels. High pressure and high temperature conditions in a combustion chamber of these engines causes the emission of considerable amounts of gaseous compounds such as nitrogen oxides (NO_x) and particulate matter (PM). The standard that regulates permissible emission levels of toxic NO_x from marine diesel engines is the International Convention for the Prevention of Pollution from Ships – MARPOL 73/78 [1]. In addition to NO_x and PM, marine engines emit compounds such as hydrocarbons (HC) and carbon monoxides (CO). Due to the growing problem of greenhouse gas emissions, the International Maritime Organization (IMO) has adopted a regulation concerning "Energy efficiency for ships" [2] on the 1st of January, 2013. Since the beginning of a design stage of diesel marine engines, the aim is to achieve a high efficiency and reduced emissions of mentioned chemical compounds. Modifications in the construction of the engine and its components, changing the fuel composition and an aftertreatment of exhaust gases may be a basis for the reduction of excessive emissions coming from diesel engines [3]. In [3, 4, 5] Sarvi et al. presents work about emissions from large-scale, medium-speed diesel engines with technical parameters similar to marine diesel engines. It is well known that one of the factors responsible for correct combustion is fuel injection into the combustion chamber. A rate of fuel injection affects the process of the air-fuel mixture forming. Accordingly, the structure of the injection system and the geometry of an injection nozzle affect the fuel injection rate and sprayed fuel speed. The common rail and direct fuel injection technology has dominated the diesel engines car market. The first 4-stroke diesel engine with common-rail system has been installed on a ship in 2001 [6]. The common rail technology enables control of the dose and time of the

fuel injection depending on load and engine speed. Sarvi et al. present [5] a study of an effect of combining common rail system with direct water injection system on a level of the marine engine's emissions. The common rail system reduces NO_x , CO, HC, and combined with direct water injection reduces NO_x emission by about 50%. In [7] a study of the impact of changes in rotational speed and injection pressure on emissions is presented. High pressure of fuel injection is beneficial for reducing emissions of compounds such as CO_2 , CO, while low injection pressure is preferred for NO_x reduction. Disturbances in a normal fuel combustion process in the combustion chamber of the marine engine may lead to a noticeable difference in engine parameters and exhaust emission levels. Raeie et al. [8] present the research results of the influence of the fuel injection start position and injection pressure level on the composition of exhaust emissions. It has been stated that the fuel injection before top dead center results in the lowering of soot level by about 58%, but increases the NO_x emission level. Malfunctions of the marine engine's fuel system are often a result of damage or the consequence of wear processes of construction elements. Interference in the cylinder fuel supply process leads to disturbances in the regular process of fuel combustion and therefore affects the composition of the exhaust emissions.

The paper presents results of experimental studies on the effects of simulated malfunctions of the fuel injection system on the composition of exhaust gas.

2. Experimental procedure

Laboratory studies presented in this article were carried out in the Internal Combustion Engines Laboratory at the Gdynia Maritime University. The test stand allows for conducting measurements in accordance with the ISO 8178 standard regulation. Three tests were conducted. The first test was carried out on the engine assumed to operate without malfunctions and two more during engine operation with

simulated malfunctions. Simulated engine malfunctions in the second engine cylinder are:

- the delay of the fuel injection by 5° of crankshaft angle,
- the leakage of the fuel pump.

2.1. The engine, fuels and test conditions

The subject of the laboratory tests was a marine diesel engine 3 Al 25/30 presented in [9]. The marine engine’s laboratory parameters are shown in Tab. 1.

Table 1. Parameters of the test engine [10]

Parameter	Value	Unit
Max. electric power	240	kW
Rotational speed	750	rpm
Cylinder number	3	–
Cylinder diameter	250	mm
Stroke	300	mm
Compression ratio	12.7	–
Nominal start of injection	–18	°

The research object is 4-stroke laboratory diesel engine with direct fuel injection, supercharged by a turbocharger VTR 160 Brown-Boveri and charge air cooling. The engine is loaded by a generator electrically connected to the water resistance. The composition of exhaust gas was recorded using an electrochemical exhaust gas analyzer of type MRU 92/3D. Laboratory engine was supplied by light fuel oil. Simulated malfunction of the delaying fuel injection angle by 5° crankshaft angle was achieved by inserting a pad of a thickness of 1.5 mm under the fuel injection pump’s housing. A leak in the fuel injection pump was simulated by partially opening an overflow duct connecting pressure and suction sides of the fuel injection pump.

2.2. Measurement procedure

Measurements were carried out in accordance with the requirements of Annex VI of MARPOL 73/78 and the NO_x Technical Code 2008. For analysis and calculation the test cycle E2 was used. It is designed for marine main propulsion engines with constant rotational speeds, including diesel electric propulsion. In order to perform correct measurements the E2 test cycle was adapted to the specifications of the laboratory engine. Therefore, the number, and order of the measurements and a range of loads at individual measurement points were established. Parameters’ recording in each individual measurement point lasted between 3–5 minutes. Table 2 shows a cycle of E2 tests in accordance with Annex VI of MARPOL 73/78 and the NO_x Technical Code 2008 adapted to performing tests and exhaust emission calculations on the laboratory engine .

Table 2. E2 cycle engine adapter to the laboratory engine according to [9]

E2 cycle	Number of measurement	1	2	3	4
	Electric power P [kW]	240	180	120	60
	Rotational speed [rpm]	750	750	750	750
	Weight factor	0.2	0.5	0.15	0.15

The laboratory engine 3 Al 25/30 is designed to achieve a maximum power of 396 kW. The load of 240 kW was the highest achievable value by a laboratory engine working with simulated engine malfunctions for safety reasons. During the observations, recordings of parameters were made after the stabilization of exhaust gas temperature measured behind the turbine.

3. Results and discussions

In order to determine the effect of simulated malfunctions of the injection pump on the exhaust gas composition, a series of calculations based on data obtained during measurements were made. The obtained parameters and results of calculations of emission components from exhaust gas were collected and presented below. For calculations the method of carbon and oxygen balance was applied.

3.1. The total weighted values

The final result of the calculation was the total emission of NO_x, CO and CO₂ shown in Fig. 1. In order to compare obtained total weighted emissions by the engine assumed to be operating without malfunctions and with simulated malfunctions, on Fig. 1 the percentage values of changes in these emissions are shown. However, it should be noted that the cycle E2 (Tab. 2) assumes that the engine is operated with 75% load during 50% of all operation time. Most varied changes in total weighted emissions during simulation of chosen malfunctions were observed in the case of NO_x [9]. A significant reduction in NO_x compared to operation of the engine without malfunctions was observed during simulation of the fuel pump’s malfunction in the cylinder No. 2.

Reduction of NO_x in the considered load range and simulated malfunctions were between 18% and 21% (Fig. 1a). Simulated engine malfunctions did not cause significant changes in total weighted CO₂ emission compared to the engine operated without malfunctions. Changes were in the range of 1% (Fig. 1). On the other hand, for CO a significant decrease in the total emission by 34% was observed during the operation of the laboratory engine with a simulated malfunction of delayed fuel injection angle (Fig. 1).

3.2. The specific fuel consumption in g/kWh

To determine the specific fuel consumption (SFC) a method of measurement of combustion time and the specific volume of fuel was used. The results of calculations of SFC for the engine assumed as operating without malfunctions and with considered simulated malfunctions are summarized in Tab. 3. In addition, weighted averages of SFC based on the test cycle E2 were specified (Tab. 2)

Table 3. The specific fuel consumption in g/kWh [9]

No.	Power [kW]	The engine assumed as operated without malfunctions	The delay of the fuel injection by 5° of crankshaft angle	The leakage of the fuel pump
1.	240	277	277	285
2.	180	286	283	288
3.	120	315	315	331
4.	60	477	475	403
weighted SFC according to E2		317	316	311

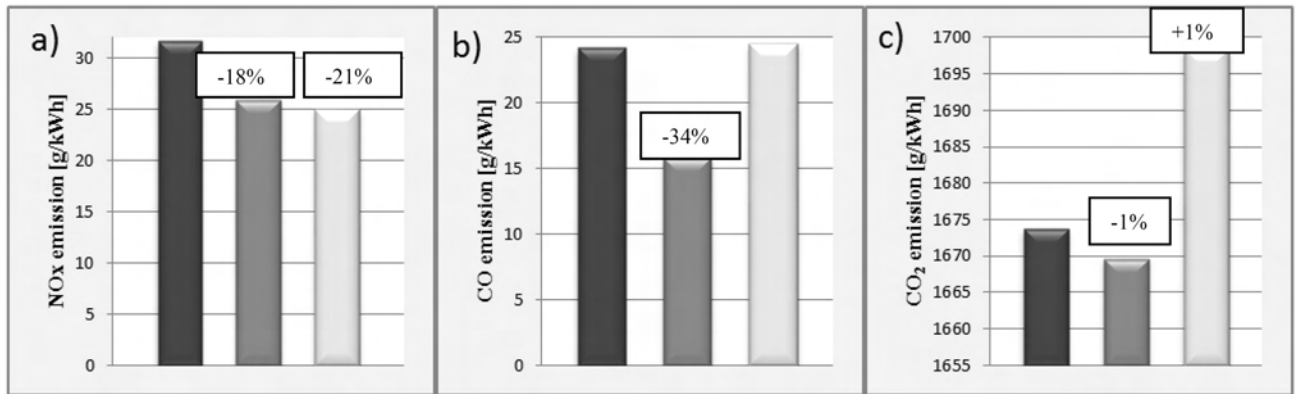


Fig. 1. Values of the total weighted: a) NO_x, b) CO, c) CO₂ emissions: ■ – engine assumed as operated without malfunctions, ▣ – the delay of the fuel injection, ▢ – the leakage of the fuel pump

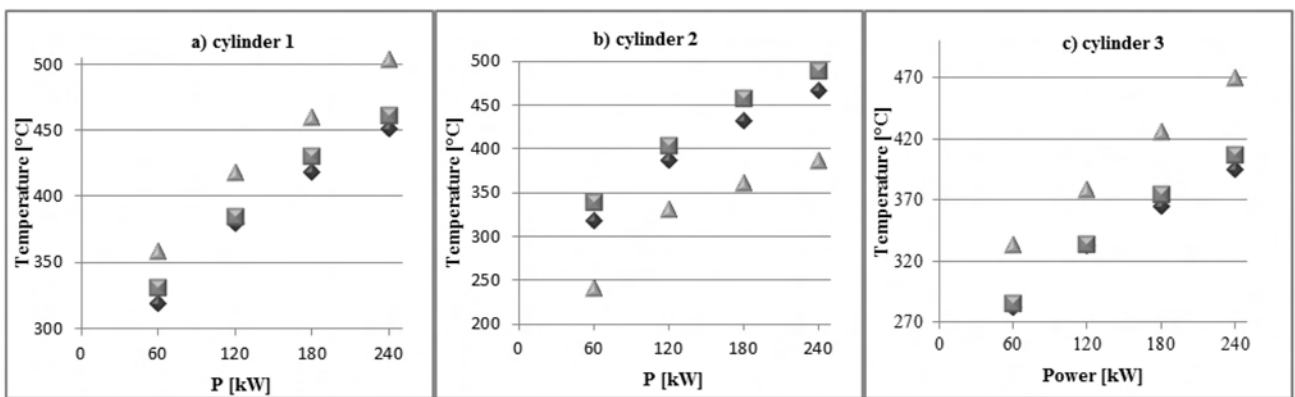


Fig. 2. Exhaust gas temperature behind the cylinder: ◆ – engine assumed as operated without malfunctions, ▣ – delayed fuel injection, ▲ – the leakage of the fuel pump

3.3. The fuel injection delay by 5° of crankshaft angle

In an operation of marine diesel engines a surface wear and/or a displacement of a fuel cam on a camshaft may lead to disturbances in normal fuel supply to a cylinder [6]. In the result of this phenomenon the delay of fuel injection into the cylinders and displacement of the combustion process to the expansion stroke may occur. Disturbances in the normal process of fuel combustion in the marine engine's combustion chamber may lead to a noticeable difference in the engine's parameters and the exhaust emission levels. Figure 2 shows temperatures of exhaust gases behind cylinders. Simulated delay of the fuel injection causes the increase of exhaust gas temperature behind cylinders by 4–7% (Fig. 2) as compared to exhaust gas temperature behind cylinders of the engine assumed to be operating without malfunctions at all considered the engine loads. The temperature rise of the exhaust gas leaving the combustion chamber provides more energy to the turbocharger, thus increasing the volume of air supplied to the cylinders. Noticeable differences were observed in NO_x and CO emissions (Fig. 3). The CO emissions decrease by 40% during the engine operation with 60 kW and 120 kW loads and decrease approximately by 34% during the engine operation with 180 kW and 240 kW loads respectively in comparison to the engine operation without malfunctions.

