

MECHANIKA

W Y D A W N I C T W O



**CZASOPISMO
TECHNICZNE**

**TECHNICAL
TRANSACTIONS**

4-M/2012

ZESZYT 9
ROK 109

ISSUE 9
YEAR 109

P O L I T E C H N I K I K R A K O W S K I E J

MECHANICS

Przewodniczący Kolegium Redakcyjnego
Wydawnictwa Politechniki Krakowskiej

Jan Kazior *Chairman of the Cracow University of Technology
Press Editorial Board*

Przewodniczący Kolegium Redakcyjnego
Wydawnictw Naukowych

Józef Nizioł

Chairman of the Editorial Board

*Architektura
Budownictwo
Chemia
Elektrotechnika
Informatyka*

Dariusz Kozłowski
Marek Piekarczyk
Krzysztof Pielichowski
Tadeusz J. Sobczyk
Krzysztof Sapiecha

*Architecture
Civil Engineering
Chemistry
Electrical Engineering
Computer Science and
Information Systems*

*Mechanika
Nauki Podstawowe
Środowisko*

Rafał Palej
Antoni Ostoja-Gajewski
Stanisław Kandefér

*Mechanics
Fundamental Sciences
Environmental Engineering*

Sekretarz Sekcji Dorota Sapek Section Editor

©Copyright by Politechnika Krakowska
Kraków 2012

CZASOPISMO TECHNICAL TECHNICZNE TRANSACTIONS

Wersją pierwotną Czasopisma Technicznego jest wersja on-line

ISSN 0011-4561

ISSN 1897-6328

Wydawnictwo jest rejestrowane w bazie danych

BazTech <http://baztech.icm.edu.pl>

The CUT Press is registered in the database

BazTech <http://baztech.icm.edu.pl>

Wydawnictwo PK, ul. Skarżyńskiego 1, 31-866 Kraków

tel.: 12 628 37 25; fax: 12 628 37 60

e-mail: wydawnictwo@pk.edu.pl

Adres do korespondencji: ul. Warszawska 24

31-155 Kraków

Projekt okładki: Jerzy Stefan

Druk i oprawę wykonano

w Dziale Poligrafii Politechniki Krakowskiej

Ark. wyd. 15. Ark. druk. 19

Podpisano do druku: 27.08.2012

Zam. 158/12 Nakład 150 egz.

4-M/2012

ZESZYT 9

ROK 109

ISSUE 9

YEAR 109

JAN CZERWINSKI, YAN ZIMMERLI, CLAUDIO CHIESURA*, ANDREAS MAYER**,
GIOVANNI D'URBANO***

INFLUENCES ON NO₂-EMISSIONS FROM DPF'S WITH PASSIVE REGENERATION

WPLYW DPF Z PASYWNĄ REGENERACJĄ NA EMISJĘ NO₂

Abstract

NO₂ is much more toxic than NO. Due to the use of oxidation catalysts and catalytic coatings in the exhaust gas systems in the last decades and due to the use of low sulphur fuels the average NO₂ – portion in exhaust gases of vehicles increases. Diesel oxidation catalysts (DOC) and Pt – containing DPF-coatings are generally used to support the regeneration of particle filters, which can be a source of strongly increased NO₂ – production. The present paper shows some examples and summarizes the experiences in this matter elaborated at the Laboratories for IC-Engines & Exhaust Emissions Control (AFHB) of the University of Applied Sciences Biel-Bienne, Switzerland, during some research activities on engine dynamometers in the years 2010–2012. In general it can be stated: with a Pt – coated catalyst (DOC), or with catalytic surface filter (CSF) there is a maximum of NO₂/NO_x – ratio typically in the exhaust gas temperature range around 350°C, with higher Pt – content in the coating there is a higher potential for NO₂ – formation, lower NO₂ – production appears with: higher spatial velocity, higher S-content in fuel and with DOC/DPF used and/or soot loaded.

Keywords: NO₂, non-legislated component, Diesel particle filter systems, DOC-DPF coating, DPF soot load

Streszczenie

NO₂ jest znacznie bardziej toksyczne niż NO. Na skutek stosowania w ostatnim czasie katalizatorów utleniających i powłok katalitycznych w układach wydechowych, a także na skutek stosowania paliw o niskiej zawartości siarki, średnia ilość NO₂ w spalinach pojazdów wzrasta. Katalizatory utleniające dieslowskie (DOC) i powłoki DPF zawierające Pt są zwykle stosowane wspomagająco w regeneracji filtrów cząstek, co może być źródłem silnego wzrostu NO₂. W niniejszej pracy przedstawiono kilka przykładów i podsumowano badania doświadczalne przeprowadzone przy zastosowaniu dynamometrów silnikowych, w Laboratoriach dla IC-Engines & Exhaust Emissions Control (AFHB) Uniwersytetu Nauk Stosowanych Biel-Bienne, w Szwajcarii, w latach 2010–2012. Ogólnie można stwierdzić:

- Przy katalizatorze (DOC) powlekanym platyną, lub przy filtrze (CSF) o powierzchni katalitycznej, maksymalny współczynnik NO₂/NO_x występuje zazwyczaj przy temperaturze spalin ok. 350°,
- Przy wyższej zawartości Pt w powłoce, możliwość powstawania NO₂ jest większa,
- Mniejsze wytwarzanie NO₂ występuje przy: wyższej prędkości przestrzennej, wyższej zawartości S w paliwie i przy zastosowaniu DOC/DPF i/lub obciążeniu sadzą.

Słowa kluczowe: nieprzewidziany składnik NO₂, systemy filtracji cząstek w silnikach wysokoprężnych, powłoka DOC-DPF, obciążenie sadzą DPF

* PhD. Eng. Jan Czerwinski, Eng. Yan Zimmerli, MSc. Claudio Chiesura, University of Applied Science, Biel-Bienne, Switzerland.

** PhD. med. H.C. Eng. Andreas Mayer, Technik Thermische Maschinen, Switzerland.

*** Eng. Giovanni D'Urbano, Bundesamt für Umwelt, Switzerland.

Abbreviations

AFHB	–	Abgasprüfstelle FH Biel, CH
Air min	–	stoichiometric air requirement
BAFU	–	Bundesamt für Umwelt, (Swiss EPA)
BfE	–	Bundesamt für Energie
Cd _{pf}	–	Catalytic DPF
CFPP	–	cold filter plugging point
CLD	–	chemiluminescence detector
CPC	–	condensation particle counter
CRT	–	Continuously regenerating trap
DC	–	Diffusion Charging sensor
DI	–	Direct Injection
DOC	–	Diesel oxidation catalyst
DPF	–	Diesel Particle Filter
ECU	–	electronic control unit
EMPA	–	Eidgenössische Material Prüf- und Forschungsanstalt, CH
FE	–	filtration efficiency
FI	–	fuel injection
FID	–	flame ionization detector
FL	–	full load
FOEN	–	Federal Office of Environment (BAFU), CH
FTIR	–	Fourier Transform Infrared Spectrometer
HD	–	heavy duty
ICE	–	internal combustion engines
LRV	–	Luftreinhalteverordnung, CH (OAPC)
NDIR	–	nondispersive infrared
NEM	–	non limited engine map
OAPC	–	Ordinance on Air Pollution Control
OEM	–	original equipment manufacturer
OP	–	operating point
PAH	–	Polycyclic Aromatic Hydrocarbons
RME	–	rapeseed oil methyl ester
SV	–	spatial velocity
TTM	–	Technik Thermische Maschinen, CH
ULSD	–	ultra low sulfur Diesel
VERT	–	Verification of Emission Reduction Technology (www.vert-certification.eu)

1. Introduction

NO_x are a complex mixture of diverse oxides of nitrogen, mainly NO and NO_2 in proportions varying with engine types and their operating conditions, nature of the exhaust control devices and measuring protocols. NO_x as a whole family is said to be easy to measure, as well as NO alone, which leads to express NO_2 by calculation according to equation $\text{NO}_x - \text{NO} = \text{NO}_2$.

In the present exhaust gas legislations for on-road vehicles the nitric oxides are measured in summary as volumetric NO_x -concentration and recalculated in the mass-emission by means of the density of NO_2 , even if there is usually a relatively low NO_2 content in NO_x at engine-out.

As combined effect of: increasing fleet of Diesel vehicles with oxidation catalysts (DOC), use of low Sulfur fuels and of passive DPF regeneration systems an increase of atmospheric pollution with NO_2 and Ozone can be observed in the dense traffic areas, in spite of general reduction of NO [1–5].

An oxidation catalyst, which often is used as a key element of the DPF regeneration concept, can increase the NO_2 -portion in the exhaust gas, which is of big concern, since NO_2 is more toxic than NO.

Some particulate filters technologies are especially problematic as they form NO_2 on purpose to regenerate the filter continuously. The process would be attractive as long as there would be a stoichiometric equilibrium between PM and NO_2 , but the good operation of such DPF requires an excess of NO_2 and therefore emit a large excess of unconsumed NO_2 .

Most known is the continuously regenerating trap CRT, a technology, which uses NO_2 as the only oxidizing agent to continuously burn the soot. This technology is used to retrofit buses in several European cities and it also is one of the reasons of locally increased NO_2 -level [6].

The SCR de NO_x -systems, a very important technology especially in the HD-segment, attain the best NO_x reduction rates when a half of NO_x is converted to NO_2 before entering the SCR-catalyst. In some operating conditions NO_2 -slip is possible [7–13].

NO_2 is limited in the air protection legislation [14], i.e. Germany since 1.01.2010 restricted limit values: yearly average $< 40 \mu\text{g}/\text{m}^3$. (Respiration of concentrations $10\text{--}100 \mu\text{g}/\text{m}^3$ over longer time leads to durable health damages). Due to these efforts the reasons of NO_2 -production were extensively investigated by the concerned industry [13–15]. It results that the lower spacial velocity and the higher content of Pt-coating increase NO_2 .

Interesting results about durability of the catalytic coatings are given in [15]. The NO_2/NO_x ratio after DOC+cDPF, at certain operating condition of the engine, is reduced with the number of active regenerations, due to similar reduction of specific active surface of the washcoat. This can be represented with the following Table 1.

The objectives of the present paper are to verify some known influences on NO_2 -formation and to add some specific new examples which are from interest in order to minimize the emissions of NO_2 .

Table 1

Influence of number of active regenerations on NO_2/NO_x -ratio after DOC+cDPF; example from [15]

Number of active regenerations	0	100	200	300
NO_2/NO_x [%]	67	51	47	46

2. Test engines

The presented results are obtained on two Diesel engines: IVECO F1C version Euro4 and LIEBHERR D934S.

The IVECO engine is attached to a dynamic brake, which enables to perform all kind of dynamic testing.

Figure 1 shows the engines in the laboratory for IC-engines, University of Applied Sciences, Biel-Bienne and Table 2 summarizes the most important data.