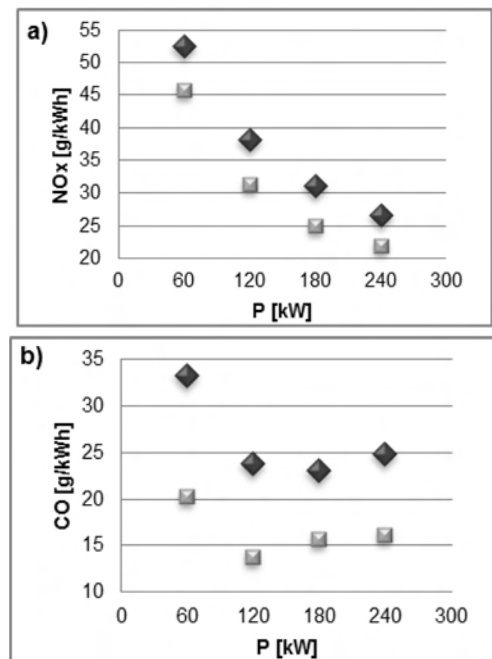


Fig. 3. The results of a) NO_x, b) CO emissions: ◆ – engine assumed as operated without malfunctions, ▣ – the delay of the fuel injection

The simulated malfunction did not cause a significant change in the CO₂ emission and SFC (Tab. 3). Mentioned

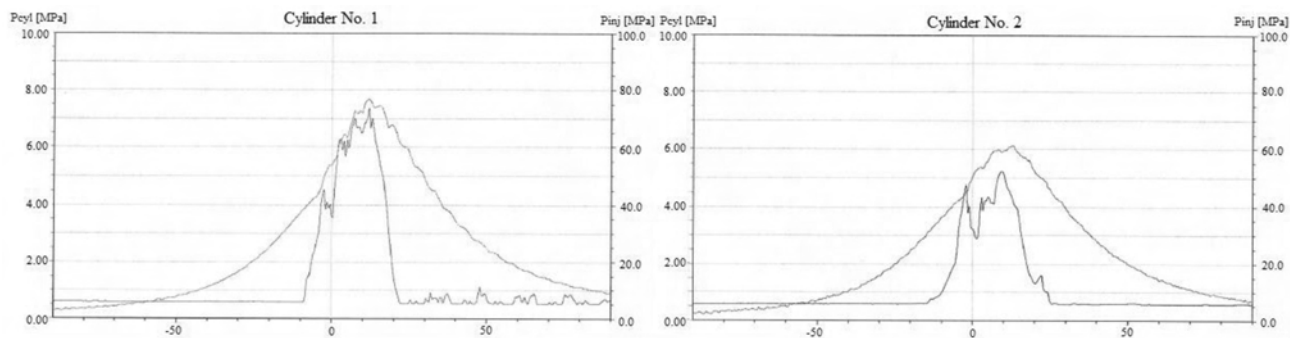


Fig. 4. The example diagram of combustion pressure and the injection pressure for $P = 180$ kW

differences fluctuate in a 1% range. The value of λ for the engine with a simulated malfunction was almost unchanged compared to the engine assumed as operating without malfunctions. The increase in the volume of air supplied to the combustion chamber and the displacement of the combustion process on the expansion stroke caused a decrease in the maximum pressures prevailing in the cylinder, and thus have contributed to the reduction of NO_x (Fig. 3 b). NO_x emissions with a simulated malfunction decreased by 13–19% in comparison to the engine operation without malfunction.

3.4. The leakage of the fuel pump on the second engine cylinder

Malfunctions of the marine engine's fuel system are often a result of damage or consequence of wear processes of construction elements. For example, the wear of precision pairs of the fuel pump or the injector leads to reduced performance of the fuel injection and the combustion process. Interference in the process of fuel supply to the cylinder leads to disturbances in the regular process of fuel combustion and therefore affects the composition of the exhaust gas. During the study it was not possible to determine the value of the simulated leakage. Fig. 4 presents diagrams of combustion and injection pressures, recorded during the test. Diagrams were created for cylinder No. 2 – with a simulated malfunction and cylinder No. 1 – assumed as operated without malfunction.

One of the important parameters of fuel injection into the combustion chamber are duration and fuel injection pressure. Achieving an appropriate pressure and fuel injection time affects the quality of the created fuel-air mixture. Marine engine injection pump's leaks were one of the causes of a deterioration of the fuel combustion process, its pressure and temperature reduction, and a resulting change in composition of exhaust gas. On presented graphs (Fig. 4) the pressure reduction in the combustion chamber and the injection pressure reduction in the cylinder No. 2 in comparison with the cylinder No. 1 can be observed. The reduction in pressure caused the deterioration of fuel spraying by increasing the diameter of fuel drops injected into the cylinder. Together with the increase in the diameter of the drops the fuel evaporation and combustion is lengthened. Simulated leakage caused the reduction in exhaust gas temperature behind the cylinder No. 2 (Fig. 2) of around 17–24% and the increase temperature

behind other cylinders in comparison to the engine assumed as operated without malfunctions. The malfunction in one of the cylinders, resulting in energy loss must be compensated by other cylinders. Accordingly, the simulated leakage of the fuel pump in the cylinder No. 2 increases the SFC and the temperature of the gas behind cylinders No. 1 and No. 3. Engines with the classic valve timing are regulated in order to obtain the best efficiency during operation near the nominal load. Weighted specific fuel consumption according to cycle E2 decreased by approximately 2% (Tab. 3). In the load range from 120 kW to 240 kW SFC increases from 1% to 5%. For the lowest load the SFC was reduced by 16%. The engine's efficiency was improved in the lowest load range. An amount of fuel supplied to the cylinders is associated with the emission rate of CO_2 and CO (Fig. 5 b,d). Improving engine's efficiency resulted in a reduction of CO_2 and CO emissions by 15% in the lowest considered load. For other considered loads CO_2 emission increases by 2–6%. In the load range from 120 kW to 180 kW CO emission increases by 8%. The increase of exhaust gas temperature behind the cylinder (Fig. 2), as with previously described studies, causes increase of the efficiency of the turbocharger, therefore a larger volume of air is provided into the engine. The size of the air fuel excess air ratio, (λ) presented in Fig. 5c, shows minimal differences compared to the engine operated without malfunctions. In this article, λ was determined according to the formula presented in [11]. Uneven amount of fuel supplied to the cylinder, reducing fuel injection pressure and extension of the combustion process in time resulted in lower maximum temperatures and combustion pressures in the second cylinder and thus to the reduction of NO_x emission for all considered engine loads (Fig. 5 a).

4. Conclusions

The article presents laboratory research results of the four-stroke marine diesel engine, type 3 A1 25/30 Sulzer. Emissions of NO_x , CO, CO_2 and SFC were measured according to the requirements of Annex VI to the MARPOL Convention. The E2 measurement cycle has been used. Measurements for simulated malfunctions delay of the fuel injection by 5° of crankshaft angle in the second engine cylinder and the leakage of the fuel pump on the second engine cylinder were performed. Obtained results allow to formulate the following conclusions:

- Simulated fuel pump's malfunctions causes changes in the total weighted emission of examined gas components. NO_x emission is noticeably reduced for both simulated malfunctions and CO as well but only for the delayed fuel injection angle of 5° crankshaft angle in the cylinder No. 2. For CO_2 emission no changes were observed.
- Simulated malfunctions caused changes in thermodynamic parameters and SFC. The simulated delay of fuel injection angle increased the maximum temperatures behind cylinders. The simulated fuel pump leakage in the cylinder No. 2 caused a significant reduction in exhaust gas temperature behind the cylinder with the simulated malfunction and the increase of exhaust gas temperature for the remaining cylinders. The increase in exhaust temperature for cylinders contributes to improved efficiency of the turbocharger and the increased volume of air supplied to the engine.
- Simulated leakage of the fuel injection pump in cylinder No. 2 caused a reduction of both the maximum pressure in the combustion chamber and the fuel injection pressure. Therefore, the deterioration of efficiency in highest engine load range and the increase in CO_2 emission were observed. Improved efficiency and reduced emissions of CO_2 and CO were observed only in the lowest load range. It should be noted that engines with classic valve timing are adjusted in order to achieve the best performance during operation with nominal load. Delayed fuel injection angle did not cause any noticeable changes in the engine efficiency and CO_2 emission.
- Displacement of the fuel combustion process to the expansion stroke in the marine engine combustion chamber and the reduction of the maximum combustion and injection pressures resulted in the reduction of CO and NO_x emissions for all considered engine loads.

Acknowledgments

The project was supported by the National Science Centre in Poland, granted on the basis of decision No. DEC – 2011/01/D/ST8/07142

References

- [1] ISO 8178 Regulation, International Organization of Standardization.
- [2] International: IMO Marine Engine Regulations, Greenhouse Gas Emissions, Available from [http://dieselnet.com/standards/inter/imo.php].
- [3] Sarvi, A., Fogelholm, C.-J., Zevenhoven, R. Emissions from large-scale medium speed engines: 1. Influence of engine operation mode and turbocharger. *Fuel Processing Technology* 2008, 89, 510-519.

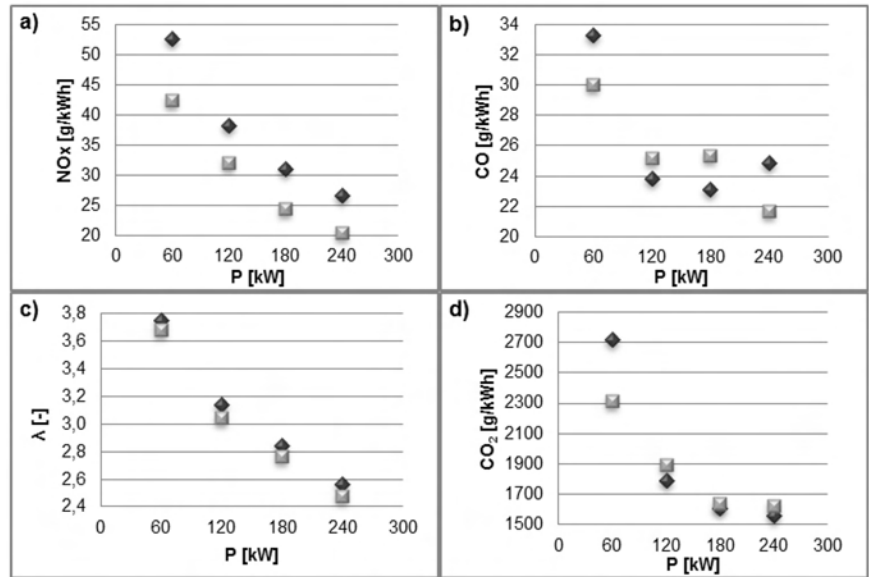


Fig. 5. The results of the a) NO_x , b) CO, c) λ , d) CO_2 emissions: \blacklozenge – engine assumed as operated without malfunctions, \blacksquare – the leakage of the fuel pump

- [4] Sarvi A., Fogelholm C.-J., Zevenhoven R., Emissions from large-scale medium speed engines: 2. Influence of fuel type and operating mode. *Fuel Processing Technology*. 89 (2008) 520 – 527.
- [5] Sarvi, A., Fogelholm, C.-J., Zevenhoven, R. Emissions from large-scale medium speed engines: 3. Influence of direct water injection and common rail. *Fuel Processing Technology*. 2009, 90, 222-231.
- [6] Kowalski, J. An experimental study of emission and combustion characteristics of marine diesel engine with fuel pump malfunctions. *Applied Thermal Engineering*. 2014, 65, 469-476.
- [7] Celikten, I. An experimental investigation of the effect of the injection pressure on engine performance and exhaust emission in indirect injection diesel engines. *Applied Thermal Engineering*. 2003, 23, 2051-2060.
- [8] Raeie, N., Sajjad, E., Sadaghiyani, O.K. Effects of injection timing, before and after top dead center on the propulsion and power in a diesel engine. *Propulsion And Power Research*. 2014, 3, 59-67.
- [9] Lewińska, J., Kowalski, J. Influence of the Marine 4 – stroke Diesel Engine Malfunctions on the Nitric Oxides Emission. *Journal of Kones Powertrain and Transport*, European Society of Powertrain and Transport Publication, Warsaw 2013.
- [10] Charchalis, A. Diagnostic and Measurement System Dedicated for Marine Engines Exploitative Attributes Evaluation. *Journal of Kones*. 2012, 19(1).
- [11] Lewińska, J. Influence of the marine 4-stroke diesel engine malfunctions of the air and exhaust duct on the composition of exhaust gas. *Journal of Kones Powertrain and Transport*, European Society of Powertrain and transport Publication. 2015, 3, 141-148.

Joanna Lewińska, MSc., Eng. – assistant in The Faculty of Marine Engineering at Gdynia Maritime University.

e-mail: j.lewinska@wm.am.gdynia.pl



Measurement of exhaust gas emissions from miniature turbojet engine

This paper presents a methodology developed to measure exhaust gas emissions during operation of a miniature turbojet engine, using a laboratory test rig. The rig has been built for research and development works aimed at modelling and investigating processes and phenomena occurring in jet engines. The miniature jet engines, similarly to full-scale ones used commonly in air transport, are characterized by variable exhaust gas emissions, depending on engine operating parameters. For this reason, an attempt has been made to determine the characteristic features of miniature engine operation modes and to define the variability of operation parameters and exhaust gas emissions as a function of time. According to the authors, the preliminary tests allowed for defining specific profile of engine test, which enables proper measurement regarding exhaust gas emissions using the miniature jet engine. The paper also presents test results for Jet A-1 fuel, according to the used methodology.

Key words: combustion process, effect on environment, exhaust gas emission, miniature turbojet engine

1. Introduction

Aviation is one of the fastest growing modes of transport. During recent years, the increasing number of aircrafts has been associated with higher intensity of carried out aviation operations. This causes an increasing demand for fuel, which is the power supply for jet engines that leads to an increase of harmful exhaust emissions. Aviation is currently the fastest growing source of CO₂ emissions [1]. Generated pollutants negatively affect the quality of the air that surrounds us and conduce to greenhouse effect intensification.

For this reason, in 2012, the EU emissions trading system (EU ETS) was introduced into aviation sector. The system will include the exhaust emissions generated by civil aviation. Airlines carrying out flights all over Europe, and to and from Europe, are obliged to obtain entitlement to emissions generated during such flights. Such deliberations justify the advisability of taking various research and development works regarding the effect of aviation on environment [2, 3].