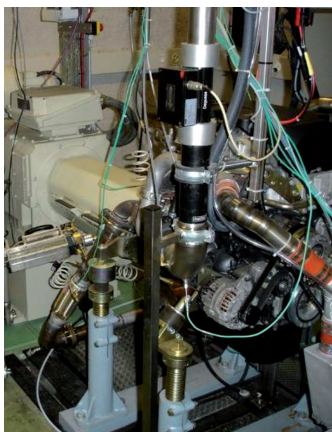


Fig. 1a. Iveco engine F1C
in the engine room

Rys. 1a. Silnik Iveco F1C
w maszynowni

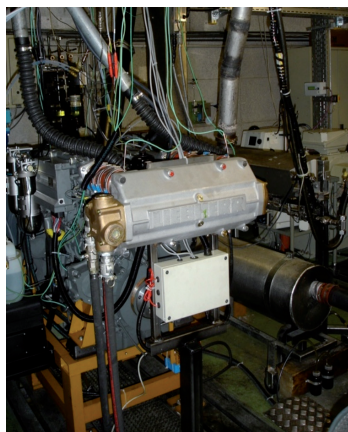


Fig. 1b. LIEBHERR engine D934
in the engine room

Rys. 1b. Silnik LIEBHERR D934
w maszynowni

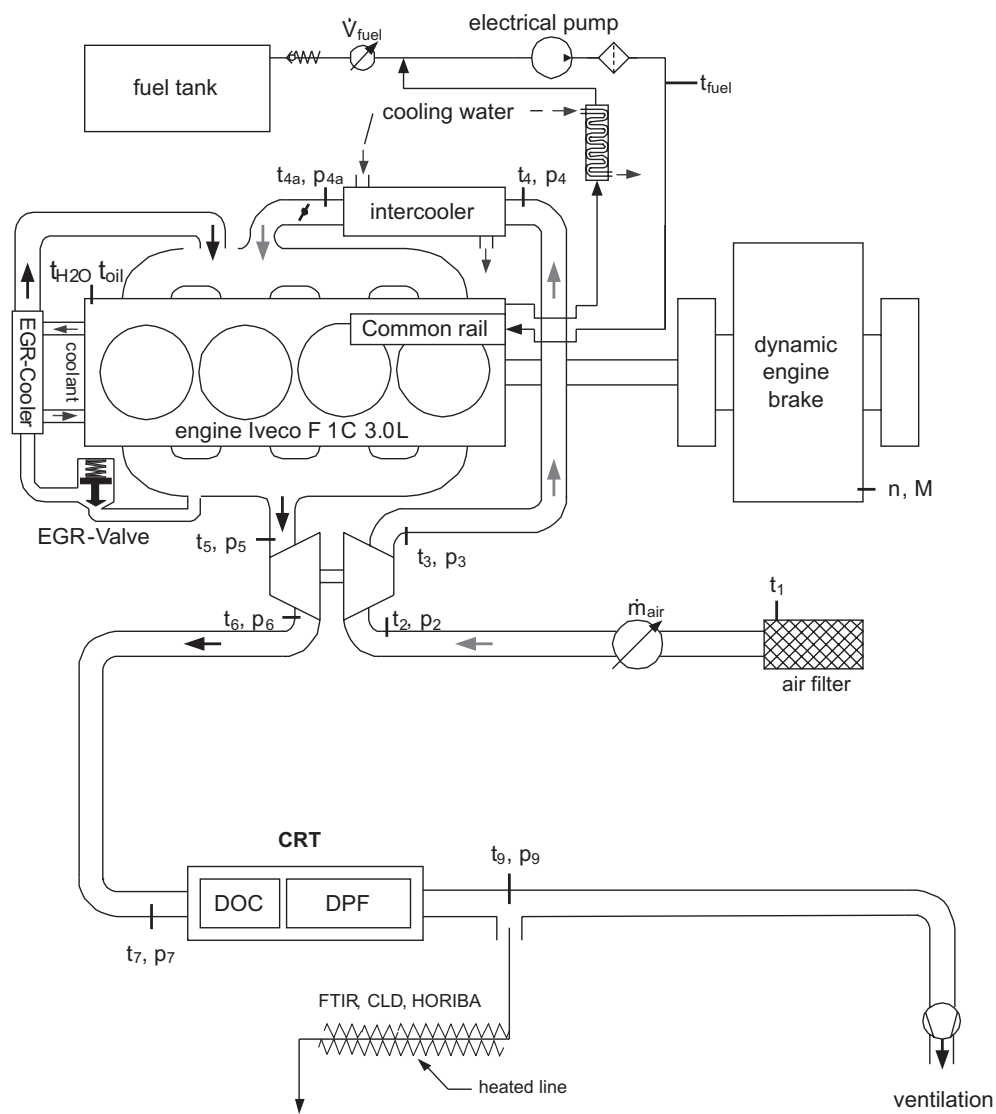
Table 2

Data of the tested engines

Manufacturer	Iveco, Torino Italy	Liebherr Machines Bulle S.A., Bulle/Fribourg
Type	F1C Euro 4 ^{*)}	D934 S
Displacement	3.00 Liters	6.36 Liters
RPM	max. 4200 rpm	2000 min ⁻¹
Rated power	105 [kW] @ 3500 [min ⁻¹]	111 kW
Model	4 cylinder in-line	4 cylinder in-line
Combustion process	direct injection	direct injection
Injection system	Bosch Common Rail (CR) 1600 bar	Bosch unit pumps
Supercharging	Turbocharger with intercooling	Turbocharger with intercooling
Emission control	cooled EGR ^{**)}	none (exhaust gas aftertreatment according to the requirements)
Development period	until 2005	2005

^{*)} light duty and heavy duty.

^{**)} in present tests engine was used with closed E(4) EGR.



heated line : - HC_{FID} , NO_x
 dry exhaust gases : - HC_{IR} , NO , NO_x , N_2O , CO , CO_2 , O_2

Fig. 2. Engine measuring set-up on the dynamic dynamometer

Rys. 2. Pomiary silnika z użyciem dynamometru dynamicznego

As fuel the Swiss market Diesel fuel according to SN EN 590, with $S < 10$ ppm w/w is used.

3. Measuring set-up & instrumentation

Figure 2 shows the scheme of installation, the measured control parameters and emissions in the exhaust of IVECO engine. The Euro4 version is equipped with EGR, which nevertheless was kept closed in the presented tests by means of the access to the engine ECU.

The installation and the control parameters of the LIEBHERR engine are nearly equal and are not represented separately. The used measuring systems for exhaust emissions are the same as for IVECO.

4. Test equipment for exhaust gas emissions

The measurement is performed according to the Swiss exhaust gas emissions regulation for heavy duty vehicles (Directive 2005/55/ECE & ISO 8178):

1. Volatile components:
 - Horiba exhaust gas measurement devices,
 - Type VIA-510 for CO_2 , CO , HC_{IR} , O_2 ,
 - Type: Eco Physics CLD 822 for NO , NO_x ,
 - Amluk exhaust gas measurement device Type FID 2010 for HC_{FID} .
2. FTIR (Fourier Transform Infrared) Spectrometer (AVL SESAM) with possibility of simultaneous, time-resolved measurement of 25 emission components – among others: NO , NO_2 , NO_x , NH_3 , N_2O , HCN , HNCO .

5. Test procedures

On both engine dynamometers stationary operating points (OP), so called steps-tests were performed. An example is given in Fig. 3.

All steps-tests were performed with a warm engine and for each research task always in the same sequence and with the same operating duration of the OP's.

Similar steptest were also performed on LIEBHERR engine at different engine speeds according to the size of the investigated DPF's.

In one test series on IVECO engine operating points with different exhaust gas temperatures, but with constant spatial velocity ($\text{SV} = \text{const}$) were driven.

On Iveco engine the dynamic testing was performed mostly with the ETC (European Transient Cycle), which was defined on the basis of the non limited engine operation map (NEM), for the engine version E3 (Fig. 4). The definition of ETC was not changed for the engine version E4 to keep a better comparability with the previous results.

Before the start of each dynamic cycle the same procedure of conditioning (a preliminary ETC) was used to fix as well as possible the thermal conditions of the exhaust gas aftertreatment system.

engine map : IVECO F1C, Euro 4, EGR valve closed, CR, DI, TCI, 3 dm³

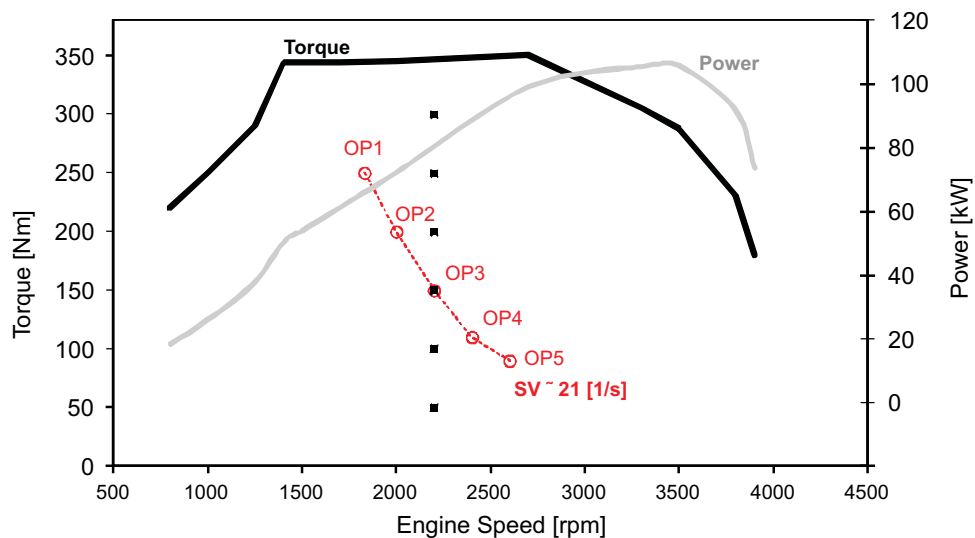


Fig. 3. Operating points in steptest and at SV = const on the IVECO engine

Rys. 3. Punkty robocze w teście krokowym i przy SV = const dla silnika IVECO

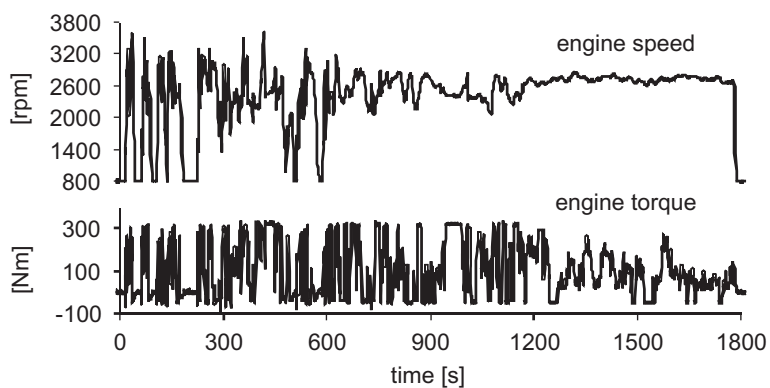


Fig. 4. Torque & speed in ETC IVECO F1C

Rys. 4. Moment i prędkość w ETC IVECO F1C

6. Tested DPF systems

The investigated DPF systems are represented in the Table 3.

Table 3

Data of the tested DPF systems with passive regeneration

DPF Syst. Nbr.	DOC		DPF Pt [g]	Regene-ration	Active volume [m ³]	Sum-mary Pt [g]
	Pt [g]	Pd [g]				
1	8.33	4.16	1.45	CRT	0.2	9.78
	SiC ø 144 mm x 102 mm		SiC ø 144 mm x 254 mm			
2	5.58	1.39	1.45	CRT	0.2	7.03
	SiC ø 144 mm x 102 mm		SiC ø 144 mm x 254 mm			
3	1.16	1.16	1.45	CRT	0.2	2.61
	SiC ø 144 mm x 102 mm		SiC ø 144 mm x 254 mm			
4	8.33	4.16	0	CRT	0.06	8.33
	SiC ø 144 mm x 102 mm		SiC ø 144 mm x 254 mm			
5	2.94	1.47	4.41	CRT	0.66	7.35
	SiC ø 229 mm x 152 mm		SiC ø 229 mm x 305 mm			
6	4.41	4.41	4.41	CRT	0.66	8.82
	SiC ø 229 mm x 152 mm		SiC ø 229 mm x 305 mm			
7	–		4.41	cDPF	0.44	4.41
			SiC ø 229 mm x 305 mm			
8	4.41	4.41	–	CRT	0.22	4.41
	SiC ø 229 mm x 152 mm		SiC ø 229 mm x 305 mm			
9	Pt/Pd/Rh Metal ø 283.5 mm x 130 mm		Pt/Pd/Rh SiC ø 283.5 mm x 355 mm	CRT	0.81	n/a
10	–		V ₂ O ₅ SiC ø 275 mm x 584 mm	cDPF	1.22	–
11	3.8	–	V ₂ O ₅ (14g/L) SiC	CRT	0.24	3.8
	SiC ø 151 mm x 120 mm		SiC ø 151 mm x 300 mm			

The DPF's 1 to 8 were tested on IVECO engine: DPF's 1 to 4 are called “small” and DPF's 5 to 8 are called “big”. DPF's 9 to 12 were investigated on LIEBHERR engine.

7. Results

7.1. DPF system coating

Figure 5 shows the time plots of exhaust gas temperature before DPF and of NO_2 in the steptest with different Pt- and Pd-content in the catalytic coating of the smaller DPF's. At a given load jump, with nearly identical temperature profile and with the same spatial velocity (SV) the higher content of the catalytic precious metals increases quicker the NO_2 to slightly higher values – see steps 3 & 4.

The bars in the lower part of this figure represent the NO_2/NO_x -ratio in the first four steps with the different coatings. DPF4 with the same coating of DOC, as DPF1, but with uncoated DPF-part has a significantly lower active volume (less residence time of gas in the proximity of catalytic substance) and shows respectively less NO_2 -production.

In the 1st step with temperature below the light-off of the catalysts there is a lowering of NO_2 with DPF. This is a well known and repetitive effect, which is explained by partial decomposition of NO_2 to $\text{NO}+\text{O}$ and a slight reduction with the present CO & HC.

Figure 6 compares the results of NO_2 , NO_2/NO_x -ratio and $\Delta\text{NO}_2/\text{NO}_x$ -ratio in stepstests with the bigger DPF's.

It is clearly to see, that the DPF6 with the highest Pt/Pd-content produces more intensely NO_2 . The DPF8 with uncoated DPF-part and with the same DOC, as DPF6 produces the lowest values of NO_2 especially in the higher temperature range (higher steps). The DPF8 has the lowest active volume and especially at higher load-steps a high spatial velocity (see Fig. 10).

The Swiss DPF-quality systems VERT & OAPC consider the ratio $\Delta\text{NO}_2/\text{NO}_x$ according to the Swiss Norm SN 277 206 and indicate it in the results. The NO_2 -producing DPF-systems are recommended not to be used in closed environments like in buildings, or in underground.

Figure 7 gives an example of results with the smaller DPF's in ETC. There is again a clear tendency of highest NO_2 -values with the strongest catalytic coating of the DPF1.

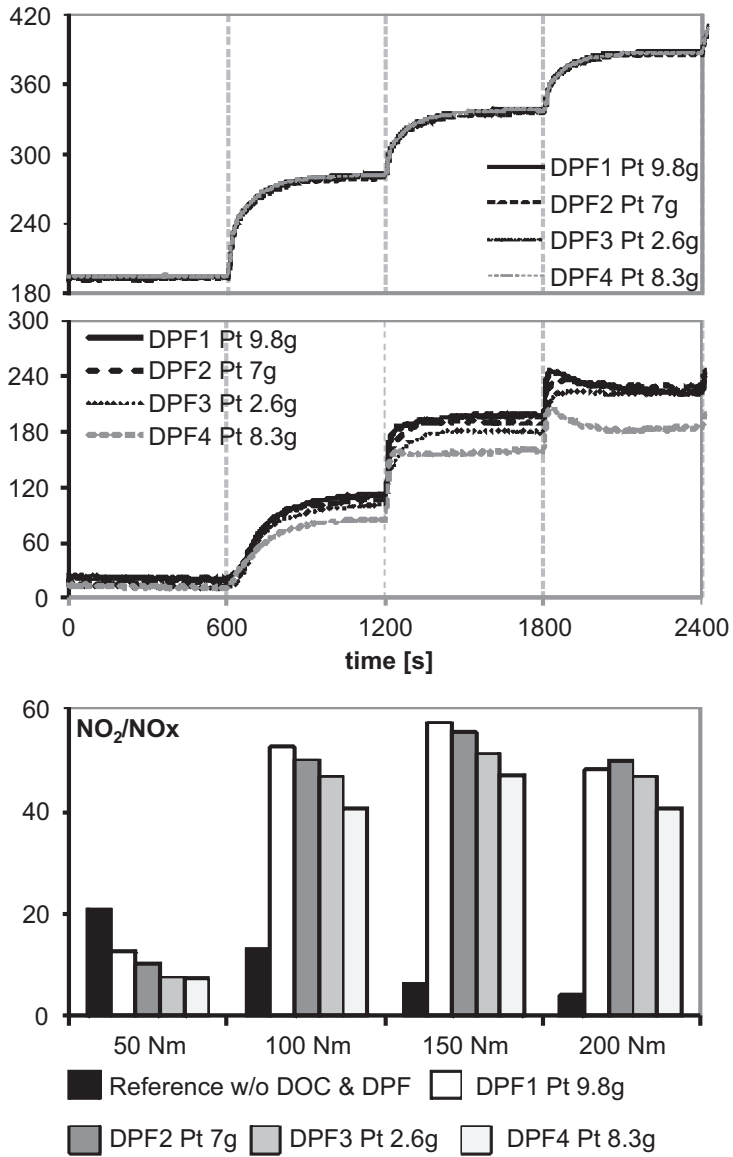
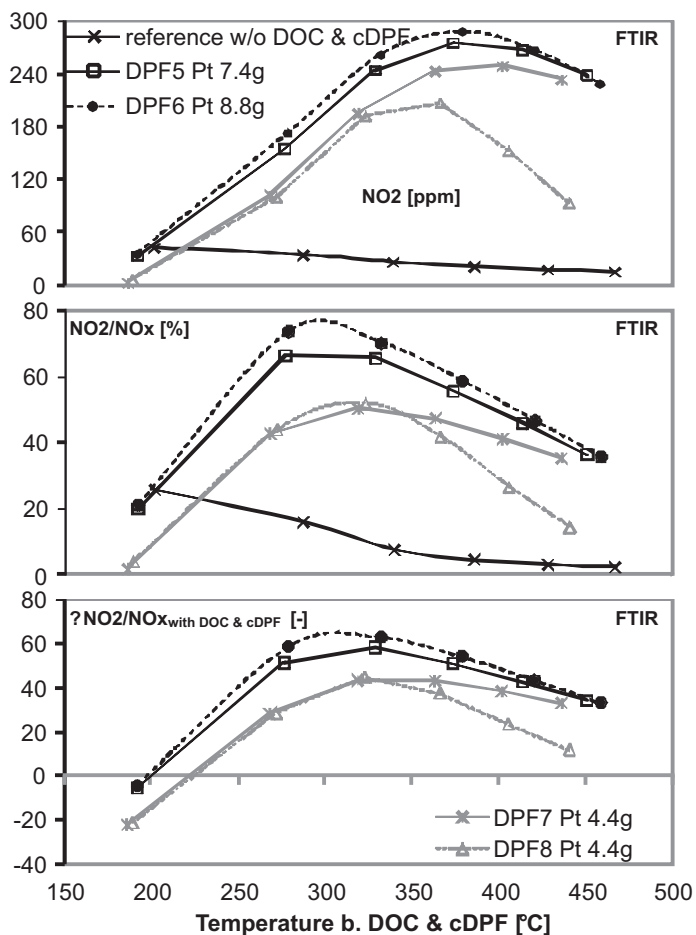


Fig. 5. NO₂-production in step-test with different content of Pt in the catalytic coating, smaller DPF's, Iveco engine FIC

Rys. 5. Wytwarzanie NO₂ w tęście krokowym przy różnych zawartościach Pt w powłoce katalitycznej, mniejsze DPF-y, silnik IVECO FIC



> $\Delta NO_2 = NO_{2\text{with DOC \& cDPF}} - NO_{2\text{without DOC \& cDPF}}$
 > $\Delta NO_2/NO_{x\text{with DOC \& cDPF}}$
 > average values, 60 s

Fig. 6. NO₂ & ΔNO₂ versus temperature with different Pt-content and different active volume of the bigger DPF's, Iveco FIC

Rys. 6. NO₂ i ΔNO₂ w funkcji temperatury przy różnych zawartościach Pt i różnej aktywnej objętości większego DPF, Iveco FIC

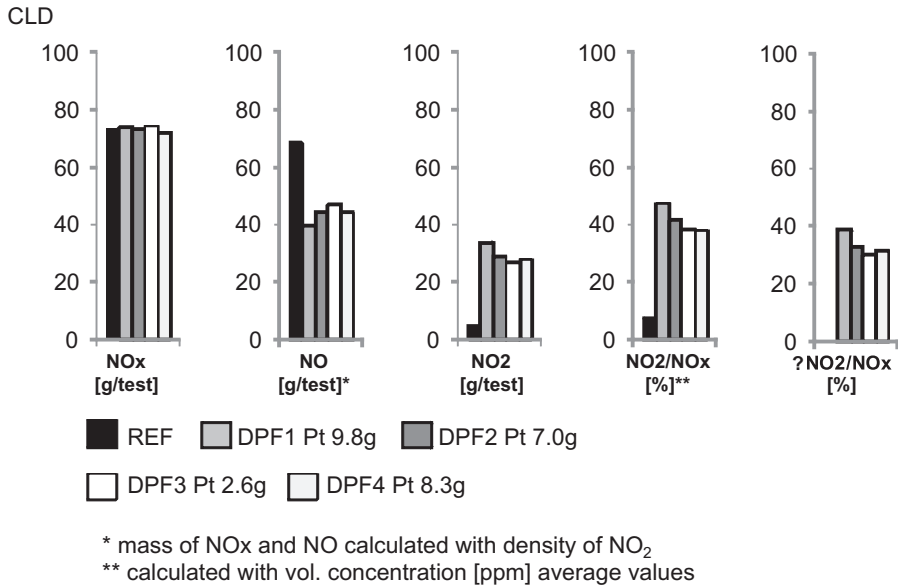


Fig. 7. NO_x, NO & NO₂ in ETC with different Pt-content, smaller DPF's, Iveco F1C

Rys. 7. NO_x, NO & NO₂ w ETC przy różnych zawartościach Pt, mniejsze DPF, Iveco F1C

7.2. DPF system size

Figures 8 and 9 represent an extreme influence of DPF-system size on NO₂. The smaller DPF4 has uncoated DPF-part and due to that, the smallest active volume.

Both comparisons: in steptest (Fig. 8) and in ETC (Fig. 9) are at approximately the same exhaust gas temperatures, but the bigger DPF6 has 10 times lower spacial velocity (SV). The summary amount of precious metals Pt/Pd in the coating of both DPF-systems is similar and so it can be concluded, that the lower SV of the bigger DPF6 is the mayor factor of increased NO₂-production.

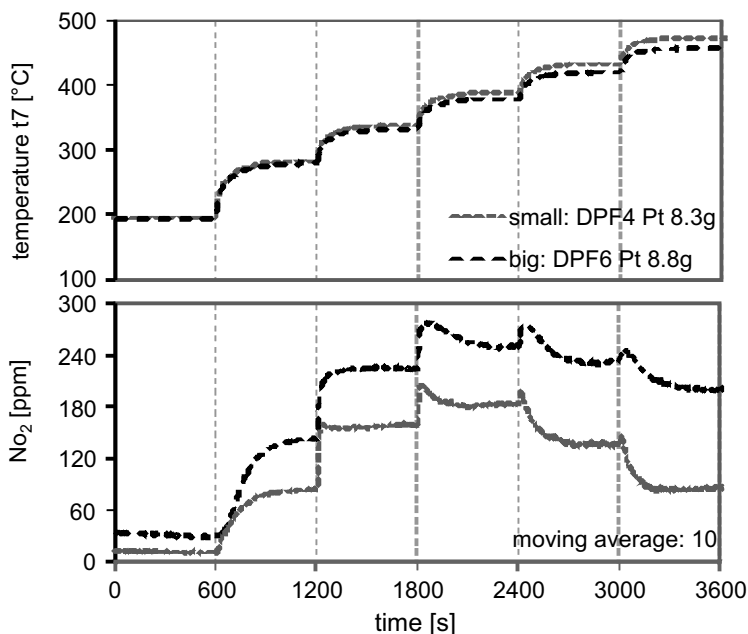


Fig. 8. NO₂ in step-test with different DPF size, Iveco F1C

Rys. 8. NO₂ w teście krokowym przy różnych wielkościach DPF, Iveco F1C

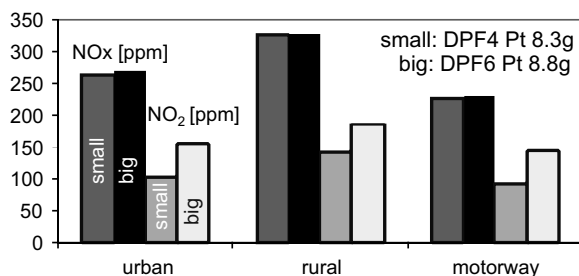


Fig. 9. NO_x & NO₂ in ETC with different DPF size, Iveco F1C

Rys. 9. NO_x i NO₂ w ETC przy różnych wielkościach DPF, Iveco F1C

7.3. Spatial Velocity (SV)

SV is the ratio of the volumetric exhaust gas flow to the reference volume of the aftertreatment device. Here the summary catalytically active volume was considered. The reciprocal value of SV is the residence time of gas element in this device. Higher spatial velocity means shorter residence time.

A trial was performed with different operating points of the engine, but with a constant SV (see operating points in Fig. 3). The value of SV = 21 1/s was chosen, as representative for the highest NO – NO₂ conversion in the steptests.

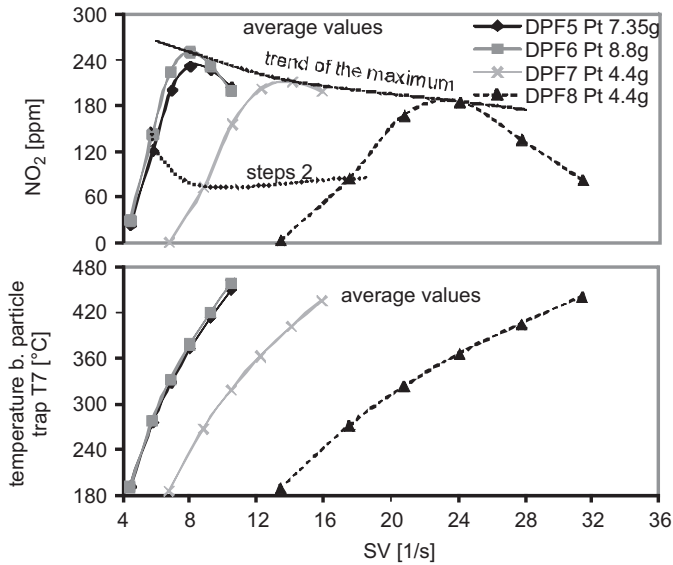


Fig. 10. NO_2 in step-test, dependent on exhaust temperature and spacial velocity; DPF's big, Iveco F1C

Rys. 10. NO_2 w teście krokowym, zależne od temperatury spalin i prędkości przestrzennej; DPF duże, Iveco F1C

Table 4 summarizes the results: the exhaust gas mass flow, exhaust gas temperature and the NO_x -emissions are connected to the engine OP. The NO_2/NO_x -ratio has a maximum at $t_7 = 336^\circ\text{C}$, but the absolute values of NO_2 depend also on NO_x .

Table 4

Operating points and results at $\text{SV} = \text{const.}$; DPF2, Iveco F1C

OP		1	2	3	4	5
n	[1/min]	1830	2000	2200	2400	2600
M	[Nm]	250	200	150	110	90
\dot{m}_{exh}	[kg/h]	228	245	267	277	290
T_7	[°C]	434	384	336	297	278
Δp_7	[Pa]	8400	8600	8600	7800	8100
\dot{V}_{exh}	[m ³ /h]	438	437	442	432	435
SV	[1/s]	21	21	21.3	20.8	20.9
NO_2	[ppm]	295	268	186	115	87
NO_x	[ppm]	778	529	330	241	204
NO_2/NO_x	[%]	38	51	56	48	43

It can be summarized, that on an engine there is no liberty to separate the parameters: engine-out NO_x -emission and exhaust gas temperature. This trial confirms nevertheless the maximum intensity of NO_2 -production in the temperature range around 350°C .

Figure 10 shows the NO_2 -emissions in steptests with the bigger DPF-systems dependent on spatial velocity and exhaust gas temperature DPF's 5 & 6 with the biggest active volume have the lowest range of SV during the steptest. They reach also the highest maximum values of NO_2 .