Turbine engines as the propulsion of modern aircrafts, depending on engine operating parameters, are characterized by variable emissions of harmful exhaust gases. The aviation engines whose rated thrust is greater than 26.7 kN are subject to emission certifications. The measurement procedure and assessment of harmful exhaust emissions are included in Annex 16 to the Convention on International Civil Aviation – Environmental protection (Volume II – Aircraft Engine Emissions). Landing and Take Off cycle consisting of ground-based tests. The separate test steps correspond to the following operating modes: take off, climb, approach and taxi/ground idle (Fig. 1).

The engine is tested at specified thrust settings [5]. The reference emissions of LTO cycle for the calculation and reporting of gaseous emissions are represented by the following time in each operating mode (Tab. 1).

Due to high costs of tests using the test rig with full scale jet engine, more and more tests are conducted using miniature jet engines [6, 7]. Such engines are used not only in scientific and research work, but are also used as a propulsion for aerial targets.

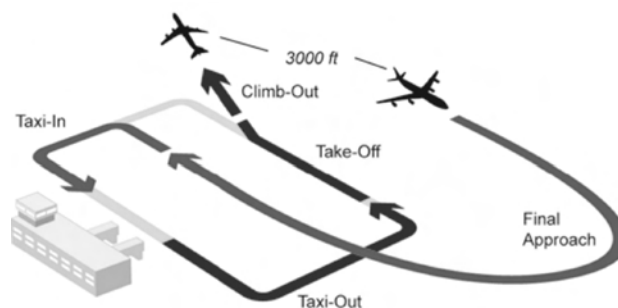


Fig. 1. ICAO reference LTO cycle [4]

Table 1. LTO operating mode

Operating mode	Thrust setting	Time in operating mode [min]
Take-off	100% rated thrust	0.7
Climb	85% rated thrust	2.2
Approach	30% rated thrust	4.0
Taxi/ground idle	7% rated thrust	26.0

The main advantage of the miniature turbojet engine application is a small amount of fuel necessary for tests. This is especially important in case of research work regarding alternative jet fuels. Nowadays availability of new, experimental fuels or components is the major restriction for large-scale tests on real jet engines. The reason for that situation is that most of innovative technologies for aviation biofuels are in an experimental stage, and only small volumes of such products are available.

The use of alternative fuels for aviation is currently very important regarding ecology. One of the main methods to restrict the harmful exhaust emission is to introduce various components into aviation fuel, including biocomponents and biofuels. The subject literature includes many publications related to alternative fuel testing using a small scale turbine engine [8–11].

In case of full-scale turbine engines there is a test procedure regarding harmful exhaust gas emissions (LTO cycle). There are no standards concerning miniature engines of considerably lower thrust. It seems that a proper selection of

test engine profile is very important for correct accomplishment of research goals, especially regarding the exhaust gas emission. The literature shows that many publications include test results without defined profile of engine test, especially without the time of engine operation at given range [9–11]. The paper [12] shows a profile of an engine test, where operation time at specific rotational speed was 15 s. Such time is surely enough to obtain the stability of operation parameters of a miniature engine, but the stability of exhaust gas emissions and measurement of their actual values for this time are questionable.

This paper presents the profile of an engine test regarding the measurement of harmful exhaust emission during operation of a miniature jet engine, using the laboratory test rig. The paper also presents test results obtained according to assumptions made.

2. Experimental details and results

2.1. Test rig description

The research work described in this paper was conducted using laboratory test rig (Miniature Jet Engine Test Rig – MiniJETRig). Construction of the test rig and research potential were presented in the paper [13].

The miniature turbojet engine is manufactured by polish company – JETPOL [14]. It has a single – stage radial compressor driven by a single – stage axial turbine and an annular combustion chamber with a set of vaporizer tubes. A miniature jet engine has been prepared in two versions: metal and glass housings. Furthermore two exhaust systems: with straight duct and convergent nozzle are available. The miniature turbojet engine is protected by an Electronic Control Unit (ECU). ECU controls: maximum and minimum value of exhaust gas temperature and revolutions per minute, pump control voltage as a function of rpm. The basic of miniature turbojet engine specifications are shown in Table 2.

Table 2. Turbine engine specifications

Engine type	Turbojet – single spool
Series engine	GTM 140
Compressor	Single stage radial compressor
Combustion chamber	Annular combustion chamber
Turbine	Single stage axial flow turbine
Pressure ratio	2.8:1
Minimum RPM	33 000
Maximum RPM	120 000
Thrust at max. RPM	140 N
Fuel consumption at max. RPM	500 ml/min
Mass flow at max. RPM	0.35 kg/s
Max. exhaust gas temperature	1023 K

The above–mentioned data describe the engine with automatic start using an electrical starter and exhaust system with a convergent nozzle. For the purpose of this paper, the exhaust system with straight duct was used and the engine was started up with compressed air. Such modification allows to measure the intake air flow rate and obtain maximum thrust of 70 N.

During the tests, the engine operating parameters were recorded: thrust, rotational speed, exhaust gas temperature (T) and fuel consumption. The following sensors are installed on the MiniJETRig:

- the engine thrust is measured by a load cell series KM302 (Megatron) with an indicator MD150T. Measurement range is 0–300 Newton. Sensitivity of used sensor is 1.93 mV/V;
- rotational speed sensor (Photodiode type SFH 203 FA) with a 0–120 000 rpm range;
- thermocouples type K (TP–42–WTTKbm–1xK) with measuring range of 233–1273 K. Maximum permissible error is $\pm 0.4\%$ measured temperature;
- turbine flow meter (Digimesa Flowmeter FHKSC) with measuring range of 0.033–2 l/min and an accuracy $\pm 2\%$.

The harmful components of exhaust gas were measured using a portable exhaust analyser. A probe of this analyser was used to sample the exhaust gas at the end of the exhaust system, to determine the concentration of CO, CO₂ and NO_x (Table 3).

Table 3. Details of measurement equipment for gas emissions

Parameter	Sensor type	Range	Unit
CO	electrochemical	0–2000	ppm
CO ₂	infrared	0–25	%
NO	electrochemical	0–500	ppm
NO ₂	electrochemical	0–100	ppm

The miniature GTM–140 series jet engine runs on conventional fuel used in the aviation industry, Jet A-1 with 3–5% AeroShell Turbine Oil 560. This volume of oil is recommended by the engine manufacturer for bearing lubrication.

However, oil added to the fuel adversely effects on assessment of the combustion process through contamination of the results due to the presence of oil. The test rig was modified by the separation of the fuel supply system on two different systems: primary to supply fuel to the combustion chamber, and secondary to supply fuel pre-mixed with oil to bearings. This solution allows for supply clean jet fuel to the combustion chamber.

2.2. Development of methodology and discussion

The preliminary tests took place according to the following engine test procedure. Upon ignition, the engine was given maximum of 60 seconds to reach a steady state, whereby the engine speed remained constant at approximately 33 000 rpm (idle speed). Rotational speed was raised from 40 000 to 110 000 rpm with the interval at 10 000 rpm. The steady state (in the range ± 2 000 rpm) at each interval lasted 30 seconds. At the end of a profile of the test run, rotational speed was decreased to 70 000 rpm and the engine was shut down. The sampling rate was five times per second for all measurement parameters. The results of engine operation parameters profile and emissions for individual exhaust gas components at two selected rotational speeds are illustrated in Fig. 2–8.

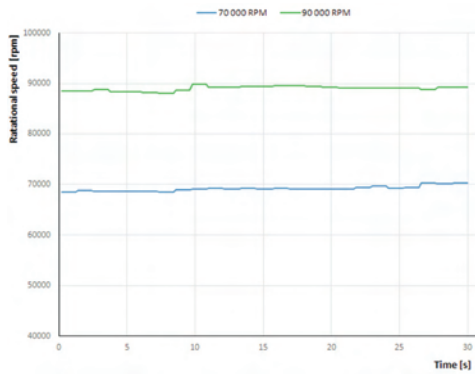


Fig. 2. Rotational speed as a function of time

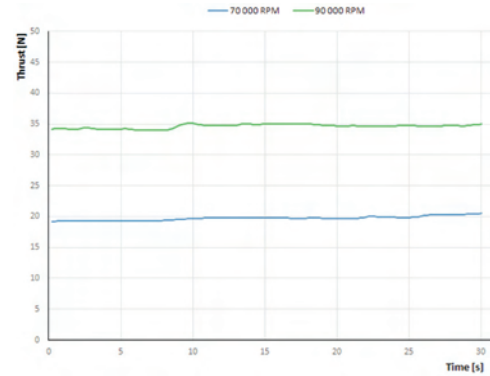


Fig. 3. Thrust as a function of time

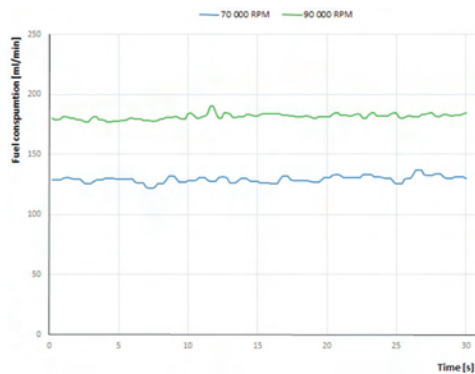


Fig. 4. Fuel consumption as a function of time

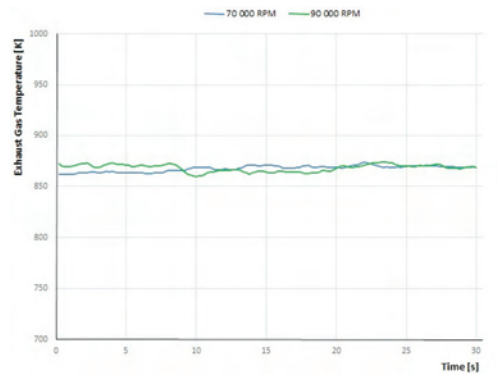


Fig. 5. Exhaust gas temperature as a function of time

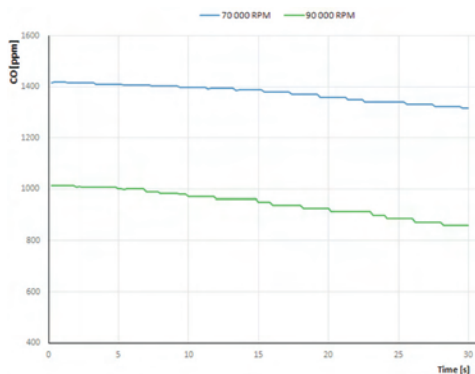


Fig. 6. CO emission as a function of time

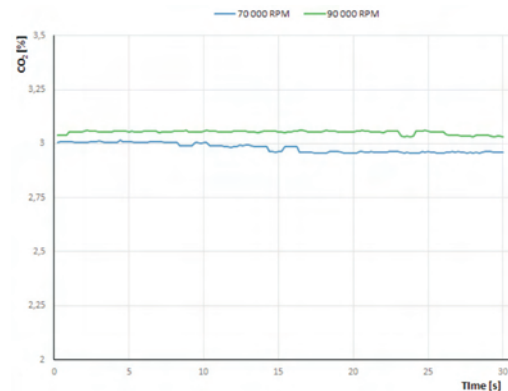


Fig. 7. CO₂ emission as a function of time

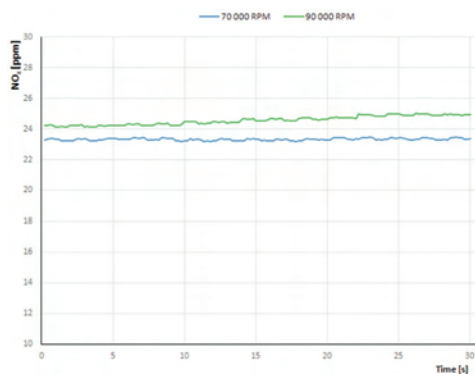


Fig. 8. NO_x emission as a function of time

According to the above results, it can be observed that after reaching given rotational speed, the measured operating engine parameters quickly achieved stabilization which is

maintained during all the accepted time of operation at a given speed. The changes in emissions of CO₂ and NO_x are small at the assumed time. However, in the case of CO, it can be seen distinctly that the time of 30 s at two taken speed ranges was not sufficient to stabilize the emission. Accordingly, it was necessary to modify the accepted profile of the engine test regarding the range of harmful exhaust emissions.

Subsequent engine test procedure was developed based on LTO cycle that was introduced in order to certify full-scale turbine engines. The rotational speeds for miniature engine, corresponding to relative values of the obtained thrust was determined (Tabl. 4). Since the engine manufacturer recommends only very short operation times at speed corresponding to maximum thrust (the engine is under the high-

est load then), tests at such rotational speed were excluded. Additionally, a new speed of 88 000 rpm corresponding to 50% of maximum thrust was added.

Table 4. Comparison LTO cycle with profile of engine test

LTO operational mode		MiniJETRig	
Operating phase	Thrust setting	Thrust	Rotational speed
Take-off	100% rated thrust	–	–
Climb	85% rated thrust	85%	112 000
–	–	50%	88 000
Approach	30% rated thrust	30%	70 000
Taxi ground idle	7% rated thrust	7%	39 000

Further bench tests were carried out at four specific rotational speeds (based on Table 4) for different times of operation. The results have been shown in Fig. 9–12. They show CO emission change course, which was unstable during initial phase of tests.

At rotational speed of 112 000 rpm, testing was carried out only for 60 s. Such a time value was accepted because according to the engine manufacturer recommendations the engine should not be operated at a speed higher than 100 000 rpm over the longer periods of time. The CO emission stability at engine tests was accomplished for a speed of 39 000 rpm and 70 000 rpm in 90 s. In case of rotational speed of 88 000 rpm, stability was accomplished after 150 s.

Different trends, and thus different values for CO emission at a given speed are caused by different ambient conditions during testing.

The calculations regarding a mean value and standard deviation for CO emission as a function of time are included in Table 5.