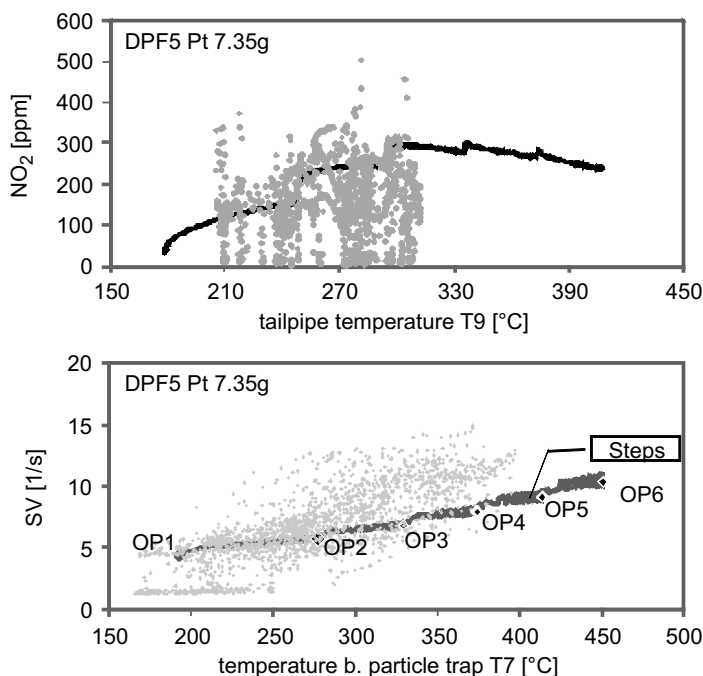


Fig. 11. Comparison of NO_2 , t_{exh} & SV in step-test and in ETC, DPF5; Iveco F1C

Rys. 11. Porównanie NO_2 , t_{exh} i SV w teście krokowym i w ETC, DPF5; Iveco F1C

The temperatures of NO_2 -maximum depend slightly on the SV-range: at higher SV (24 1/s) $\approx 360^\circ\text{C}$, at lower SV (8 1/s) $\approx 380^\circ\text{C}$. The represented points in the diagrams are averages of the last 60 s of each step.

Interesting is the comparison of parameters, which influence the NO_2 -production in both used testing methods: steptest and ETC (Fig. 11). The step tests with 10 min step duration represent a stationary testing, where the engine attains the emission- and the thermal stability and the exhaust system attains nearly the thermal stability. In opposite to that in a transient test, like ETC, neither the engine, nor the exhaust treatment system attain a thermal stability. The range of tailpipe temperature in ETC starts at higher values than the step test, this because of conditioning before ETC (upper part of Fig. 11). The maximal tailpipe temperatures are higher in steptest, because of longer operation at high OP's and enough time to warm-up the exhaust system. In ETC also high OP's are realized, but only in transient way and there is no time to heat-up the system like in steptest.

Any given constant value of tailpipe temperature in ETC represents a big number of different instantaneous operating points of the engine and also different values of NO_2 .

The spatial velocity in ETC varies also in a larger spectrum, than in steps (see lower part of Fig 11), which is a result of strong variations of: exhaust mass flow, exhaust temperature (T_7 before DPF) and backpressure parameters influencing the instantaneous volumetric flow of exhaust gases.

The lowest temperatures before DPF (T_7) are in ETC lower than at tailpipe (T_9). This is because the engine has transitory operation conditions in idling, or in braking mode, while the exhaust system is still warmer due to the conditioning and the thermal inertia.

Summarizing it can be stated, that the parameter which influence the NO_2 -formation – temperatures of exhaust gas and of exhaust system, spatial velocity and engine-out emissions (NO_x/NO_2) – vary very much in the transient test cycle.

The resulting instantaneous NO_2 is an effect of overlapping of several influences connected with those parameters.

The conditioning before testing plays important role for the temperature level of the exhaust system and for the repetitivity of emission results.

7.4. Sulfur in fuel

Several attempts of soot loading and regenerations were performed with DPF-systems on Liebherr engine. Fig. 12 shows a comparison of NO_2/NO_x -ratios obtained in steps tests with different sulfur content (ULSD < 10 ppm S and HSD ≈ 1250 ppm S) and with different coatings. With Pt-coating (DPF 9) there is a significant production of NO_2 with sulfur-free fuel (ULSD). With V-coating (DPF10) this problem does not exist, but there are some strict limits of high temperature operation with V-coating. Nevertheless, there are some important progresses in development and the V-based coatings can be still regarded as an important option to lower NO_2 .

With HSD the NO_2 -production did not appear even with strong Pt-coatings, because there was a preference of oxidation of sulfur in the catalyst.

7.5. DPF soot load

Figure 13 shows the regeneration attempts of a passive catalytic system (DPF 11) with different soot load. In the steptest with unloaded DPF (reg. nr. 2) the NO_2 -production is most intense and in the largest range of operating load steps. The variants with soot-loaded DPF have two reasons for lower NO_2 : less NO_2 -formation due to masking of catalytic surface and NO_2 consumption for soot oxidation.

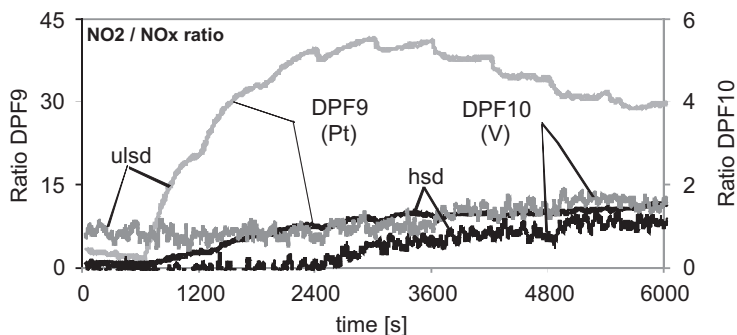


Fig. 12. Influence of high sulfur Diesel fuel (HSD) on the NO_2/NO_x -ratio with different coatings (Pt or V); Liebherr D 934S

Rys. 12. Wpływ oleju napędowego o dużej zawartości siarki (HSD) na współczynnik NO_2/NO_x przy różnych powłokach (Pt albo V); Liebherr D 934S

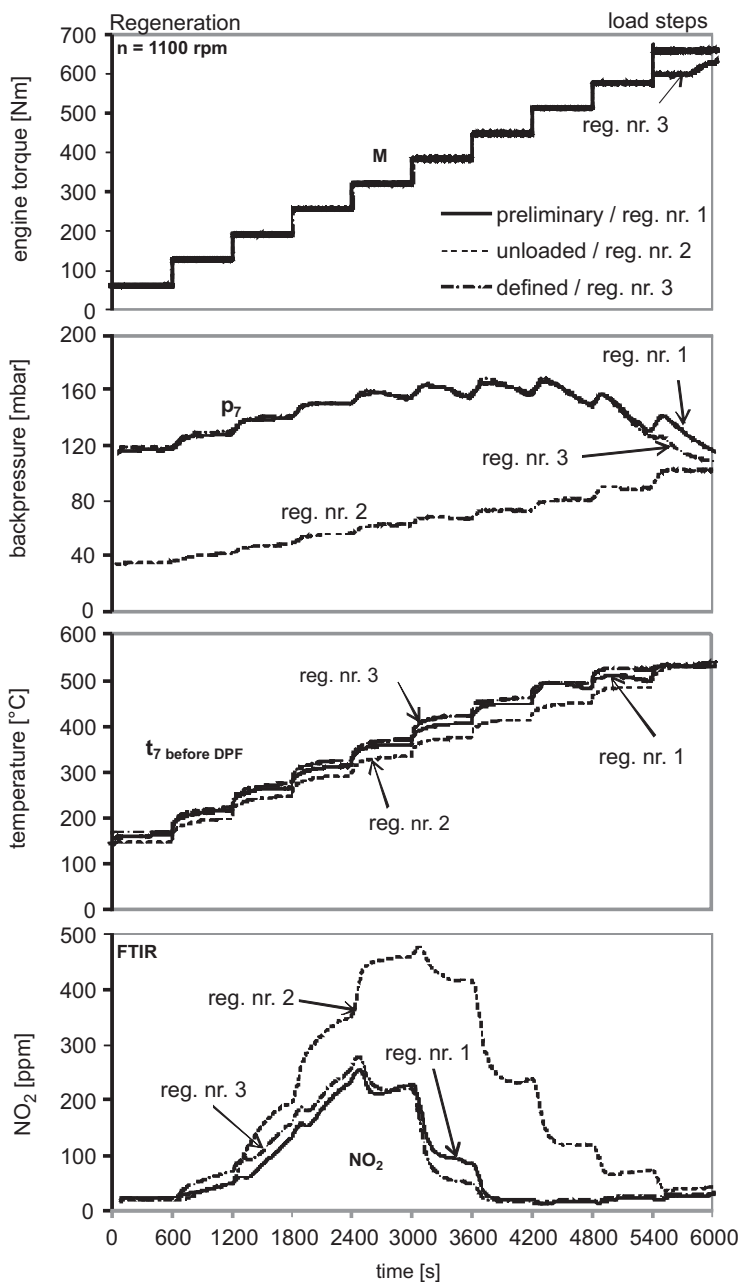


Fig. 13. Effect of different soot loading history on NO₂-emissions during the regeneration procedure, DPF11; Liebherr D 934S

Rys. 13. Wpływ różnych obciążeń sadzą na emisję NO₂ podczas regeneracji, DPF11; Liebherr D 934S

8. Conclusions

Several examples and influences on NO₂-formation in the catalytically active Diesel particle filter systems were presented in this work. The conclusions can be given with following statements:

- 1) with presence of Pt-coating in DOC, in DPF, or in both, there is an oxidation NO-NO₂ and a typical maximum of the NO₂/NO_x-ratio in the temperature range around 350°C,
- 2) with higher Pt-content in the coatings, there is a higher potential of NO₂-formation (larger temperature range and higher maximum values),
- 3) in the low-temperature range (low-load engine operation) the catalysts are below the light-off temperature and the DPF's reduce slightly NO₂; the absolute values of NO₂ & NO_x are low in these operating conditions and the NO₂/NO_x-ratio gives an exaggerated picture of the NO₂-differences,
- 4) the bigger size, or bigger active volume of the after treatment system causes a lower spatial velocity, longer residence times and a more intense NO₂-production,
- 5) the higher sulfur content in fuel inhibits the NO – NO₂ oxidation and gives preference to the SO – SO₂ oxidation; the Vanadium-based coatings have potential of lowering NO₂,
- 6) with used and/or soot-loaded DPF (DOC) there is less production of NO₂; the reasons are: masking, or ageing of the catalytic coating and use of NO₂ for soot oxidation.

The authors acknowledge the contributions of the industrial partners by supplying the test material. Special thanks for valuable discussions and inspirations are due to Dr. Paul Zelenka, formerly TWINTEC.

References

- [1] Lemaire J., AEEDA: NO₂, *A New Challenge?* 3, FAD, Dresden, 10–11 November 2005.
- [2] Lemaire J., *How to Select Efficient Diesel Exhaust Emissions Control Strategies for Meeting Air Quality Targets in 2010?*, Österreichische Ingenieur – und Architekten-Zeitschrift, ÖIAZ, 152. Jg. Heft 1-3/2009, 40.
- [3] Czerwinski J., Pétermann J.-L., Comte P., Lemaire J., Mayer A., *Diesel NO/NO₂/NO_x Emissions – New Experiences and Challenges*, SAE Technical Paper 2007-01-0321, Detroit, April 2007.
- [4] Carslaw D., *Evidence of an Increasing NO₂/NO_x Emissions Ratio from Road Traffic Emissions*, University of Leeds, *Atm. Environ.*, 39, 2005, 4793-4802.
- [5] Kessler C. et al., *Estimation of NO₂/NO_x Relations with Traffic in Baden-Württemberg from 1995 to 2005*, Poster at 2nd Conference Environment & Transport 12–14 June, 2006, Reims, proceedings n°2, AVISO GmbH, 101-105.
- [6] Emmenegger L. et al., *Emissions Measurements on CRT-Equipped City Buses on Chassis Dynamometer*, EMPA report 411289/2, August 2004.
- [7] Frank W., Hühwohl G., Maurer B., *SCR-Technologie für Nutzfahrzeuge*, Pures Abgassysteme GmbH, MTZ 9/2004, 632.
- [8] Jacob E., Müller R., Scheeder A., Cartus T., Dreisbach R., Mai H.-P., Paulus M., Spengler J., *High Performance SCR Catalyst System: Elements to*

Guarantee the Lowest Emissions of NO_x. 27. Internationales Wiener Motorensymposium 2006. Bd.2.

- [9] Pischinger S., Körfer T., Wiartalla A., Schnitzler J., Tomazic D., Tatur M., *Combined Particulate Matter and NO_x Aftertreatment Systems for Stringent Emission Standards*, SAE Techn. Paper, 2007-01-1128.
- [10] Hosoya M., Kawada Y., Sato S., Shimoda M., *The Study of NO_x and PM Reduction Using Urea Selective Catalytic Reduction System for Heavy Duty Diesel Engine*, SAE Techn. Paper, 2007-01-1576.
- [11] Görsmann C., *Retrofit SCRT[®] – A retrofit system for the simultaneous reduction of carbon monoxide, hydrocarbon, soot particulate and oxides of nitrogen emissions from commercial vehicles*, 4. FAD – Konferenz, Dresden, Nov. 2006, 155.
- [12] Czerwinski J., Zimmerli Y., Mayer A., Heeb N., Lemaire J., D'Urbano G., Bunge R., *Testing of Combined DPF+SCR Systems for HD_ retrofitting VERTdePN*, SAE Techn. Paper, 2009-01-0284.
- [13] Spruk P.C., Frantz S., Schütze F.-W., Noack H.-D., Müller W., *NO₂ Formation on the DOC/DPF System – a System Thought*, UMICORE, 6th International Exhaust Gas and Particulate Emissions Forum, AVL, Ludwigsburg, Germany, March 2010.
- [14] Zelenka-Eicher B., Wirth F., Zelenka P., *Auslegung von DPF-Systemen für die Nachrüstung im Hinblick auf NO₂-Emissionen*, Twintec, VDI-Fachkonferenz "Abgasnachbehandlungssysteme 2010", Stuttgart-Bad Cannstatt, Dezember 2010.
- [15] Lanzerath P., Traebert A., Massner A., Gärtner U., *Effects of Catalyst Deactivation on the Performance of Exhaust After-Treatment Systems in Commercial Vehicles*, Daimler AG. 19. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2010, Band 1, 491.

JERZY CISEK, ANDRZEJ MRUK*

EMISSION OF TOXIC EXHAUST COMPONENTS OF THE ENGINE A8C22 WORKING IN THE LOCOMOTIVE SM-42 AND SUPPLIED BY THE MIXTURE RME WITH DIESEL FUEL IN THE TEST F OF THE 2004/26/WE DIRECTIVE

EMISJA TOKSYCZNYCH SKŁADNIKÓW SPALIN SILNIKA A8C22 LOKOMOTYWY SM-42 ZASILANEGO MIESZANINĄ RME Z OLEJEM NAPĘDOWYM NA EMISJĘ W TEŚCIE F DYREKTYWY 2004/26/WE

Abstract

The paper presents the analysis of results of the investigation on exhaust gas toxicity for 4 fuels supplying the engine a8C22 of the diesel locomotive SM42-2331: diesel fuel – ON, 40, 50 and 50% (with a pack of special additives) rape oil methyl esters, in “F” test according to the 2004/26/WE Directive and UIC 624 Charter. The values of unitary emission of carbon monoxide, non-burned hydrocarbons, nitric oxides and particulate matters, were analysed by a 3-points test “F”. The investigation showed that the tested engine does not meet legal regulations even in the case of using diesel fuel. The addition to the conventional fuel of rape oil methyl esters causes a constant small rise of the NOx unitary emission. However, the emission of the compounds of imperfect and incomplete combustion grows rapidly only at 50% contents of RME in diesel fuel. Even though the additive to the fuel B50+ reduces NOx emission, but then, the emission of carbon monoxide and particulate matters increases.

Keywords: biofuels, RME, FAME, diesel engine, exhaust gases emission, ecology

Streszczenie

W artykule przedstawiono analizę wyników badań toksyczności spalin 4 paliw zasilających silnik a8C22 lokomotywy spalinowej SM42-2331: olej napędowy – ON, 40, 50 i 50% (z pakietem specjalnych dodatków) estrów metylowych oleju rzepakowego w teście „F” zgodnym z Dyrektywą 2004/26/WE oraz kartą UIC 624. Analizie poddano wartości emisji jednostkowej tlenku węgla, niespalonych węglowodorów, tlenków azotu oraz cząstek stałych w 3-punktowym teście „F”. W wyniku badań okazało się, że stosowany silnik nie spełnia obowiązujących norm nawet na oleju napędowym. Dodawanie do konwencjonalnego paliwa estrów metylowych oleju rzepakowego powoduje ciągły, niewielki wzrost emisji jednostkowej NOx. Natomiast emisja związków niepełnego i niecałkowitego spalania gwałtownie wzrasta dopiero przy 50% RME w oleju napędowym. Dodatek do paliwa B50+ zmniejsza wprawdzie emisję NOx, ale jednocześnie wzrasta wówczas emisja tlenku węgla i cząstek stałych.

Słowa kluczowe: biopaliwa, RME, FAME, silnik z zapłonem samoczynnym, toksyczność spalin, ekologia

* Dr inż. Jerzy Cisek, dr hab. inż. Andrzej Mruk, prof. PK, Wydział Mechaniczny, Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, Politechnika Krakowska.

1. Introduction

The study on applying bio fuels in diesel engines follows the EU regulations, which require introducing them as an additive to the petroleum fuels. In 2012, this additive should be 12 %, and the target amount until 2020 should be 20%.

In Central and North Europe, the most popular oil vegetable is the rape. Therefore, the investigation focussed on the rape oil bio fuels. Using rape oil in its natural form as a fuel for diesel engines involves solving many technical problems resulting from the different physical and chemical properties as compared with diesel fuel. One of the methods to solve this problem is a transesterification of rape oil by alcoholysis with methanol or ethanol. As result of this process, we get methyl or ethyl esters of the rape oil fatty acids with smaller particulates and properties close to the diesel fuel.

Application of the fuels alternative to diesel fuel, including bio fuels, is interesting mainly for the users of big engines, consuming great amounts of fuels and having large fleets of cars. This paper presents the results of the research on applying mixtures of diesel fuel with rape oil methyl esters to supply a diesel engine type a8C22 of the locomotive SM42.

The engine a8C22, even though its design is old, is still in common use in the shunting locomotives SM42 because of its high durability. The technical condition of the tested engine was average, the locomotive was allowed to work.

2. Purpose and scope of the investigation

The purpose of the investigation, which results are presented in the paper, was to determine the influence of tested bio fuels (methyl esters components of rape oil and their mixtures with diesel fuel), as compared with a standard diesel fuel, on unitary emissions of the exhaust gas toxic components and the exhaust gas smokiness of the engine a8C22 of the diesel locomotive SM42-2331, in accordance with 2004/26/WE Directive and UIC 624 Charter.

Four fuels were used to supply the engine a8C22: standard diesel fuel ON and this fuel with addition of 40 and 50% of the fuel B100 (rape oil methyl esters). Moreover, the fuel B50+ was used with a pack of special additives. The fuels B70 and B100 were disqualified as result of determining the smokiness level in the nozzles [6].

The analysis of the exhaust gas toxicity for the fuels supplying the engine a8C22 has been carried out in the firm NEWAG in Nowy Sącz. All necessary measurement systems were connected to the engine a8C22 in the diesel locomotive SM42-2331, working in locomotive test bed – electric resistor, providing the realisation of the required points of the engine operation.

The combustion engine type a8C22 is a diesel, four-stroke engine with direct fuel injection, V-type with the angle of flare 50°, without crosshead, non-reversible, supercharged with a turbo compressor, without air-cooling behind the turbo compressor. Basic technical data of the applied engine are presented below:

- power rating 588 kW,
- nominal rotational speed 1000 rpm,
- engine capacity 82,1 dm³,
- piston diameter 220 mm,
- piston stroke 270 mm,

- number and system of cylinders 8/V (50°),
- ignition type self-ignition,
- compression ratio 13,5,
- maximum firing pressure 10 Mpa,
- mean effective pressure 0,88 Mpa,
- mean piston speed 9,0 m/s,
- minimum specific fuel consumption 224 g/kWh,
- mean consumption of lubricating oil 4,8 g/kWh.

The scheme of the test bed for the engine a8C22 of the diesel locomotive SM42-2331 with measurement equipment is presented in Fig. 1. Essential elements of the test bed used in the study are:

- 1 – tested locomotive,
- 2 – fuel consumption meter AVL,
- 3 – sampling of exhaust gas for the analysis,
- 4 – smoke meter AVL,
- 5 – system for analysing exhaust gaseous components AVL CEBII,
- 6 – set of calibrating and working gases,
- 7 – compressor for CEB II system,
- 8 – measuring system with diluting tunnel for measuring PM,
- 9 – micro-scales for measuring PM mass,
- 10 – measurement system for determining the temperatures in the slotted line.

For measuring the exhaust gaseous components (CO, HC, NO_x), limited by the standards mentioned above, the apparatus type CEB II of the firm AVL was used. It contained among the others:

- analyser of infrared adsorption NDIR, for measuring the concentration of the carbon monoxide CO,
- heated chemiluminescence analyser CLD, for measuring the concentration of the nitric oxides NO_x,
- heated flame ionisation detector FID, for measuring the amount of non-burned hydrocarbons HC,
- magnetooptic analyser PMD, for measuring the concentration of the oxygen O₂,
- analyser of infrared adsorption NDIR, for measuring the concentration of the carbon dioxide CO₂,
- heated way for sampling the exhaust with heated preliminary filter,
- module determining the efficiency of the No₂/NO conversion,
- divisor of the calibrating gases concentration to determine the linearization function for the used analysers (16 linearization gases were used, with the concentrations from 0 to maximum, i.e. the calibrating gas concentration).

The base for calibrating analysers applied for the investigation, declared in our procedure, were reference gases of the degree of purity and the accuracy of concentration required by ECE standards.

The measuring stand, designed in this way, allowed carrying out the investigation determining the influence of tested bio fuels on energy parameters and exhaust toxicity of the applied engine.

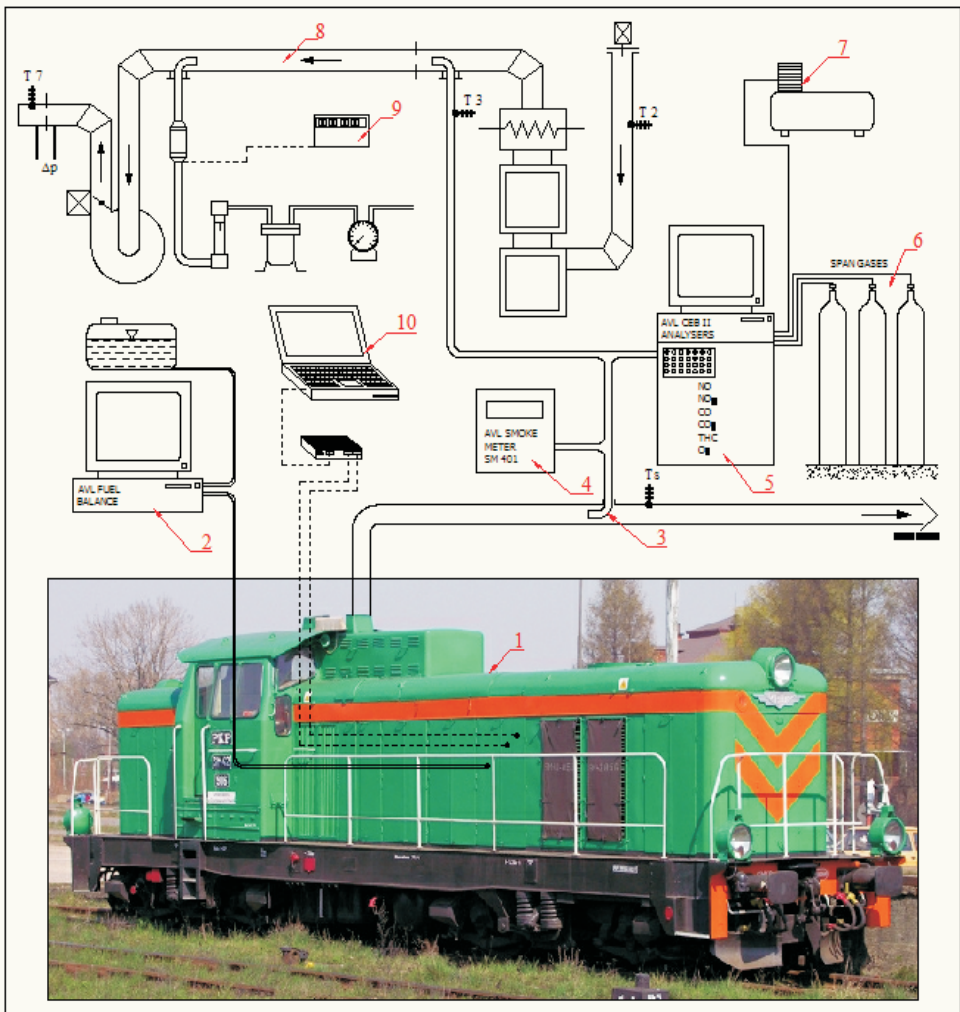


Fig. 1. Scheme of the test bend (description in the text)

Rys. 1. Schemat stanowiska pomiarowego (opis w tekście)



Photo 1. View of the desk controlling rotational speed and loading of the engine in the locomotive test bed

Fot. 1. Widok stanowiska kontroli prędkości obrotowej i obciążenia silnika lokomotywy



Photo 2. Test stand for determining the emission of exhaust components – type CEB II of the firm AVL, used in the investigation: 1 – Set of analysers CEB II of AVL (Austria), 2 – Heated line for exhaust sampling, 3 – Set of 8 cylinders with calibrating and working gases, 4 – Stand controlling the settings of the tunnel diluting exhaust gases (measurement of particulate matters)

Fot. 2. Stanowisko pomiarowe do określania emisji składników spalin – typ AVL CEB II, stosowany w czasie badań



Photo 3. General view of the measurement stand for determining the emission of particulate matters with a tunnel diluting the exhaust gases

Fot. 3. Widok stanowiska pomiarowego do określania emisji cząstek stałych z tunelem rozcieńczającym spaliny

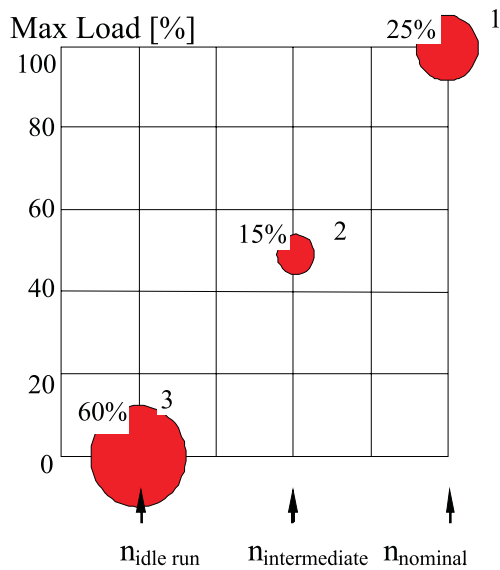


Fig. 2. Course of the investigation test type "F" in accordance with the directive 2004/26/WE with marked values of the coefficient of mass fraction [2]

Rys. 2. Przebieg testu „F” zgodnie z dyrektywą 2004/26/WE z zaznaczonymi współczynnikami udziału wagi

Limits of emissions of exhaust toxic components according to UIC 624 [2]

Exhaust toxic components	Boundary admissible values from 01.01.2003 [g/kWh] UIC II		Boundary admissible values from 01.01.2006 [g/kWh] UIC III A	Boundary admissible values from 01.01.2007 [g/kWh] UIC III A	Boundary admissible values from 01.01.2009 [g/kWh] UIC III A	Boundary admissible values from 01.01.2009 [g/kWh] UIC III A
	P ≤ 560 kW	P > 560 kW				
CO	2,5	3	3,5	3,5	3,5	3,5
NO _x	6	n > 1000 obr/min 9,5	NO _x + HC 4,0	NO _x + HC 4,0	6,0	7,4
		n ≤ 1000 [obr/min] 9,9				
HC	0,6	0,8			0,5	0,4
PM	0,25	0,25	0,2	0,2	0,2	0,2
Test cycle	F	F	C.1	F	F	F
					P ≤ 560 kW	P > 2000 kW i

Course of the investigation test type „F“ for the engine a8C22 of diesel locomotive SM42 in accordance with the directive 2004/26/WE [1]

Test points	n [rpm]	N_e [kW]	U_i [%]
1. $n_{idle\ run}$	500	0	60
2. $n_{intermediate}$	712	303	15
3. $n_{nominal}$	1000	530	25

3. Analysis of test results

The investigation of the engine a8C22 was carried out in accordance with the test “F” of the international charter UIC 624 and the directive 2004/26/WE. The results of the tests are presented graphically in diagrams on Figures 1–5.