Table 5. CO emission calculations

Parameter	CO ± s [ppm]	
	Entire test (at given speed)	Last 30 s of test (at given speed)
39 000 rpm	1402 ±37 (90 s)	1425 ±4
70 000 rpm	1600 ±27 (90 s)	1583 ±5
88 000 rpm	1132 ±112 (150 s)	1044 ±2
112 000 rpm	632 ±33 (60 s)	608 ±5

The obtained results allow to adopt a constant rule for data analysis regarding components of exhaust gas and engine operation parameters. The engine test results, at a given rotational speed, covering only the last 30 s of engine operation (green frame in Fig. 9–12) are analysed. According to the authors of the paper, such methodology allows to obtain reliable value of specific component emission corresponding to defined conditions of miniature jet engine operation.

Based on the test results, the final profile of the engine test was determined (Fig. 13). According to this profile, the fundamental testing was carried out and the results were presented in Subsection 2.3 of this paper. Acceptable range of rotational speed variation at selected operation mode is ±2000 rpm.

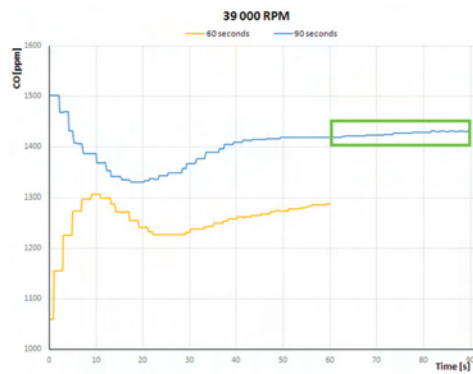


Fig. 9. CO emission as a function of time for 39 000 rpm

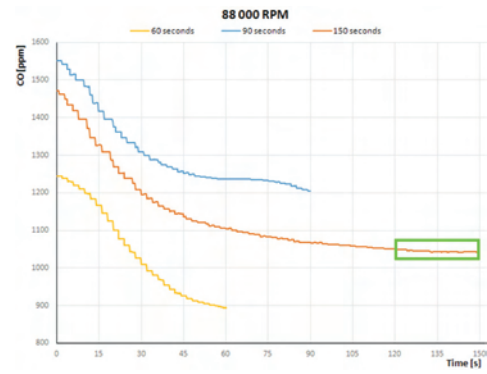


Fig. 11. CO emission as a function of time for 88 000 rpm

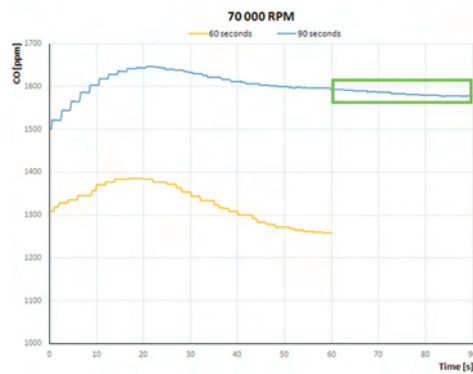


Fig. 10. CO emission as a function of time for 70 000 rpm

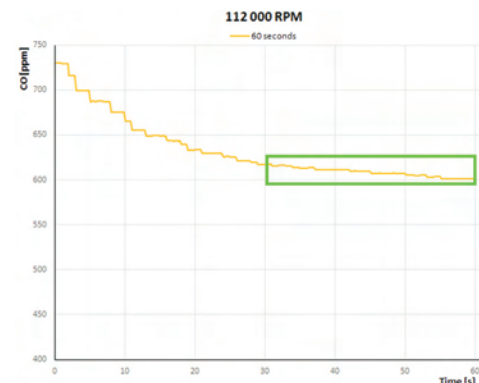


Fig. 12. CO emission as a function of time for 112 000 rpm

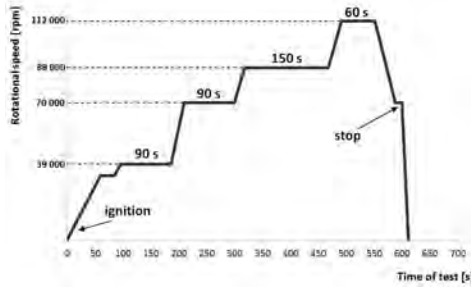


Fig. 13. Profile of engine test

2.3. Verification of methodology

The research was carried out using the test rig fuelled with jet fuel Jet A-1 from the same production batch (Merco process). The tests were repeated four times during one day with the ambient conditions shown in Table 6. The average value of the parameters was then calculated for each rotational speed.

Table 6. Ambient test conditions

Test number	P_o (bar)	T_o (K)
Test 1	1.010	288.8
Test 2	1.010	288.8
Test 3	1.011	287.9
Test 4	1.012	286.9

Fig. 14–16 present engine parameters at the selected rotational speeds. The results are similar to the characteristics obtained on a full-scale jet engines [15]. Thrust produced from the engine is proportional to the amount of fuel consumed.

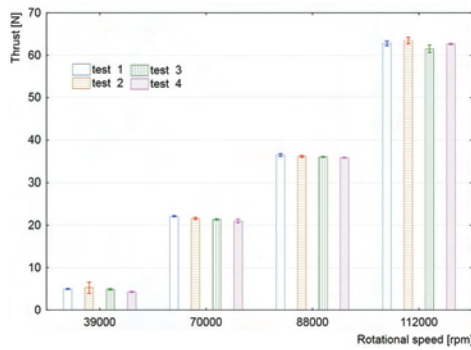


Fig. 14. Thrust at the selected rotational speeds

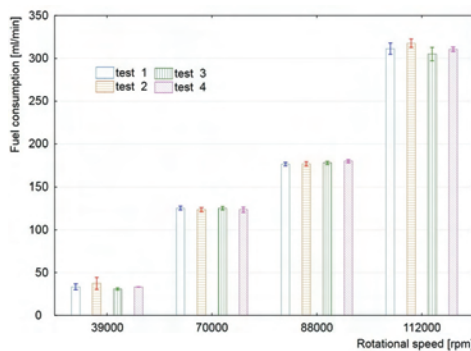


Fig. 15. Fuel consumption at the selected rotational speeds

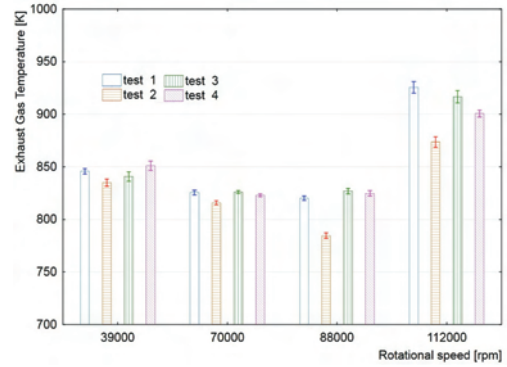


Fig. 16. T at the selected rotational speeds

A general trend for CO emissions for jet engines is that they are highest at low power conditions, and decrease with increasing power output. CO data (Fig. 17) follow this trend in the range of rotational speed above 70 000 rpm. A general trend for NO_x emissions [16] is that they increased as engine speed increased.

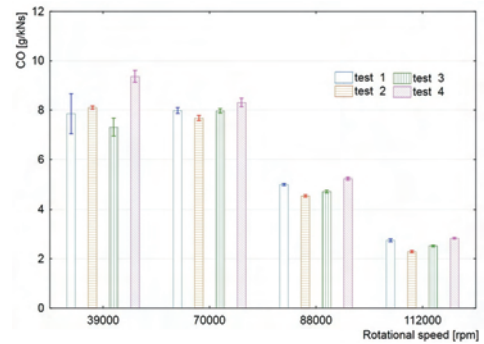


Fig. 17. CO emission at the selected rotational speeds

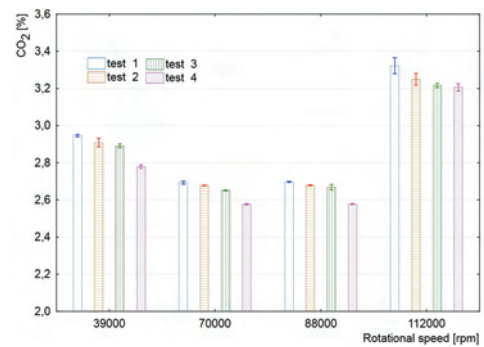


Fig. 18. CO₂ emission at the selected rotational speeds

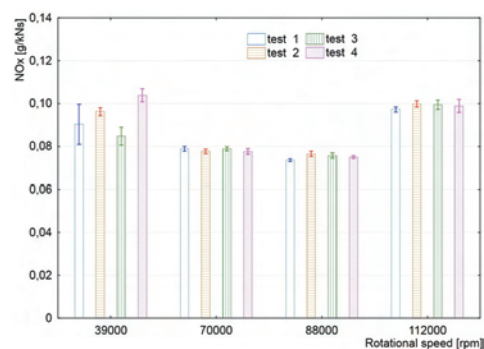


Fig. 19. NO_x emission at the selected rotational speeds

The test results presented in Fig. 14–19 regarding both engine operating parameters and exhaust gas emissions, show that results of four independent engine tests carried out on the same day and at ambient conditions have the same trends. For engine operating parameters, the obtained results have similar values.

The measurement data analysis for selected test regarding one selected rotational speed are included in Table 7.

Table 7. The analysis of selected measurement data

Test 3 for 88 000 rpm						
Parameter	Thrust [N]	Fuel consumption [ml/min]	T_{EG} [K]	CO [g/kNs]	CO ₂ [%]	NO _x [g/kNs]
Mean value	36.0	177.8	827	4.73	2.67	0.076
Standard deviation	±0.1	±1.8	±3	±0.06	±0.01	±0.001

3. Conclusion

In summary, the performance and emission characteristics of a miniature turbojet engine, using Jet A-1 fuel were studied. The presented results of exhaust gas emissions are not flawed due to combustion of the mixture of Jet A-1 with oil. This was achieved by the modification of the fuel supply system.

Tests were carried out according to determined profile of engine test, which characterises various operating modes of a miniature jet engine. The stability of engine operating parameters for a given rotational speed are reached very quickly. However, the exhaust gas emission – mainly CO – is characterized by instability. To achieve stability, optimal time periods of performing measurements on certain operating modes of the engine were determined. These times are different, depending on the rotational speed.

The presented profile of engine test seems to be authoritative in terms of real time measurements of exhaust gas emissions from a miniature jet engine. The adoption and application of unitary profile using MiniJETRig is particularly important during conducting comparative research of different fuels, including alternative fuels for aviation.

Bibliography

- [1] Gawron, B., Kaźmierczak, U. Hydrocarbon biocomponents use in aviation fuels – preliminary analysis of issues, *Journal of KONBIN*. 2013, 27/28, 63-72.
- [2] Kinsey, S.J. et al. Characterization of Emissions from Commercial Aircraft Engines during the Aircraft Particle Emissions eXperiment (APEX) 1 to 3, 2009.
- [3] Lobo, P., Whitefield, P.D., Hagen, D.E. et al. The development of exhaust speciation profiles for commercial jet engines, 2007.
- [4] Fleuti, E., Maraini, S. Air Quality Assessment Sensitivities, Zurich Airport Case Study. 2012.
- [5] International Civil Aviation Organization, ICAO Annex 16: Environmental Protection, Volume II – Aircraft Engine Emissions. 2008.
- [6] Badami, M., Nuccio, P., Signoretto, A. Experimental and numerical analysis of a small-scale turbojet engine, *Energy Conversion and Management*. 2013, 76, 225-233.
- [7] Benini, E., Giacometti, S. Design, manufacturing and operation of a small turbojet-engine for research purposes. *Applied Energy*. 2007, 84, 1102-1116.
- [8] Badami, M., Nuccio, P., Pastrone, D., Signoretto, A. Performance of a small-scale turbojet engine fed with traditional and alternative fuels. *Energy Conversion and Management*. 2014, 82, 219-228.
- [9] Habib, Z., Parthasarathy, R., Gollahalli, S. Performance and emission characteristic of biofuel in a small-scale gas turbine engine. *Applied Energy*. 2010, 87, 1701-1709.
- [10] Ibrahim, M.N., Ali, A.H.H., Ookawara, S. Experimental Study on Performance and Emissions of Turbojet Engine Fueled by Alternative Biodiesel. *The 23 International Conference On: Environmental Protection is a Must*. 2013.
- [11] Mendez, C.J., Parthasarathy, R.N., Gollahalli, S.R. Performance and emission characteristic of butanol/Jet A blends in a gas turbine engine. *Applied Energy*. 2014, 118, 135-140.
- [12] Chmielewski, M., Gieras, M. Small Gas Turbine GTM-120 bench testing with emission measurements. *Journal of KONES*. 2015, 22, 47-54.
- [13] Gawron, B., Bialecki, T. The laboratory test rig with miniature jet engine to research aviation fuels combustion process. *Journal of KONBIN*. 2015, 36, 79-90.
- [14] website of engine manufacturer - <https://www.jetpol.tech/>.
- [15] Walsh, P.P., Fletcher, P. *Gas Turbine Performance*. Second Edition. 2004.
- [16] Lefebvre, A.H., Ballal, D.R. *Gas Turbine Combustion. Alternative Fuels and Emissions*, Third Edition, 2010.

Bartosz Gawron, DEng. – Research scientist at Air Force Institute of Technology, Warsaw.
e-mail: bartosz.gawron@itwl.pl



Tomasz Bialecki, MSc Eng. – Head of Laboratory in the Division for Fuels and Lubricants at Air Force Institute of Technology, Warsaw.
e-mail: tomasz.bialecki@itwl.pl



Unsteady conjugated heat transfer in cylinder of highly loaded opposed-piston engine

Paper presents a method of calculating the temperature distribution in cylinder for a 2-stroke, opposed-piston (OP) internal combustion engine (ICE). Development of such machines has been very limited after World War II due to technological and ecological problems [9], therefore progress in numerical modeling for analyzing highly boosted OP engines was also halted. Current technology permits returning to the OP arrangement, where due to better combustion chamber shape it is potentially possible to achieve higher thermodynamic efficiency than in arrangement with the cylinder head [9, 10]. Authors decided to use a general purpose CFD-program (in this case Ansys Fluent) coupled with additional tools to calculate conjugated heat transfer between the load in the cylinder and the cylinder itself to get a 3D temperature distribution in solid body.

Key words: internal combustion engines, conjugated heat transfer, Ansys Fluent, MathWorks Matlab, scripting

Nieustalona sprzężona wymiana ciepła w cylindrze wysoko obciążonego silnika o tłokach przeciwbieżnych

Artykuł prezentuje metodę wyznaczania temperatury cylindra dla dwusuwowego silnika wewnętrznego spalania o tłokach przeciwbieżnych (opposed piston – OP). Rozwój takich maszyn po II wojnie światowej został mocno ograniczony z powodu problemów technologicznych i ekologicznych [9] i w związku z tym rozwój modelowania numerycznego, w celu analizy wysoko doładowanych silników typu OP, również został zahamowany. Obecny rozwój techniki pozwala powrócić do konstrukcji typu OP, w których z racji korzystniejszego kształtu komory spalania możliwe jest uzyskanie potencjalnie większej sprawności termodynamicznej niż w układzie z głowicą [9, 10]. Do obliczenia wymiany ciepła między ładunkiem w cylindrze a cylindrem, by otrzymać trójwymiarowy rozkład temperatury w ciele stałym, wykorzystano programu CFD ogólnego zastosowania (w tym przypadku Ansys Fluent) sprzężony z dodatkowymi narzędziami.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, sprzężona wymiana ciepła, Ansys Fluent, MathWorks Matlab, skryptowanie

1. Introduction

OP engines allow achieving high thermodynamic efficiency inter alia due to lack of a cylinder head and better shape of the combustion chamber [9, 10]. This feature makes them interesting for present-day companies like EcoMotors or AchatesPower, which are intensively developing their own prototypes. Geometry and requirements for OP engines cooling system varies greatly from requirements for conventional 4-stroke engines, thus it is required to develop a specific approach to the analysis of heat transfer, which in this article is understood as calculation of the temperature distribution in cylinder (Fig. 1).

Combustion chamber. Heat load is highly concentrated in the middle of cylinder, combustion chamber is formed between two moving pistons. There is no additional cooling scavenging cycle like in standard 4-stroke engines. To take full advantage of OP combustion chamber shape, i.e. higher ratio of a volume to area (volume to area \sim heat generation to heat losses) designer should focus on increasing the average temperature (and pressure) of working medium, thus designing the appropriate cooling system becomes a critical issue from the point of view of increasing the thermodynamic efficiency.

Exhaust ports. The exhaust ports are exposed to hot combustion gases for about 120° crank angle degree (CAD)

1. Wprowadzenie

Silniki o tłokach przeciwbieżnych umożliwiają osiągnięcie dużej sprawności termodynamicznej między innymi z braku klasycznej głowicy oraz korzystniejszego kształtu komory spalania [9, 10]. Te cechy sprawiają, że silniki takie stają się obiektem zainteresowania współczesnych firm, takich jak EcoMotors i AchatesPower, które intensywnie rozwijają swoje prototypy. Geometria oraz wymagania stawiane układom chłodzenia silników OP znacznie różnią się od wymagań stawianych standardowym silnikom 4-suwowym, wobec tego konieczne jest opracowanie specjalnego podejścia do analizy wymiany ciepła, rozumianej w tym artykule jako wyznaczanie rozkładu temperatury w cylindrze (rys. 1).

Komora spalania. Obciążenie cieplne jest bardzo skoncentrowane w środku cylindra, komora spalania jest formowana pomiędzy dwoma przemieszczającymi się tłokami. Brak jest dodatkowego chłodzącego cyklu wymiany ładunku tak jak w silniku 4-suwowym. By w pełni wykorzystać zalety kształtu komory spalania silnika OP, to znaczy otrzymać większy stosunek objętości do powierzchni (objętość do powierzchni \sim wydzielanie ciepła do strat), konstruktor takiego silnika powinien skupić się na zwiększeniu średniej temperatury (oraz ciśnienia) czynnika roboczego. Z tego

which makes thermal stress and creeping phenomena a serious issue. Minimizing the pressure losses during scavenging forces using wider ports, which on the other hand makes the ports bridges more fragile and therefore more vulnerable to wear during long-term work.

Cylinder liner. Liner's temperature should not be higher than 523 K, because it is the limit above which the lubricant film is degraded [7]. Again, no extra cooling stroke makes whole cylinder liner more hot in a 2-stroke than in a similar 4-stroke engine.

Assuming, that since the start of the engine achieving a stable temperature distribution of the cylinder takes at least 5 minutes of work the engine would have to perform 7500 working cycles (considering 1500 RPM) to heat from ambient to working temperature. Simulating the process explicitly would force calculating 7500 cycles of the full 3D CFD model to get the right temperature distribution, which would take an unacceptable amount of time – approx. 40 years on a workstation. Authors decided to accelerate the calculation process by dividing the conjugated heat transfer in two simpler cases:

a) (model A) 3D unsteady simulation of one, full engine cycle in the computational domain consisting of a fluid and a solid. Its objective is to get the heat fluxes from fluid to solid (in this simulation there is 14 degrees of freedom per cell with simplified combustion using species transport).

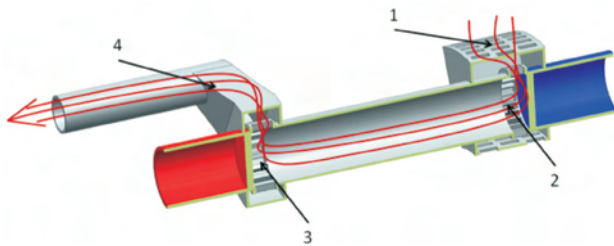


Fig. 1. Flow pattern in an uniflow OP engine, 1 – intake, 2 – intake ports, 3 – exhaust ports, 4 – exhaust

Rys. 1. Przepływ ładunku w silniku o płukaniu wzdłużnym o tłokach przeciwbieżnych, 1 – przelotnia, 2 – kanały dolotowe, 3 – kanały wylotowe, 4 – wydech

b) (model B) A simplified 3D simulation of heat transfer in the calculation domain consisting only of a cylinder solid (there is only 1 degree of freedom per cell – temperature), with heat fluxes as fluid BC from inside, and convection from outside.

The first attempt was made with a simple cylinder without a cooling system to test the method and to draw preliminary conclusions which will help design the final version of the cooling system. One work cycle of the model A was computed once per 1500 work cycles of the model B.

Initial cylinder temperature was set to 500 K in the whole volume of solid, heat fluxes obtained from the full engine cycle simulation (model A), modified in a proper way and transferred to a simplified solid model (model B). After 1500 cycles (1 minute of engine's work) the temperature distribution in the solid was transferred back to the model A after

względu dobranie odpowiedniego układu chłodzenia staje się krytyczne z punktu widzenia zwiększania sprawności termodynamicznej.

Kanały wylotowe. Kanały wylotowe są narażone na gorące spaliny przez około 120 ° obrotu wału korbowego (OWK), co czyni zjawiska takie jak naprężenia cieplne lub pękanie poważnym problemem. Minimalizacja strat ciśnienia podczas wymiany ładunku wymusza stosowanie szerszych okien, ale powoduje to, że mostki między kanałami stają się delikatniejsze, a przez to bardziej narażone na zniszczenie długotrwałą pracą.

Powierzchnia cylindra. Temperatura powierzchni cylindra nie powinna przekraczać 523 K, gdyż jest to granica, powyżej której film smary ulega degradacji [7]. Ponownie, brak dodatkowego cyklu na chłodzenie czyni powierzchnię cylindra bardziej gorącą w silniku dwusuwowym niż w podobnym silniku czterosuwowym.

Przyjmując, że od momentu rozruchu silnika osiągnięcie stabilnej temperatury cylindra zajmuje co najmniej 5 minut pracy, wtedy silnik musiałby wykonać 7500 cykli pracy przy 1500 obrotach na minutę, aby nagrzać się od temperatury otoczenia do temperatury roboczej. Symulując ten proces wprost, należałoby policzyć 7500 cykli pracy w pełnym, trójwymiarowym modelu CFD, aby uzyskać właściwy rozkład temperatury, co zajęłoby nieakceptowalną ilość czasu – ok. 40 lat na stacji roboczej. W badaniach autorskich zdecydowano się przyspieszyć proces obliczeniowy przez podzielenie sprzężonej wymiany ciepła na dwa prostsze przypadki:

a) (model A) trójwymiarowa, niestabilna symulacja jednego, pełnego cyklu pracy silnika w domenie obliczeniowej składającej się z płynu oraz ciała stałego. Jej celem jest uzyskanie strumieni ciepła od płynu do ciała stałego (w tej symulacji występuje 14 stopni swobody na objętość kontrolną przy uproszczonym spalaniu z modelem transportu cząstek);

b) (model B) uproszczona, trójwymiarowa symulacja wymiany ciepła w domenie obliczeniowej składającej się tylko z ciała stałego cylindra (występuje tylko jeden stopień swobody na objętość kontrolną – temperatura), ze strumieniami ciepła od płynu jako wewnętrzny warunek brzegowy oraz konwekcją na zewnątrz.

Pierwsze podejście wykonano z prostym cylindrem bez układu chłodzenia, tak aby przetestować metodę oraz wyciągnąć wnioski, które będą pomocne przy projekcie finalnej wersji układu chłodzenia. Jeden cykl pracy w modelu A był obliczany na 1500 cykli pracy w modelu B.

Początkową temperaturę cylindra ustawiono w całej objętości ciała stałego na 500 K, strumienie ciepła pobrano z symulacji pełnego cyklu pracy silnika (model A), odpowiednio zmodyfikowano i przetransferowano do uproszczonego modelu ciała stałego (model B). Po 1500 cyklach (1 minucie pracy silnika) rozkład temperatury w ciele stałym został przeniesiony z powrotem do modelu A, a następnie obliczono nowe strumienie ciepła oraz rozkłady temperatury. Ten proces był iterowany dopóki temperatura przestała się zmieniać (za próg ustalono 5 K) w modelu ciała stałego (model B). W powyższy sposób otrzymano wstępny roz-

which new heat fluxes and temperatures were calculated. This procedure has been iterated until the temperature distribution stopped changing (threshold was set to 5 K) in the cylinder solid model (model B). In this manner the initial temperature distribution of the design of the cooling system (it took six iterations) was obtained.

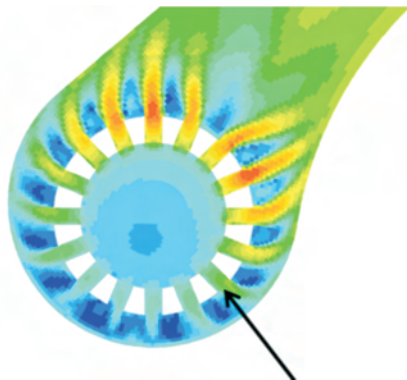


Fig. 2. Asymmetrical flow (for an unoptimized exhaust)

Rys. 2. Niesymetryczny przepływ (dla niezoptymalizowanego wydechu)

In contrast to [7] the in-cylinder parameters like heat flux, gas temperature etc. were calculated locally using CFD, not modeled globally by Nusselt number correlations. This approach was needed to get a full 3D distribution and reflect the flow asymmetry (Fig. 2) in an asymmetrical temperature distribution which is very important as the temperature gradients are the main sources of mechanical stresses in such engines.

2. Scavenging and combustion

Scavenging is a process of pushing exhausted gas charge out of the cylinder and drawing in the fresh air or air-fuel mixture. Scavenging is particularly important for two-stroke engines, as intake and exhaust occurs at the same time (valve overlap lasts usually about 120 °CA).

The most effective scavenging method is uniflow scavenging (Fig. 3), which is also the most popular among highly efficient 2-stroke crosshead marine combustion engines. The analyzed OP engine is piston ported, that means intake and exhaust ports are opened and closed by moving pistons.

Unsteady 3D simulation of the full engine cycle with simplified combustion (model A) was used to get a temperature distribution in the space and time of in-cylinder charge (Fig. 4) and to get heat fluxes to/from the cylinder walls.

Compression was starting after closing the intake and exhaust ports. The mass averaged temperature, pressure and composition of the in-cylinder charge were exported from Ansys Fluent. These values were the input parameters to a script of Cantera program, which was simulating the compression and combustion outside of Ansys Fluent. Results (pressure, adiabatic temperature after combustion and mixture composition) have been overwritten in the cylinder volume for the top dead center piston position, while the velocity field was not modified. Mixture then underwent expansion, the ports opened and another scavenging cycle was beginning.

kład temperatury do projektu układu chłodzenia (zajęło to 6 iteracji).

W przeciwieństwie do danych z publikacji [7] parametry w cylindrze, takie jak strumienie ciepła, temperatura gazu itp. były obliczane lokalnie przy wykorzystaniu CFD, niemodelowane globalnie korelacjami liczby Nusselta. Takie podejście było konieczne, by otrzymać trójwymiarowe rozkłady oraz odzwierciedlić niesymetryczność przepływu (rys. 2) w niesymetrycznym rozkładzie temperatury, który jest bardzo istotny, ponieważ gradienty temperatury są w silnikach tego typu głównym źródłem naprężeń mechanicznych.