The analysis of the obtained results permits to state that the unitary emission of the carbon monoxide ECO (Fig. 1) significantly exceeds limit values determined by UIC 624 standards (Tab. 1). It concerns both the diesel fuel and all tested bio fuels. Limit value of the ECO emission, determined by 2004/26/WE Directive and by UIC 624 Charter, comes to 3.5 g/kWh. For diesel fuel, the determined ECO emission was 5.97 g/kWh. The increase of the amount of RME in the mixture with diesel fuel caused increasing CO emission in exhaust gas. For the fuel B50 (50% RME in ON) the emission of ECO was 6.18 g/kWh, while for 50% rape oil methyl esters in diesel fuel, with a pack of additives, the emission of ECO increased to the value 7.06 g/kWh. Although the applied set of additives to the B50 fuel caused an increase of the incomplete combustion compounds CO) of about 18% as compared with the diesel fuel and an increase of the carbon monoxide emission of about 14% in the case of B50 fuel, it contributed however to reduce the amount of the nitric oxides NO_x .

The data presented on diagrams in Fig. 3 indicate that the additive to the fuel B50+, by decreasing the self-ignition delay τ_s and, in consequence, reducing the combustion temperature, caused a reduction of the unitary emission of the nitric oxides ENO_x as compared with the fuel B50. It is important, because, as it is well known, the emission of nitric oxides ENO_x is the most harmful (among the exhaust gaseous components) for living organisms.

A similar influence of the bio fuels contents, as on the nitric oxides emission, was observed for the unitary emission of non-burned hydrocarbons EHC, which can be seen on the diagram in Fig. 2. It results from these data that the increase of the RME amount to the content of 50% in diesel fuel causes the growth of the non-burned hydrocarbons amount. The pack added to the B50 fuel (B50+) caused the reduction of EHC unitary emission after the test “F” of about 34%.

The values of the unitary emission of particulate matters EPM, presented on the diagram in Fig. 4, show that the fuel B40 has the EPM values similar to these of the diesel fuel. Further increase of the RME amount in ON leads to a rapid growth of particulate matters EPM emission in tested engine a8C22 in the locomotive SM42-2331. It is very important as the particulate matters, apart from nitric oxides NO_x , are the most cancer causing and mutagenic from among all toxic components of the diesel engine exhaust gases.

The first stage of the investigation, which determined the influence of tested fuels from B0 to B100, eliminated the fuels B70-B100 because of the degree of coking in fuel nozzles. In the second stage of the investigation, regarding unitary emission of particulate matters EPM, it is proposed to use the components of rape oil methyl esters with diesel fuel up to mass concentration non-exceeding 40%.

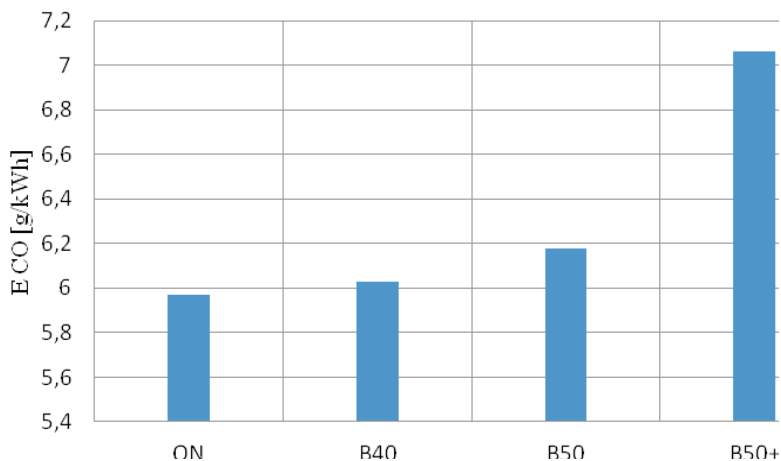


Fig. 3. Unitary emission of carbon monoxide CO in the test “F” according to the Directive 2004/26/WE for tested fuels

Rys. 3. Emisja jednostkowa tlenku węgla CO w teście „F” zgodnym z Dyrektywą 2004/26/WE dla testowanych paliw

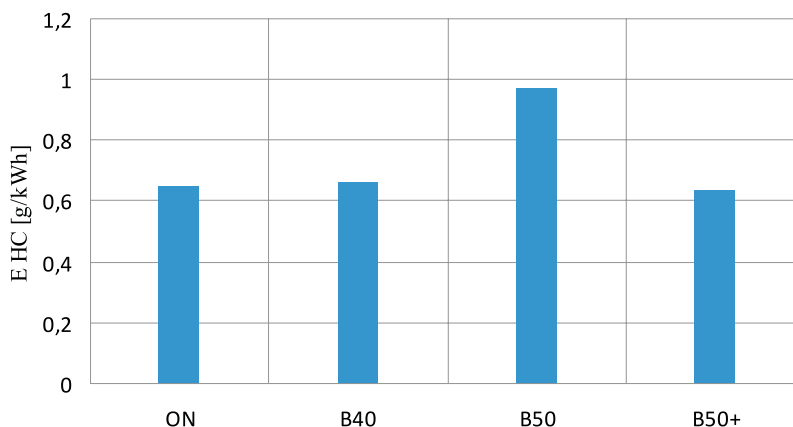


Fig. 4. Unitary emission of non-burned hydrocarbons HC in the test “F” according to the Directive 2004/26/WE for tested fuels

Rys. 4. Emisja jednostkowa niespalonych węglowodorów HC w teście „F” zgodnym z Dyrektywą 2004/26/WE dla testowanych paliw

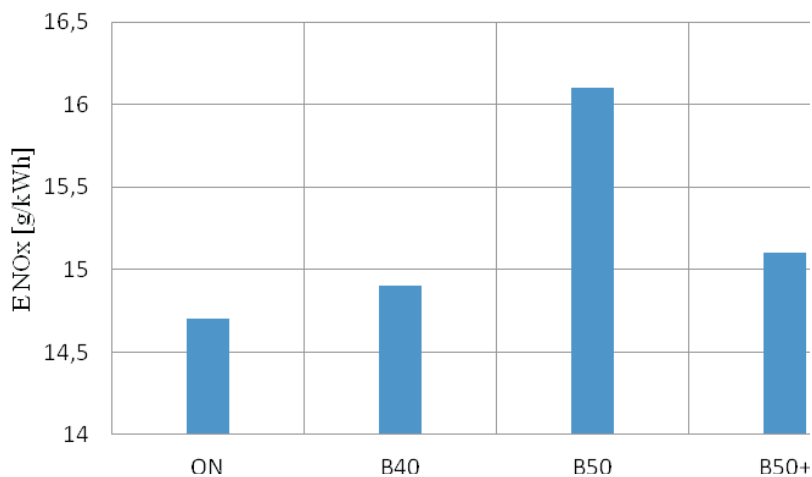


Fig. 5. Unitary emission of nitric oxides NO_x in the test "F" according to the Directive 2004/26/WE for tested fuels

Rys. 5. Emisja jednostkowa tlenków azotu NO_x w teście „F” zgodnym z Dyrektywą 2004/26/WE dla testowanych paliw

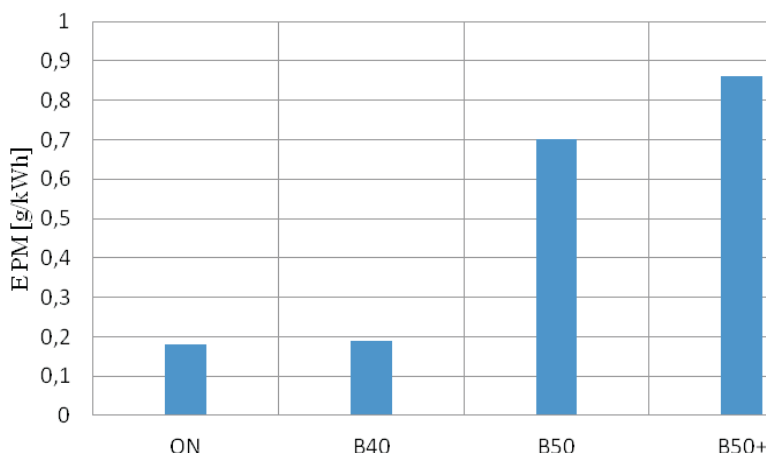


Fig. 6. Unitary emission of particulate matters PM in the test "F" according to the Directive 2004/26/WE for tested fuels

Rys. 6. Emisja jednostkowa cząstek stałych PM w teście „F” zgodnym z Dyrektywą 2004/26/WE dla testowanych paliw

4. Conclusions

Performed investigation permits formulating essential conclusions:

1. Hourly emission of nitric oxides E_{NOx} decreases along with the amount of the bio fuel in the mixture with ON at the idle engine run. It is important, because diesel engines in the locomotive of this type usually work long time without loading, which is expressed by the highest value of the coefficient of mass fraction in the test "F" for this point of the engine operation.
2. For the fuel B40, the emission of particulate matters E_{PM} does not differ significantly from the emission of the diesel fuel. However, further increase of the RME fraction in the mixture with ON causes a rapid increase of E_{PM} for the tested engine a8C22.
3. Unitary emission of carbon monoxide E_{CO} after the test "F" significantly exceeds limit values determined by UIC 624 standards. It concerns the diesel fuel as well as all examined bio fuels. The increase of the RME amount in the mixture with ON caused an increase of E_{CO} in exhaust gas.
4. The pack of additives to the fuel B50 (fuel B50+) caused a reduction of unitary emission of nitric oxides E_{NOx} .
5. A similar influence of the bio fuels contents, as on the nitric oxides emission, was observed for the unitary emission of non-burned hydrocarbons E_{HC} . The increase of the RME fraction to the contents of 50% in ON causes the rise of non-burned hydrocarbons amount. The pack added to the fuel B50 (B50+) produced a reduction of the unitary emission E_{HC} after the test "F" of about 34%.

References

- [1] Directive 2004/26/WE.
- [2] *Badania emisji gazów wydechowych silników spalinowych trakcyjnych*, Kodeks Kolei UIC 624, Międzynarodowy Związek Kolei, Wydanie 3, luty 2006.
- [3] Cisek J., *Badania wpływu naturalnego oleju rzepakowego na własności silnika wysokoprężnego Perkins 2806A-E18TAG2*, Sprawozdanie z badań dla PPUH HORUS-E-ENERGIA S.z o.o., Sulejówek. Vol. 556/IPSiSS/2009, Politechnika Krakowska, Kraków 2009.
- [4] Cisek J., *Badania paliwa nowego typu do silnika ZS*, Sprawozdanie z badań dla Technologicie Ekologiczne, Vol. Nr 557/IPSiSS/2009, Politechnika Krakowska, Kraków 2010.
- [5] Cisek J., *Pomiar zakoksowania rozpylaczy paliwa dla biopaliw B100, B70, B50, B40, B30 w porównaniu z olejem napędowym ON oraz badania wpływu 3 biopaliw w porównaniu z olejem napędowym ON na parametry pracy silnika a8C22 lokomotywy spalinowej SM42-2331, zgodnie z Dyrektywą 2004/26/WE oraz Kartą UIC 624*, Sprawozdanie z badań dla LOTOS Polska S.A., Politechnika Krakowska, Kraków 2011.
- [6] Cisek J., Mruk A., *Naturalny olej rzepakowy jako paliwo do silników wysokoprężnych dużej mocy*. Systemy, Technologie i Urządzenia Energetyczne, Tom 1, Wydawnictwo PK, Kraków 2010, 377-392.
- [7] Cisek J., Mruk A. *Effect of Bio Fuels (FAME) on the Coking Level In the Diesel Engine Injectors*, Technolog nr 3, 2001.
- [8] Lotko W., *Ocena emisji składników spalin silnika wysokoprężnego zasilanego mieszaninami oleju napędowego z estrami metylowymi oleju rzepakowego*, Archiwum Motoryzacji, nr 4/2006.
- [9] Szlachta Z., *Zasilanie silników wysokoprężnych paliwami rzepakowymi*, WKiŁ, Warszawa 2001.