2. Wymiana ładunku i spalanie

Wymiana ładunku jest to proces polegający na usuwaniu produktów spalania z cylindra oraz napełnianiu cylindra świeżym powietrzem lub mieszaniną paliwowo-powietrzną. Wymiana ładunku jest szczególnie istotna dla silników dwusuwowych, ponieważ opróżnianie i napełnianie zachodzą w tym samym czasie (przekrycie zaworowe trwa zwykle około 120 °OWK).

Najbardziej efektywnym typem wymiany ładunku jest płukanie wzdłużne (rys. 3), które jest także najbardziej popularne wśród wysoko sprawnych wodzikowych okrętowych dwusuwowych silników spalinowych. Analizowany silnik OP nie posiada typowych zaworów, okna dolotowe i wylotowe z cylindra są otwierane i zamykane przemieszczającymi się tłokami.

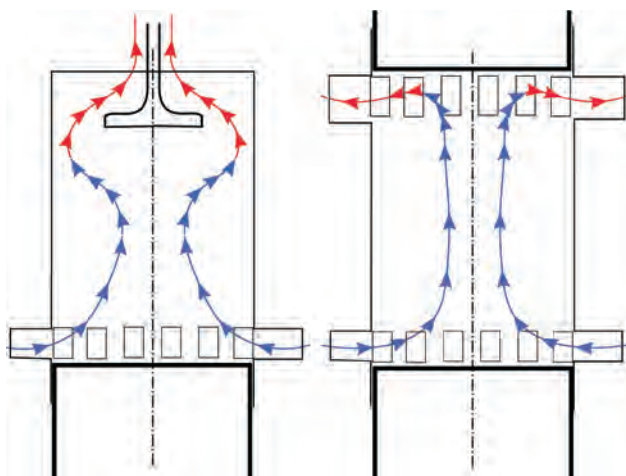


Fig. 3. Uniflow scavenging – exhaust with valve control (left) or piston ported (right)

Rys. 3. Płukanie wzdłużne – wylot otwierany zaworem (z lewej) lub tłokiem (z prawej)

Nieustalona trójwymiarowa symulacja pełnego cyklu pracy silnika z uproszczonym spalaniem (model A) została użyta, aby uzyskać rozkład w przestrzeni i czasie ładunku w cylindrze (rys. 4) oraz do pozyskania strumieni ciepła ze ścianek oraz do ścianek cylindra.

Po zamknięciu kanałów dolotowych oraz wylotowych zaczął się proces sprężania. Z programu Ansys Fluent eksportowano uśrednioną masowo temperaturę, ciśnienie oraz skład mieszanki wewnątrz cylindra. Te wielkości były parametrami wejściowymi do autorskiego skryptu programu

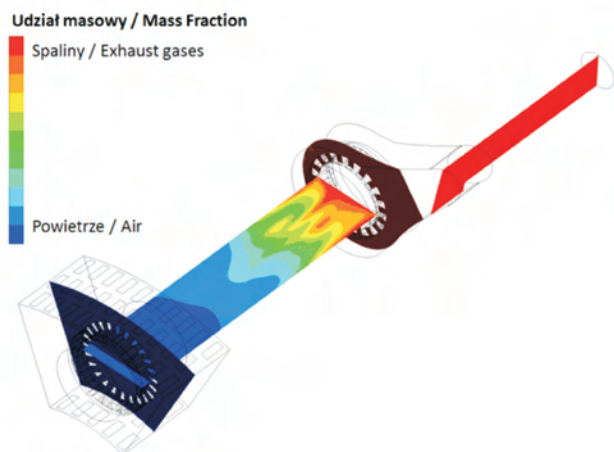


Fig. 4. A typical exhaust gas distribution during scavenging (CO_2 as a marker)

Rys. 4. Typowy rozkład spalin podczas przepłukiwania (CO_2 jako marker)

Accurate combustion modeling was not justified at this stage as the wall temperature has big impact on the combustion process and should be a result of, not an input for the heat transfer simulation. Moreover, it would prevent carrying out the calculations in an acceptable time.

Below the settings of a 3D full engine cycle simulation are presented (model A).

Mesh statistic:

Cells (Fig. 5) – min. 756 000@TDC, max 1 300 000 @ BDC

Worst element orthogonal quality (Ansys Fluent) – 0.37

Scavenging CFD settings:

Solver Type – Transient Pressure-Based

Turbulence – SST k-omega (default)

Dynamic mesh – layering with custom motion

Solving scheme – Pressure-Implicit with Splitting of Operators (PISO)

Spatial Discretization – default

Transient formulation – First Order Implicit + Non-Iterative Time-Advancement

Time step – 3600 time steps/cycle (0.1 °CAD).

Domains – solid + fluid

Detailed scavenging modeling approach can be found in [6].

3. Heat flux export and modification

When solving a 3D engine full cycle (model A) the heat fluxes and temperature distribution on the walls were exported from Ansys Fluent to external data file every 10 time steps (1 °CAD). Heat fluxes and temperature profiles were parsed into Matlab and collected into proper structure containing information about wall name, current time, position and valu

Lubrication oil. Taking into account the impact of the lubricating oil in the gap between the piston and the cylinder would force to mesh a 0.03 mm gap with at least few elements (while the cylinder diameter is about 50 mm). Resulting mesh size would make such transient case unsolvable on

Cantera, który symulował sprężanie i spalanie występującej w cylindrze mieszanki poza programem Ansys Fluent. Wyniki (ciśnienie, temperatura adiabatyczna po spalaniu oraz skład mieszanki) były nadpisywane w objętości cylindra symulacji w programie Ansys Fluent dla górnego martwego położeniu tłoka, podczas gdy pole prędkości nie było modyfikowane. Mieszanka następnie ulegała rozprężeniu, otwierały się kanały i zaczynał się kolejny cykl wymiany ładunku.

Dokładne modelowanie spalania nie było uzasadnione na tym etapie, ponieważ temperatura ścianki ma duży wpływ na przebieg spalania i powinna być wynikiem, nie warunkiem brzegowym dla symulacji wymiany ciepła. Dodatkowo uniemożliwiłoby to przeprowadzenie obliczeń w akceptowalnym czasie.

Poniżej przedstawiono ustawienia trójwymiarowej symulacji pełnego cyklu pracy silnika (model A).

Statystyki siatki:

Objętości skończone (rys. 5): min. 756 000@GMP, maks. 1 300 000@DMP

Wskaźnik *orthogonal quality* (Ansys Fluent) dla najgorszego elementu: 0.37

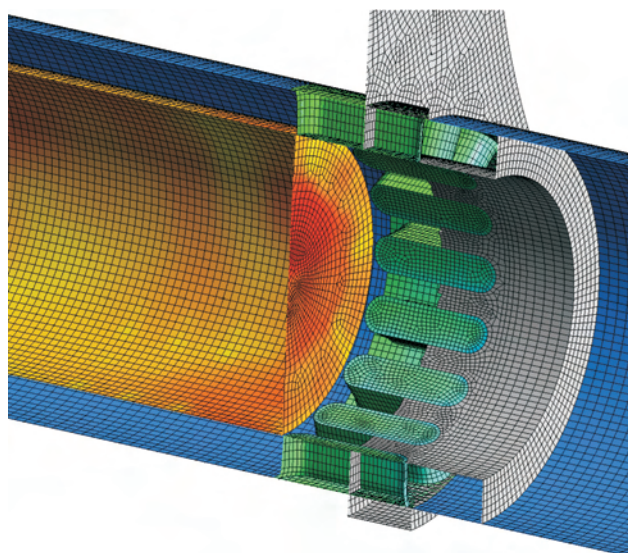


Fig. 5. Model A (full engine cycle simulation) – 3D mesh

Rys. 5. Model A (symulacja pełnego cyklu pracy silnika) – dyskretyzacja przestrzenna

Ustawienia symulacji CFD:

Typ solvera – nieustalony, bazujący na ciśnieniu (*Transient Pressure-Based*)

Model turbulencji – standardowy SST k-omega

Ustawienia siatki – nabudowywanie siatki (*layering*) z własną funkcją ruchu

Schemat rozwiązania – *Pressure-Implicit with Splitting of Operators* (PISO)

Dyskretyzacja przestrzenna – domyślna

Sformułowanie zagadnienia nieustalonego – niejawną pierwszego rzędu (*First Order Implicit + Non-Iterative Time-Advancement*)

Krok czasowy – 3600 kroków czasowych na cykl (0,1 °OWK)

Domeny – płyn + ciało stałe

the available computing power, thus a simplified workaround was proposed:

- a) for every time step check where is the piston (knowing the piston motion function),
- b) select the cells for which for current time step the x-position is below the oil scrapping rings,
- c) for selected cells read the current temperature and then replace stored therein heat flux to the one calculated using formula (1):

$$q_n = -\alpha_{oil} \cdot (T_{current} - T_{oilref}) \quad (1)$$

- d) repeat for every time step, for every cell.

Time averaging. After considering oil impact heat flux profiles were averaged to reduce the number of boundary condition profiles for 3D unsteady solid heat transfer simulation (model B). Every 10 time steps were averaged into one, so finally there were 36 profiles/cycle.

4. Solid body simulation

Model B consisted exclusively of a solid domain.

Mesh statistic:

Cells (Fig. 6) – ~383 000

Worst element orthogonal quality (Ansys Fluent) – 0.16

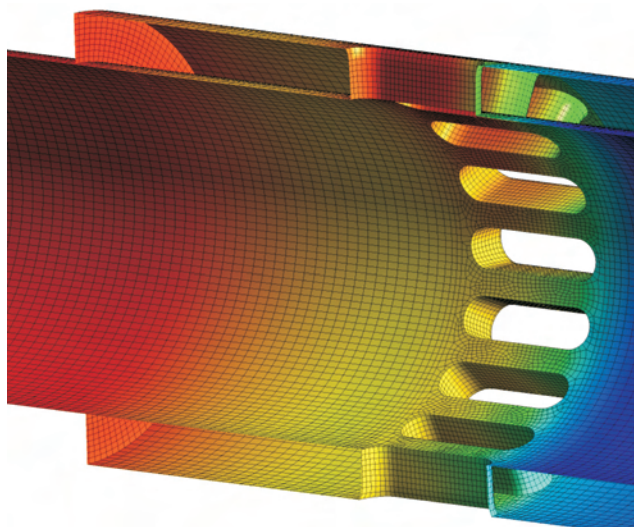


Fig. 6. Model B (solid body of the cylinder) – 3D mesh

Rys. 6. Model B (ciało stałe cylindra) – dyskretyzacja przestrzenna

Solid CFD settings:

Solver Type – Transient Pressure-Based

Material – Steel

Solving scheme – Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations (SIMPLE)

Spatial Discretization – default

Transient formulation – First Order Implicit

Time step – 36 timesteps/cycle

Domain – solid body

Solid model boundary conditions (Fig. 7, tab. 1):

Initially, there was only natural convection on the outer boundary with mixed boundary condition.

Szczegóły dotyczące podejścia do modelowania wymiany ładunku można znaleźć w pracy [6].

3. Eksport strumieni ciepła oraz ich modyfikacja

Podczas rozwiązywania pełnej, trójwymiarowej symulacji cyklu pracy silnika (model A) eksportowano z programu Ansys Fluent strumienie ciepła oraz rozkład temperatury na poszczególnych ściankach do zewnętrznych plików tekstowych co 10 kroków czasowych (1 °OWK). Profile strumieni ciepła oraz temperatury były wczytywane do program Matlab oraz zapisywane w odpowiedniej strukturze zawierającej informacje o nazwie ścianki, aktualnym czasie, pozycji oraz wartości.

Olej smarujący gładź. Aby uwzględnić wpływ oleju smarującego w przestrzeni między tłokiem a cylindrem należałoby zdyskretyzować przestrzeń o wymiarach rzędu 0,03 mm co najmniej kilkoma elementami (przy średnicy cylindra około 50 mm). Wynikowy rozmiar siatki uniemożliwiłoby obliczenie takiego niestacjonarnego przypadku dostępnymi mocami obliczeniowymi, zaproponowano zatem rozwiązanie uproszczone:

- a) dla każdego kroku czasowego sprawdź, gdzie znajduje się tłok (znając funkcję ruchu tłoka),
- b) wybierz te komórki, dla których dla bieżącego kroku czasowego ich współrzędna x jest poniżej pierścieni zgarniających olej,
- c) dla wybranych komórek odczytaj aktualną temperaturę, a następnie podmień zapisany w niej strumień ciepła na obliczony z zależności (1),
- d) powtórz dla każdego kroku czasowego, dla każdej komórki.

Uśrednianie w czasie. Po uwzględnieniu wpływu oleju profile strumieni ciepła były uśredniane w czasie, aby zredukować liczbę warunków brzegowych dla trójwymiarowej nieustalanej symulacji wymiany ciepła w ciele stałym (model B). Każde 10 kroków czasowych zostało uśrednione do jednego, w związku z czym ostatecznie otrzymano 36 profili/cykl.

4. Symulacja ciała stałego

Model B składał się wyłącznie z domeny ciała stałego.

Statystyki siatki:

Objętości skończone (rys. 6) – ~383 000

Wskaźnik *orthogonal quality* (Ansys Fluent) dla najgorszego elementu – 0.16

Ustawienia symulacji CFD:

Typ solvera – nieustalony, bazujący na ciśnieniu (*Transient Pressure-Based*)

Materiał – stal

Schemat rozwiązania – *Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations* (SIMPLE)

Dyskretyzacja przestrzenna – domyślna

Sformułowanie zagadnienia nieustalonego – niejawna pierwszego rzędu (*First Order Implicit*)

Krok czasowy – 36 kroków czasowych na cykl

Domeny – ciało stałe

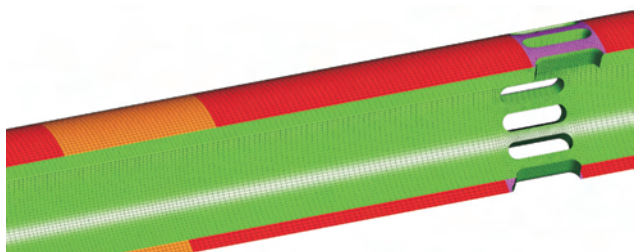


Fig. 7. Model B - boundary conditions

Rys. 7. Model B – warunki brzegowe

Table 1. Boundary conditions overview

Tablica 1. Przegląd warunków brzegowych

Color /kolor	BC Name/nazwa WB	Type/typ
1	Combustion chamber/ komora spalania	Mixed (HF + Emiss.)/ mieszane
2	Outer liner/zewnętrzna powierzchnia	Mixed (HF + Emiss.)/ mieszane
3	Inner liner/wewnętrzna powierzchnia	Imported from Matlab/ zaimportowane z pro- gram Matlab
4	Exhaust/wylot	Mixed (HF + Emiss.)/ mieszane

Combustion chamber (1) + outer liner (2):Heat Transfer Coefficient (HTC) – 30 W/m²K

Free Stream Temperature – 340 K

External Emissivity – 0.8

External Radiation Temperature – 340 K

Exhaust (4):Heat Transfer Coefficient (HTC) – 80 W/m²K

Free Stream Temperature – 800 K

External Emissivity – 0.8

External Radiation Temperature – 550 K

For substitution of the temperature and heat transfer coefficients distribution the scripts written in Scheme were used. Scheme interpreter is embedded in the text command line (TUI) of Ansys Fluent. It allows some actions that are not possible to achieve even using their User Defined Functions.

Cylinder heating process. In the fig. 8 one can see the temperature distribution along the cylinder liner change in time for heat transfer coefficient obtained from 4th iteration between model A and model B. Model with solid only (model B) was simulated for 1 minute. After 1500 cycles the temperature was exported to .ip Ansys Fluent interpolation file and used as a new temperature distribution for next scavenging calculation (model A).

It can be observed that the resulting temperature distribution in the combustion chamber (the area A in Fig. 8) is relatively constant around the circumference of the cylinder (narrow width of the black line in Fig. 8), while in the exhaust (area B) the asymmetric flow effect (Fig. 2) can be seen on the temperature distribution. Area C, at which the temperature drops over time, indicates a strong influence of the initial overprediction of the temperature at that location. This results from that during the first iteration between model A and model B in the solid there was a low temperature in

Warunki brzegowe modelu ciała stałego (rys. 7, tab. 1): Wstępnie na zewnętrznej powierzchni założono wyłącznie konwekcję naturalną z mieszanymi warunkami brzegowymi.

Komora spalania (1) + zewnętrzna powierzchnia (2):Współczynnik przejmowania ciepła (HTC) – 30 W/m²KTemperatura odniesienia dla konwekcji (*Free Stream Temperature*) – 340 KEmisyjność (*External Emissivity*) – 0.8Temperatura odniesienia dla radiacji (*External Radiation Temperature*) – 340 K**Wydech (4):**Współczynnik przejmowania ciepła (HTC) – 80 W/m²KTemperatura odniesienia dla konwekcji (*Free Stream Temperature*) – 800 KEmisyjność (*External Emissivity*) – 0.8Temperatura odniesienia dla radiacji (*External Radiation Temperature*) – 550 K

Do podmiiany rozkładów temperatury i współczynników przejmowania ciepła używano skryptów języka Scheme, którego interpreter jest wbudowany w tekstową linię komend (TUI) programu Ansys Fluent. Umożliwia on pewne akcje, które nie są możliwe do uzyskania nawet za pomocą funkcji własnych użytkownika (*User Defined Functions*).

Proces ogrzewania cylindra. Na rysunku 8 można prześledzić zmianę rozkładu temperatury wzdłuż cylindra w czasie dla współczynników przejmowania ciepła uzyskanych po 4. iteracji między modelem A oraz modelem B. Model z samym ciałem stałym (model B) był symulowany przez 1 minutę. Po 1500 cyklach temperatura została wyeksportowana do pliku interpolacyjnego .ip programu Ansys Fluent oraz ustalona jako rozkład temperatury dla kolejnej symulacji wymiany ładunku (model A).

Analiza rysunku wskazuje, że uzyskany rozkład temperatury w komorze spalania (obszar A na rys. 8) jest prawie stały po obwodzie cylindra (mała szerokość czarnej linii na rys. 8), natomiast na wydechu (obszar B) widać duży wpływ niesymetryczności przepływu (rys. 2) na rozkład temperatury. Obszar C, na którym z biegiem czasu spada temperatura, świadczy o silnym wpływie wstępnego przeszacowania temperatury w tamtym miejscu. Wynika to z tego, iż podczas pierwszych iteracji między modelem A a modelem B w ciele stałym występowała w tamtym rejonie niska temperatura, dlatego pierwsze wyeksportowane wyniki współczynników wymiany ciepła były przeszacowane. Przebieg zmiany temperatury w czasie można prześledzić na rys. 11.

5. Podejście iteracyjne

Po ponownym uruchomieniu symulacji wymiany ładunku (model A) z nowym rozkładem temperatury zaimportowanym z pliku interpolacyjnego wyznaczono nowe profile strumieni ciepła oraz wyeksportowano je przez pliki ASCII do programu Matlab. Skrypt programu Matlab dokonał modyfikacji, a następnie eksportował profile strumieni ciepła do modelu ciała stałego (model B), gdzie program Ansys Fluent dokonywał obliczeń przez kolejne 1500 cykli (minutę pracy silnika). Ta procedura była powtarzana dopóty, dopóki temperatura nie przestała się zmieniać znacząco (przyjęto

that region, and therefore the first exported heat transfer coefficients were overestimated. The temperature variation in the time can be seen in Fig. 11.

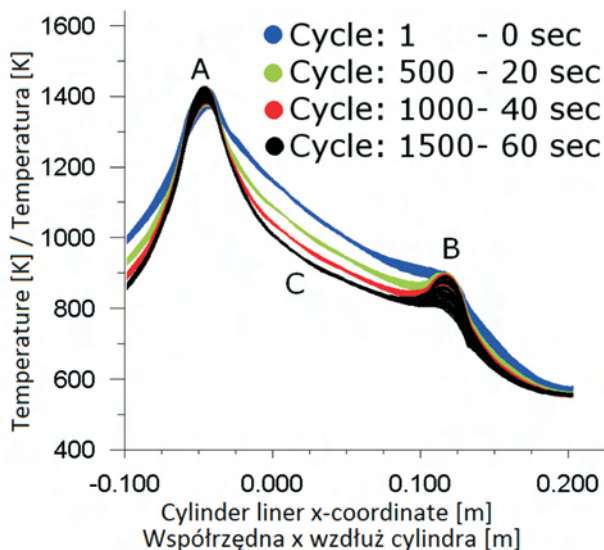


Fig. 8. Solid model heating: 4 time points, temperature [K] distribution along cylinder liner [m]

Rys. 8. Ogrzewania ciała stałego, 4 punkty czasowe, rozkład temperatury [K] wzdłuż cylindra [m]

5. Iterative approach

After restarting the scavenging simulation (model A) with a new temperature distribution imported from the interpolation file the updated heat fluxes and temperatures were calculated and exported through ASCII files to Matlab. Matlab modified results and then exported them to the solid body model (model B) which Ansys Fluent was solving for another 1500 cycles (1 min of the engine work). This procedure has been repeated until the temperature stopped changing significantly (the threshold was set by no more than 5 K per 1 minute work of solid body model – model B). Diagram of the calculation algorithm is illustrated in the Fig. 9.

In the Fig. 10 the temperature contours in the XY cross-section through a part of the engine are visualized. It can be observed that the iterations caused the temperature to move gradually towards the cylinder combustion chamber (zone A) and the exhaust channels (zone B). Importantly, it can be seen that changes of the temperature of the cylinder did not significantly affect the scavenging. Mixing front after the closure of the ports (zone C) is the same for iteration 1, 3 and 5 between model A and model B. This confirms that for the scavenging the most important effects are the ones related to the inertia of the fluid caused by the pressure difference between intake (1 in Fig. 1) and exhaust (4 in Fig. 1).

Fig. 11 shows the resulting temperature distributions obtained after iteration accordingly to the workflow presented in the Fig. 9. For the next iteration it is meant to: calculate a complete

próg nie więcej niż 5 K podczas minuty pracy w modelu ciała stałego – modelu B). Schemat procesu postępowania zilustrowano na rys. 9.

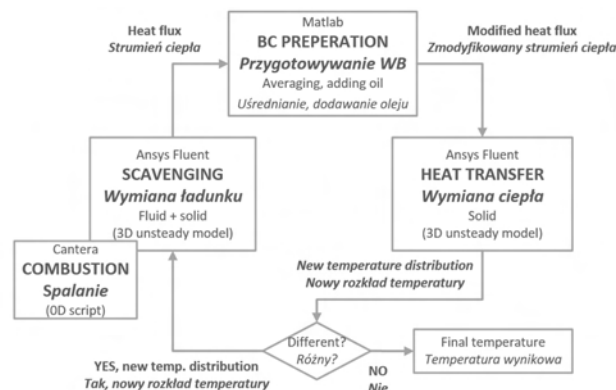


Fig. 9. Iterative cylinder temperature calculation algorithm

Rys. 9. Algorytm iteracyjnej metody wyznaczania temperatury cylindra

Na rysunku 10 zwizualizowano kontury temperatury w przekroju XY przez fragment silnika. Można zaobserwować, że kolejne iteracje powodowały stopniowe przesuwanie się temperatury w kierunku komory spalania (strefa A) oraz kanałów wylotowych (strefa B). Ponadto zauważa się, że zmiany temperatury cylindra nie wpływały znacząco na wymianę ładunku. Czoło mieszania po zamknięciu kanałów (strefa C) jest takie samo dla iteracji 1, 3 oraz 5 między modelem A a modelem B. Potwierdza to, że podczas wymiany ładunku najistotniejsze są efekty związane z bezwładnością płynu wywołane różnicą ciśnień między przelotnią (1 na rys. 1) oraz wydechem (4 na rys. 1).

Na rysunku 11 przedstawiono wynikowe rozkłady temperatur po iteracjach uzyskiwanych zgodnie z algorytmem zaprezentowanym na rys. 9. Przez kolejną iterację rozumie się: obliczenie pełnego cyklu pracy silnika w modelu A, a następnie obliczenie rozkładu temperatury w modelu B. Można zaobserwować, że przy kolejnych iteracjach niesymetryczność przepływu przez kanały wydechowe (rys. 2) jest

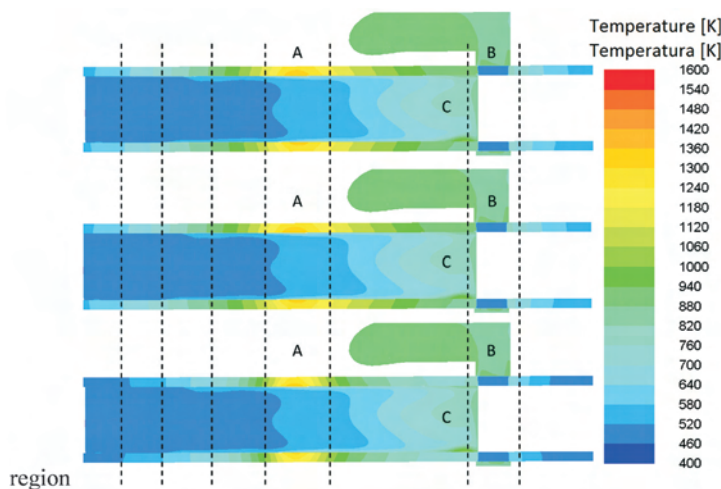


Fig. 10. Contour temperature distribution for iteration 1, 3 and 5

Rys. 10. Rozkład temperatury dla iteracji 1, 3 oraz 5

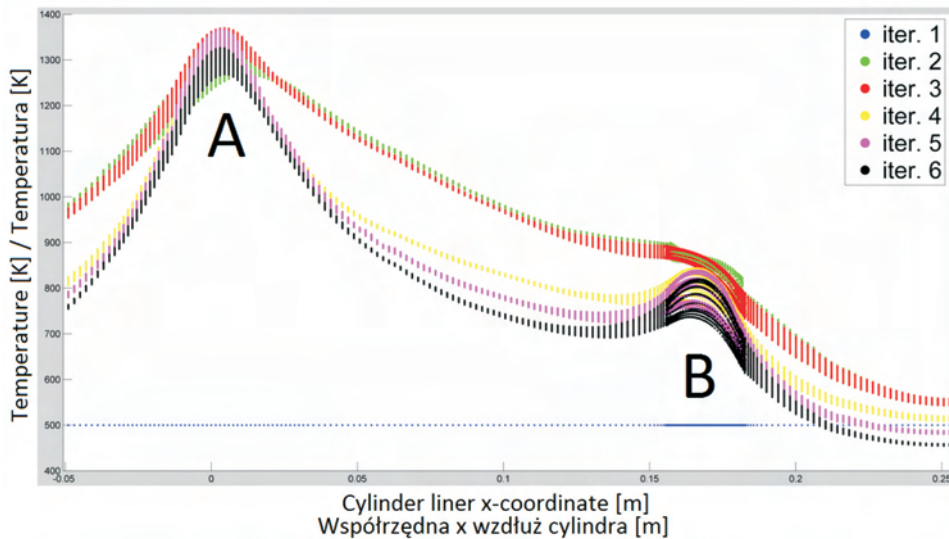


Fig. 11. Temperature distribution [K] along cylinder liner for iterations 1-6

Rys. 11. Rozkład temperatury [K] wzdłuż cylindra dla iteracji 1-6

cycle of the engine in the model A and then calculate the temperature distribution in the model B. It can be seen that from iteration to iteration the asymmetrical flow through the exhaust ports (Fig. 2) is getting better and better reflected in temperature distribution (zone B, Fig. 11). In the combustion chamber (zone A) the temperature is quite balanced, on the circumference of the cylinder the temperature differ by at most 70 K.