BARBARA WORSZTYNOWICZ*

WPLYW SKŁADU MIESZANKI NA EMISJĘ SZKODLIWYCH SKŁADNIKÓW SPALIN PODCZAS ZASILANIA SILNIKA GAZEM ZIEMNYM

IMPACT OF THE COMBUSTIBLE MIXTURE COMPOSITION ON HARMFUL SUBSTANCES EMISSIONS DURING NATURAL GAS SUPPLY TO THE ENGINE

Streszczenie

W artykule poruszono temat emisji szkodliwych składników spalin do atmosfery w wyniku spalania gazu ziemnego w silnikach spalinowych przy zastosowaniu różnego składu mieszanki palnej. Przedstawione zostały wyniki pomiarów wykonanych na stanowisku hamowni silnikowej w warunkach sporządzania charakterystyk obciążeniowych dla silnika o zapłonie iskrowym. Na podstawie pomiarów przeprowadzono analizę wpływu składu mieszanki palnej na zawartość szkodliwych składników w spalinach, a także na skuteczność działania reaktora katalitycznego.

Słowa kluczowe: współczynnik nadmiaru powietrza, emisja spalin, paliwa alternatywne

Abstract

The article addresses the topic of harmful substances emissions into the atmosphere as the result of the natural gas combustion in the combustion engines, when using various composition of combustible mixture. The paper presents the results of measurements conducted on the engine test stand in terms of prepared load characteristics for a spark ignition engine. On the basis of these measurements the article provides the analysis of the impact of combustible mixture on harmful substances content in the exhaust gases and conversion efficiency of a catalytic converter.

Keywords: excess air coefficient, emission, alternative fuels

* Dr inż. Barbara Worsztynowicz, Katedra Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, Akademia Górniczo-Hutnicza.

1. Wstęp

W dobie szybkiego rozwoju technicznego zużycie energii jest bardzo duże. Wiąże się to z równie dużym wykorzystaniem źródeł tej energii, a więc głównie paliw kopalnych o wysokim potencjale emisji szkodliwych substancji do atmosfery, a jednocześnie ograniczonych zasobach. Efektem jest zanieczyszczenie środowiska. Jednym ze sposobów zapobiegania degradacji środowiska jest stosowanie alternatywnych źródeł energii, których oddziaływanie na środowisko byłoby mniej negatywne. W przypadku motoryzacji nie jest to jednak cel łatwy do osiągnięcia. Nawet przy zastosowaniu paliwa, którego skład chemiczny jest korzystny z punktu widzenia oddziaływania na środowisko, efekt może nie zostać uzyskany, jeśli nie dostosuje się odpowiednio parametrów pracy silnika do tego paliwa.

Przykładem paliwa alternatywnego dla płynnych paliw ropopochodnych jest gaz ziemny, w którym stosunek wodoru do węgla korzystnie wpływa na ograniczenie produktów utleniania węgla w spalinach. Gaz ziemny jest paliwem o wysokiej wartości energetycznej oraz liczbie oktanowej, jednak znacznie mniejszej gęstości w porównaniu do benzyny czy oleju napędowego.

Silniki spalinowe zasilane gazem ziemnym w porównaniu do zasilanych benzyną charakteryzują się mniejszą emisją dwutlenku węgla i tlenków azotu, znikomą emisją cząstek stałych, a także zanieczyszczeń niekontrolowanych, takich jak benzen i PAH [4–7]. Z drugiej jednak strony emisja metanu jest znacznie większa i stanowi około 70–80% węglowodorów emitowanych w spalinach, podczas gdy przy zasilaniu silnika benzyną nie przekracza 10%. Metan, tak jak dwutlenek węgla jest zaliczany do gazów przyczyniających się do występowania efektu cieplarnianego [5, 6, 10]. Dodatkowo stopień konwersji metanu w reaktorach katalitycznych jest mały, znacznie odbiegający od utleniania węglowodorów wyższych rzędów [3].

Istotnym aspektem, mającym często niekorzystny wpływ na ekologię, jest fakt dostosowywania istniejących już silników zasilanych benzyną do zasilania dwupaliwowego. Ze względu na różnice we właściwościach paliw gazowych i ciekłych trudno jest uzyskać optymalne parametry procesu spalania bez precyzyjnego doboru elementów instalacji popartych badaniami optymalizacyjnymi [10].

Zasilanie silników gazem ziemnym jest realizowane przy stechiometrycznym składzie mieszanki albo przy składzie w zakresie mieszanek ubogich [4], stąd też w niniejszej pracy przeanalizowano wpływ składu mieszanki na emisję szkodliwych składników w spalinach oraz stopień konwersji reaktora katalitycznego.

2. Stanowisko pomiarowe

Pomiary wykonano na stanowisku badawczym w laboratorium silników spalinowych Akademii Górniczo-Hutniczej. Stanowisko jest wyposażone w hamulec elektrowirowy typu Schenck W130. Do przeprowadzenia pomiarów wykorzystano czterocylindrowy rzędowy silnik spalinowy o zapłonie iskrowym Fiat 170A1.00 o objętości skokowej 900 cm³. Silnik jest wyposażony w standardowy układ zasilania benzyną oraz w układ umożliwiający zasilanie gazem ziemnym. Ilość podawanego do silnika gazu ziemnego jest sterowana za pomocą regulatora dopływu gazu, co umożliwia zmianę składu mieszanki przy zasilaniu silnika gazem ziemnym. W układzie dolotowym silnika zamontowano przepływomierz powietrza i termopary. Termopary umieszczono także w układzie chłodzenia silnika oraz w układzie

wylotowym – w kolektorze wylotowym i za reaktorem katalitycznym. Ponadto stanowisko jest wyposażone w układ do objętościowego pomiaru zużycia paliwa ciekłego, przepływowy system pomiaru zużycia paliwa gazowego oraz analizator spalin typu Capelec CAP 3201.

3. Metodyka prowadzenia pomiarów

Założona metodyka pomiarów obejmowała rejestrację parametrów pracy silnika zasilanego gazem ziemnym przy stałej prędkości obrotowej 3000 1/min oraz stałym obciążeniu silnika. Parametrem, który zmieniano, był skład mieszanki palnej, co uzyskiwano, sterując położeniem silnika krokowego umieszczonego w układzie zasilania gazem ziemnym. Regulacja składu mieszanki wymagała odłączenia sondy lambda. W każdym punkcie pomiarowym mierzono zużycie paliwa, strumień masy powietrza, skład spalin oraz temperaturę w układzie dolotowym, wylotowym i chłodzenia. Pomiarów przeprowadzono, dokonując rejestracji stężenia objętościowego składników spalin przed reaktorem katalitycznym, a następnie za reaktorem.

Na podstawie wyników pomiarów przeprowadzono analizę wpływu składu mieszanki na skład spalin silnika zasilanego gazem ziemnym, a także na skuteczność działania reaktora katalitycznego.

4. Analiza wyników pomiarów

Wykorzystanie analizatora spalin Capelec CAP3201 pozwoliło na rejestrowanie stężenia objętościowego poszczególnych składników spalin, które odnosiły się do objętości spalin suchych. Dlatego w celu obliczenia emisji poszczególnych składników spalin należało wyliczyć objętość spalin suchych [1, 2, 8].

Ponieważ zastosowanym paliwem jest wysokometanowy gaz ziemny o stężeniu metanu wynoszącym 96–98%, do obliczeń przyjęto założenie, iż jego skład stanowi 100% metanu, w wyniku czego uzyskano następujące objętościowe udziały poszczególnych składników spalin, pochodzących ze spalania zupełnego i całkowitego 1 m³ paliwa [9]:

$$\begin{aligned} V_{sp}(\text{CO}_2) &= 1 \text{ [m}^3/\text{m}^3 \text{ paliwa]} \\ V_{sp}(\text{H}_2\text{O}) &= 2 \text{ [m}^3/\text{m}^3 \text{ paliwa]} \\ V_{sp}(\text{N}_2) &= 7,5238 \cdot \lambda \text{ [m}^3/\text{m}^3 \text{ paliwa]} \\ V_{sp}(\text{O}_2) &= 1,999998 \cdot (\lambda - 1) \text{ [m}^3/\text{m}^3 \text{ paliwa]} \end{aligned}$$

Objętość spalin mokrych V_{spm} , powstałych ze spalania 1 m³ paliwa, wynosi:

$$V_{spm} = 1 + 9,523798 \cdot \lambda \text{ [m}^3 \text{ spalin/m}^3 \text{ paliwa]}$$

Natomiast objętość spalin suchych V_{sps} wynosi:

$$V_{sps} = 9,523798 \cdot \lambda - 1 \text{ [m}^3 \text{ spalin suchych/m}^3 \text{ paliwa]}$$

Na podstawie wyliczonych dla każdego punktu pomiarowego wartości objętości spalin suchych (V_{sps}) oraz zmierzonego objętościowego zużycia paliwa (\dot{V}_e) i stężenia objętościowego

wego poszczególnych składników spalin uzyskano objętościowe udziały poszczególnych składników spalin [2, 9]:

$$\dot{V}(\text{CO}_2) = V_{sps} \cdot \dot{V}_e \cdot [\text{CO}_2] \cdot 10^{-6} [\text{m}^3/\text{h}]$$

$$\dot{V}(\text{CO}) = V_{sps} \cdot \dot{V}_e \cdot [\text{CO}] \cdot 10^{-6} [\text{m}^3/\text{h}]$$

$$\dot{V}(\text{HC}) = V_{sps} \cdot \dot{V}_e \cdot [\text{HC}] \cdot 10^{-6} [\text{m}^3/\text{h}]$$

$$\dot{V}(\text{NO}_x) = V_{sps} \cdot \dot{V}_e \cdot [\text{NO}_x] \cdot 10^{-6} [\text{m}^3/\text{h}]$$

Strumień masy poszczególnych szkodliwych składników spalin został obliczony na podstawie równania Clapeyrona [2, 9]:

$$\dot{m}(\text{CO}_2) = \frac{p(\text{CO}_2) \cdot \dot{V}_{sps}}{R(\text{CO}_2) \cdot T_{sp}} [\text{kg}/\text{h}]$$

$$\dot{m}(\text{CO}) = \frac{p(\text{CO}) \cdot \dot{V}_{sps}}{R(\text{CO}) \cdot T_{sp}} [\text{kg}/\text{h}]$$

$$\dot{m}(\text{HC}) = \frac{p(\text{HC}) \cdot \dot{V}_{sps}}{R(\text{HC}) \cdot T_{sp}} [\text{kg}/\text{h}]$$

$$\dot{m}(\text{NO}_x) = \frac{p(\text{NO}_x) \cdot \dot{V}_{sps}}{R(\text{NO}_x) \cdot T_{sp}} [\text{kg}/\text{h}]$$

gdzie:

$p(\text{CO}_2), p(\text{CO}), p(\text{HC})$ i $p(\text{NO}_x)$ – wartość ciśnienia cząstkowego poszczególnych składników spalin,

$R(\text{CO}_2), R(\text{CO}), R(\text{HC}), R(\text{NO}_x)$ – indywidualna stała gazowa poszczególnych składników spalin,

\dot{V}_{sps} – strumień objętości spalin suchych,

T_{sp}, p_{sp} – temperatura i ciśnienie spalin.

Wartość ciśnienia cząstkowego danego składnika spalin, zgodnie z prawem Daltona, wynosi [2, 9]:

$$p(\text{CO}_2) = \frac{\dot{V}(\text{CO}_2)}{\dot{V}_{sps}} \cdot p_{sp} [\text{Pa}]$$

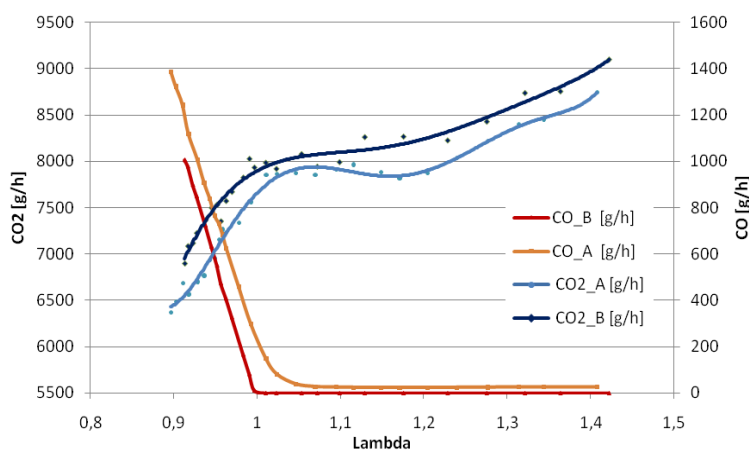
$$p(\text{CO}) = \frac{\dot{V}(\text{CO})}{\dot{V}_{sps}} \cdot p_{sp} [\text{Pa}]$$

$$p(\text{HC}) = \frac{\dot{V}(\text{HC})}{\dot{V}_{sps}} \cdot p_{sp} [\text{Pa}]$$

$$p(\text{NO}_x) = \frac{\dot{V}(\text{NO}_x)}{\dot{V}_{sps}} \cdot p_{sp} [\text{Pa}]$$

Wyniki pomiarów oraz obliczeń przedstawiono w postaci wykresów. Przeprowadzone prace miały na celu analizę wpływu składu mieszanki palnej przy zasilaniu silnika gazem ziemnym na emisję szkodliwych składników w spalinach, w związku z czym dane na wszystkich wykresach są przedstawione w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza λ .