6. Final results

The temperature distribution for uncooled cylinder is shown in the Fig. 12. Bridges in the exhaust ports have very high maximum temperature (more than 800 K) and temperature gradients are reaching 200 K, which results in very high thermomechanical stresses. It can be observed that port bridges will have to be heavily cooled.

The temperature peaks in the combustion chamber reaches 1300 K (Fig. 11), which is well above the limits for any steel for continuous operation. It is therefore necessary to implement a water cooling jacket to reduce the temperature and balance the temperature distribution on the circumference of the combustion chamber.

Additionally, the cylinder liner temperature is above the design limit (523 K – temperature of the oil film degradation). After calculating the model with the water jacket in the vicinity of the exhaust ports and the combustion chamber it could be estimated whether it is necessary to further cool the cylinder liner or not.

można wywnioskować, że mostki kanałów będą musiały być bardzo chłodzone.

Piki temperatury w komorze spalania osiągają 1300 K (rys. 11), co jest znacznie powyżej limitów dla jakiegokolwiek stali dla pracy ciągłej. Konieczne jest w związku z tym zaimplementowane chłodzenie płaszczem wodnym w celu redukcji temperatury oraz wyrównania temperatury po obwodzie komory spalania.

Temperatura powierzchni cylindra jest powyżej limitu projektowego (523 K – temperatura degradacji filmu olejowego). Po dokonaniu obliczeń modelu z płaszczem wodnym w okolicach kanałów wylotowych oraz komory spalania będzie można oszacować czy konieczne jest dodatkowe chłodzenie powierzchni cylindra, czy też nie.

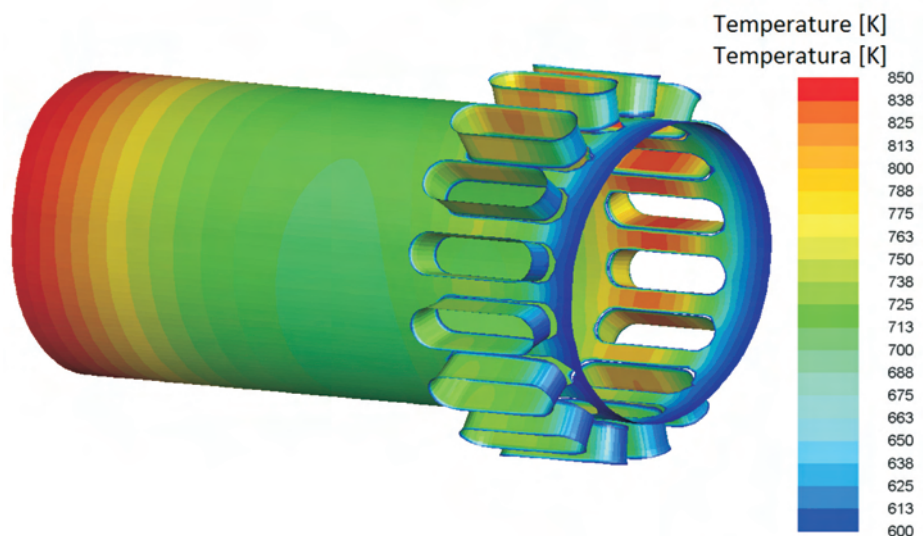


Fig. 12. Temperature distribution [K] near exhaust ports for non-cooled solution

Rys. 12. Rozkład temperatury [K] w pobliżu kanałów wylotowych dla niechłodzonej wersji

coraz lepiej odwzorowywana w rozkładzie temperatury (strefa B, rys. 11). W komorze spalania (strefa A) temperatura jest w miarę wyrównana, na obwodzie temperatury różnią się maksymalnie o 70 K.

6. Podsumowanie uzyskanych wyników

Rozkład temperatury dla niechłodzonego cylindra przedstawiono na rys. 12. Mostki kanałów wylotowych mają bardzo wysoką temperaturę maksymalną (wyższą niż 800 K) oraz gradienty temperatury sięgające 200 K, co skutkuje bardzo dużymi naprężeniami termomechanicznymi. Na podstawie tego

7. Discussion and conclusions

Authors presented a solution for modeling a heat transfer (defined in this article as a determination of the temperature fields) in an opposed piston engine. Commercial calculation code has been used and complemented by proprietary scripts. Because this method was not validated with the results of the engine research on a dynamometer, at this stage it should be regarded as a tool for qualitative comparison of different concepts of cooling systems in order to find the best. Further work will be focused on validating the obtained solution to legitimize the results quantitatively. In addition, the authors want to further optimize the developed code by calculation parallelization.

Acknowledgments

Presented work is a part of the research which received funding from the Polish-Norwegian Research Program operated by the National Centre of Research and Development under the Norwegian Financial Mechanism 2009-20014 in the frame of Project Contract No Pol-Nor/199058/94

7. Podsumowanie

Zaprezentowano rozwiązanie do modelowania wymiany ciepła (rozumianej w tym artykule jako wyznaczanie pól temperatury) w silniku o tłokach przeciwbieżnych. Wykorzystano komercyjny kod obliczeniowy wzbogacony autorskimi skryptami. Ponieważ metoda ta nie została zwalidowana dotychczas wynikami badań silnika na hamowni, na tym etapie należy ją traktować jako narzędzie do porównania jakościowego różnych koncepcji układów chłodzenia w celu znalezienia najlepszego. Dalsza praca będzie polegała na walidacji otrzymanych rozwiązań, aby usankcjonować wyniki ilościowo. Ponadto autorzy artykułu chcą dalej optymalizować opracowany kod przez zrównoleglenie obliczeń.

Podziękowania

Zaprezentowany artykuł jest częścią prac projektu, który otrzymał dofinansowanie w ramach Polsko-Norweskiej Współpracy Badawczej finansowanej przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach Norweskiego Mechanizmu Finansowego 2009-2014 na podstawie kontraktu Pol-Nor/199058/94.

Bibliography/Literatura

- [1] Gatowski, J.A. et al. Heat Release Analysis of Engine Pressure Data, *SAE Technical Paper* 841359, 1984.
- [2] Hayes, T.K., Savage, L.D, Sorenson, S.C. Cylinder Pressure Data Acquisition and Heat Release Analysis on a Personal Computer, *SAE Technical Paper* 860029, 1986.
- [3] Heywood, J.B. Internal Combustion Engines, McGraw-Hill, 1988.
- [4] Hirsch, Ch. Numerical Computation of Internal and External Flows, Oxford, 2007.
- [5] Hohenberg, G.F. Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations, *SAE Technical Paper* 790825, 1979.
- [6] Kalke, J., Sulikowski, P., Mazuro, P. Development of the numerical scavenging process analysis in opposed-piston engines, *Combustion Engines*. 2015, **162**(3).
- [7] Lee, P., Wahl, M. Cylinder Cooling for Improved Durability on an Opposed-Piston Engine, *SAE Technical Paper* 2012-01-1215, 2012.
- [8] Niewiarowski, K. Tłokowe silniki spalinowe, Warszawa, *Wydawnictwa Komunikacji i Łączności*, 1983.
- [9] Pirault, J.P., Flint, M. Opposed Piston Engines: Evolution, Use, and Future Applications, *SAE International*, 2009.
- [10] Randy, E.H. et al. Thermodynamic Benefits of Opposed-Piston Two-Stroke Engines, *SAE Technical Paper* 2011-01-2216, 2011.
- [11] Wallace, F., Cave, P. Experimental and Analytical Scavenging Studies on a Two-Cycle Opposed Piston Diesel Engine, *SAE Technical Paper* 710175, 1971.
- [12] Woschni, G. Die Berechnung der Wärmeverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren, *MTZ* 1970, 31.

Jakub Kalke, MSc Eng. – PhD student in the Faculty of Power and Aeronautical Engineering at Warsaw University of Technology.

mgr inż. Jakub Kalke – doktorant na Wydziale Mechanicznym Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej

e-mail: jakub.kalke@itc.pw.edu.pl



Mateusz Szczeciński, MSc, Eng. – PhD student in the Faculty of Power and Aeronautical Engineering at Warsaw University of Technology.

mgr inż. Mateusz Szczeciński – doktorant na Wydziale Mechanicznym Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej.

e-mail: mszczecinski@itc.pw.edu.pl



Paweł Mazuro, DEng. – assistant professor at the Faculty of Power and Aeronautical Engineering at Warsaw University of Technology.

dr inż. Paweł Mazuro – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Energetyki i Lotnictwa Politechniki Warszawskiej.

e-mail: pawel.mazuro@itc.pw.edu.pl



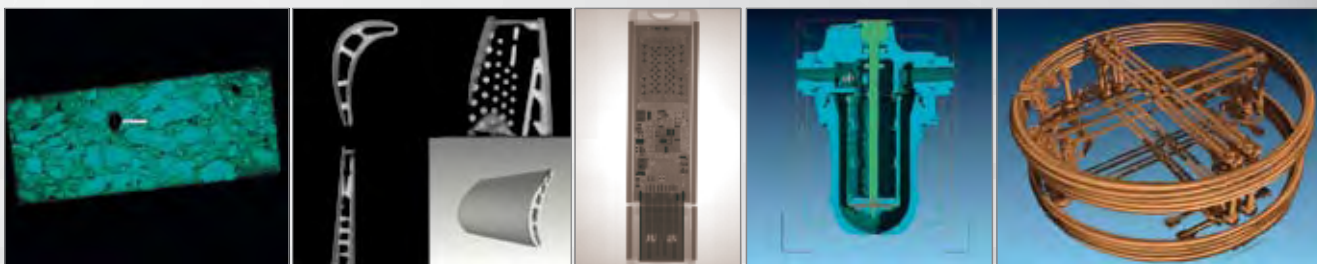


INSTYTUT TECHNICZNY WOJSK LOTNICZYCH

ul. Księcia Bolesława 6, 01-494 Warszawa, skr. poczt. 96
tel.: 261 851 300; tel./faks: 261 851 313
www.itwl.pl e-mail: poczta@itwl.pl

Tomograf komputerowy (CT) – badanie nieniszczące NDT

Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych oferuje usługi z zakresu badań tomografem komputerowym. Badania prowadzone są na tomografie typu v/tome/x m 300 firmy GE o max. mocy lampy 300kV/500W. Urządzenie posiada również lampę do nanotomografii o mocy 80kV/15W.



Prowadzimy prace badawcze obejmujące swym zakresem materiały takie jak:

- stopy tytanu
- stale
- materiały kompozytowe
- beton
- guma

Urządzenie umożliwia prowadzenie badań z zakresu:

- wykrywania defektów o rozmiarach powyżej 0,5 μm z wykorzystaniem lampy 180 kV
- materiałów o bardzo dużej gęstości (np. łopatki turbin silników lotniczych) z wykorzystaniem lampy o mocy 300 kV
- układy elektroniczne (scalone)
- materiały pirotechniczne
- złożone agregaty lotnicze



Masa badanych elementów do 50 kg.
Wymiary orientacyjne 50x50x60 cm.

Posiadamy wysoko wykwalifikowany, certyfikowany personel.

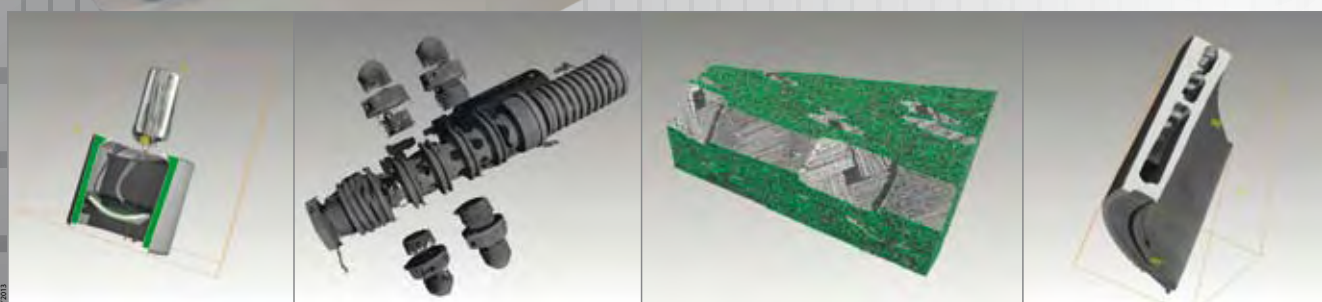
Kontakt bezpośredni:

Zakład Silników Lotniczych

tel.: +48 261 851 334; fax: +48 261 851 338

e-mail: jaroslaw.spychala@itwl.pl

Zapraszamy do współpracy!





Publisher:

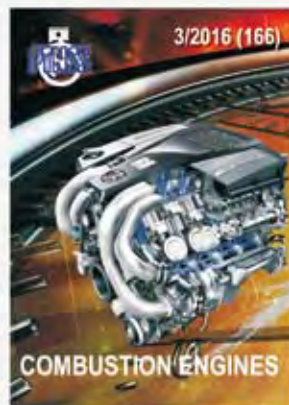
**Polish
Scientific
Society
of Combustion
Engines**



ISSN: 2300-9896

Combustion Engines

Polskie Towarzystwo Naukowe Silników Spalinowych



www.combustion-engines.eu