Na rysunku 1 przedstawiono emisję dwutlenku węgla i tlenku węgla przed i za reaktorem katalitycznym. W zakresie współczynnika nadmiaru powietrza (λ) od 0,9 do 0,95 emisja CO za reaktorem jest mniejsza o 15–20%, jednak zarówno przed, jak i za reaktorem jest bardzo wysoka. Od wartości $\lambda = 0,95$ różnica rośnie aż do pełnej konwersji CO w reaktorze przy $\lambda = 1$. Równocześnie wartość emisji CO zmierzona przed reaktorem zmniejsza się w tym zakresie 8-krotnie, a w przedziale współczynnika λ od 1,1 do 1,4 ma wartość stałą nieprzekraczającą 25 g/h. Emisja CO₂ za reaktorem w całym zakresie współczynnika nadmiaru powietrza jest większa o około 1–8%, co wynika z utleniania CO w reaktorze katalitycznym.

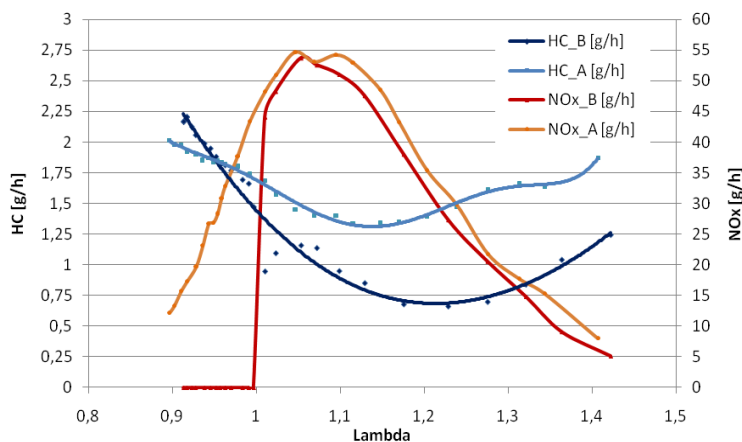


Rys. 1. Emisja dwutlenku węgla (CO₂) oraz tlenku węgla (CO) w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza (λ) z silnika zasilanego gazem ziemnym, zmierzona przed reaktorem katalitycznym (A) i za reaktorem katalitycznym (B)

Fig. 1. Carbon dioxide (CO₂) and carbon monoxide (CO) emissions as a function of the excess air coefficient (λ) for engine powered natural gas, measured before the catalytic converter (A) and by the catalytic converter (B)

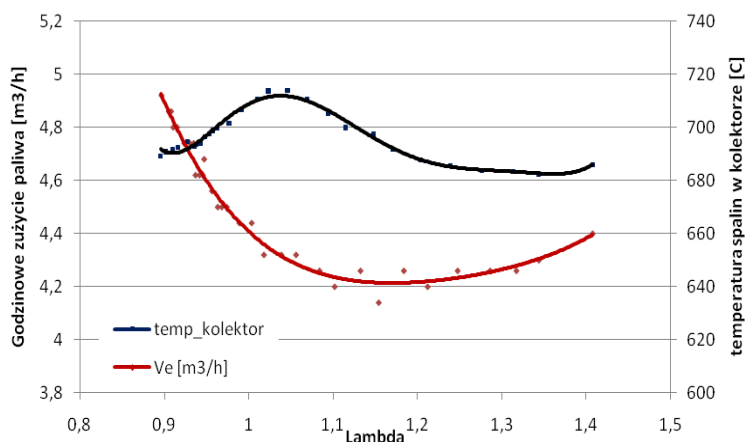
Rysunek 2 obrazuje emisję węglowodorów i tlenków azotu przed i za reaktorem katalitycznym. Emisja HC w całym zakresie współczynnika nadmiaru powietrza nie przekracza wartości 2 g/h. Wyjątek stanowi, w wąskim zakresie współczynnika λ (0,9–0,93), emisja za reaktorem, która nieznacznie przekracza tę wartość, oraz wartość emisji przed reaktorem, dochodząc do 2,2 g/h. Wzrost wartości emisji HC, zarówno przed reaktorem, jak i za nim, przy λ większym od 1,2 wynika ze zmniejszenia prędkości zachodzenia reakcji spalania, spowodowanego znacznym nadmiarem powietrza w komorze spalania. Emisja tlenków azotu zmienia się w szerokim zakresie wartości w zależności od współczynnika nadmiaru powietrza. Pełna konwersja następuje jedynie w przedziale λ od 0,9 do 0,99, po którym następuje gwałtowny wzrost emisji do wartości maksymalnej około 54 g/h przy $\lambda = 1,07$. Przy wartości współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 0,95$ w układzie wylotowym silnika zaczyna

rosnąć temperatura spalin (rys. 3). W kolektorze wylotowym temperatura spalin zmienia się od wartości 690°C do 715°C przy λ od 0,99 do 1,04, a następnie zmniejsza się jej wartość do 700°C przy $\lambda = 1,1$, osiągając w dalszym przedziale wartość około 690°C. W następstwie wzrostu temperatury spalania rośnie emisja NO_x , osiągając wartości powyżej 45 g/h w zakresie współczynnika nadmiaru powietrza λ od 1,0 do 1,15, przy czym maksymalna wartość to około 55 g/h. Od momentu uzyskania mieszanki stechiometrycznej różnica w emisji NO_x przed i za reaktorem katalitycznym wynosi około 5–10%.



Rys. 2. Emisja węglowodorów (HC) oraz tlenków azotu (NO_x) w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza (λ) z silnika zasilanego gazem ziemnym, zmierzona przed reaktorem katalitycznym (A) i za reaktorem katalitycznym (B)

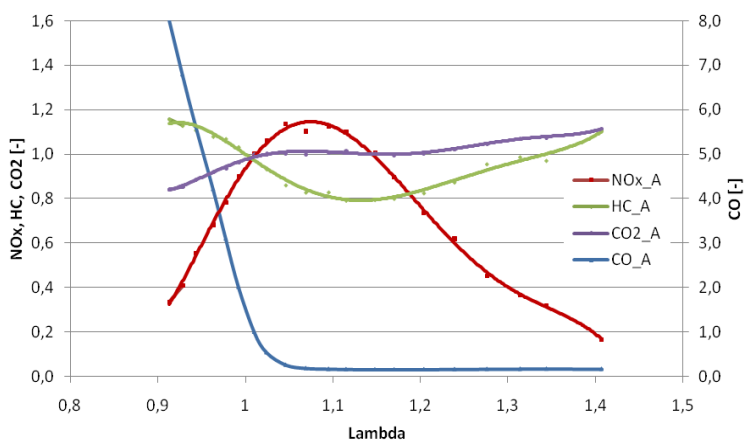
Fig. 2. Hydrocarbons (HC) and nitrogen oxides (NO_x) emissions as a function of the excess air coefficient (λ) for engine powered natural gas, measured before the catalytic converter (A) and by the catalytic converter (B)



Rys. 3. Zużycie gazu ziemnego oraz temperatura spalin w kolektorze wylotowym w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza (λ)

Fig. 3. Natural gas consumption and exhaust temperature in the exhaust manifold as a function of the excess air coefficient (λ)

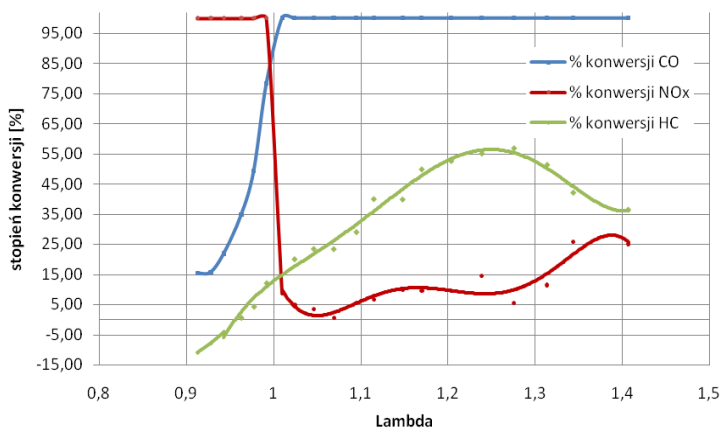
Wykres na rysunku 4 zawiera porównanie względnej emisji poszczególnych składników spalin przed reaktorem katalitycznym w odniesieniu do emisji przy stechiometrycznym składzie mieszanki, którą przyjęto jako wartość odniesienia. Emisja CO_2 ma stałą wartość, począwszy od $\lambda = 1,0$ do $\lambda = 1,2$. Równocześnie od wartości współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 1,1$ emisja CO jest stała i ma małą wartość, wynoszącą ok. 15–17% wartości emisji dla $\lambda = 1$. W przypadku węglowodorów emisja jest również bardzo mała, a jej minimum przypada dla przedziału współczynnika nadmiaru powietrza λ wynoszącego od 1,07 do 1,2. Charakterystyka emisji NO_x w analizowanym zakresie λ powoduje, iż trudno znaleźć optymalny obszar pracy silnika z punktu widzenia emisji tego związku do atmosfery w powiązaniu z pozostałymi szkodliwymi składnikami spalin.



Rys. 4. Względna emisja szkodliwych składników spalin przed reaktorem katalitycznym w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza (λ) odniesiona do emisji przy mieszance stechiometrycznej

Fig. 4. The comparative harmful substances emission before the catalytic converter as a function of the excess air coefficient (λ), in relation to the stoichiometric mixture emissions

Stopień konwersji toksycznych składników spalin w reaktorze katalitycznym został przedstawiony na rysunku 5. Dla mieszanki stechiometrycznej ($\lambda = 1$) stopień konwersji tlenków węgla wynosi 89%, tlenków azotu 61%, a węglowodorów 14%. Konwersja CO równa 100% następuje od wartości $\lambda = 1,01$, natomiast dla NO_x do wartości $\lambda = 0,99$. W przypadku HC maksymalny stopień konwersji wynosi 57% i jest uzyskiwany przy $\lambda = 1,27$.



Rys. 5 Stopień konwersji toksycznych składników spalin w reaktorze katalitycznym w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza (λ)

Fig. 5. Conversion efficiency of the toxic elements in the catalytic converter as a function of the excess air coefficient (λ)

5. Wnioski

Producenci pojazdów coraz częściej decydują się na zamieszczenie wśród wersji danego modelu również pojazdu z silnikiem zasilanym dwupaliwowo-benzyną i gazem ziemnym lub tylko gazem ziemnym. Wynika to z konieczności zmniejszenia niekorzystnego oddziaływania motoryzacji na środowisko oraz z potrzeby ekonomii eksploatacji pojazdów, której oczekują użytkownicy. Fabrycznie zamontowany układ charakteryzuje się precyzyjnie dostosowanymi parametrami pracy silnika do zastosowanego paliwa, co w przypadku tak zwanych nakładkowych systemów zasilania gazem jest trudne do uzyskania, w związku z czym niekoniecznie daje pozytywny efekt ekologiczny.

Na stanowisku hamowni silnikowej przeprowadzono pomiary emisji szkodliwych składników spalin w zależności od współczynnika nadmiaru powietrza dla silnika będącego przedstawicielem starszej generacji rozwiązań konstrukcyjnych, do którego dostosowano układ zasilania gazem ziemnym. Badanie silnika na hamowni silnikowej nie daje możliwości porównania wielkości emisji składników spalin z obowiązującymi normami. Dlatego wykonano analizę względną emisji, wynikającą ze składu mieszanki, zapewniając stałe warunki pracy silnika.

Emisja dwutlenku węgla w analizowanym zakresie współczynnika nadmiaru powietrza była bardzo wysoka, jednak ten sam silnik zasilany benzyną wykazywał jeszcze większą emisję dwutlenku węgla, co wynika ze znacznie mniejszej zawartości węgla w gazie ziemnym. Podobnie kształtowała się sytuacja w przypadku emisji tlenków azotu, która również była wysoka w całym badanym zakresie i jednocześnie niższa niż przy zasilaniu benzyną, co także jest konsekwencją składu chemicznego paliwa. Uzyskanie niższej wartości emisji tych składników wymagałoby optymalizacji procesu spalania oraz wzrostu stopnia sprężania podczas zasilania silnika gazem ziemnym. Stężenie objętościowe tlenu węgla w surowych

spalinach, w zakresie zasilania silnika mieszanką ubogą, od wartości współczynnika nadmiaru powietrza 1,1, było bardzo małe. Natomiast w zakresie od mieszanki stechiometrycznej po bogatą emisja tlenu węgla bardzo gwałtownie wzrastała, uzyskując 8-krotnie wyższą wartość. Emisja węglowodorów w całym zakresie pomiarów była bardzo mała, ale też stopień konwersji tego składnika w reaktorze katalitycznym nie był duży. Może to wskazywać, iż przeważającą większość emitowanych węglowodorów stanowił metan, a sprawność konwersji metanu w reaktorach katalitycznych jest bardzo mała [3].

Z punktu widzenia poziomu emisji poszczególnych składników spalin w surowych spalinach, jak również z punktu widzenia sprawności silnika w badanym zakresie pracy, jego zasilanie ubogą mieszanką gazu ziemnego z powietrzem o współczynniku nadmiaru powietrza 1,2 wydaje się być najbardziej korzystne. Aby dokonać pełnej analizy wpływu składu mieszanki palnej na skład spalin, w celu wybrania optymalnego zakresu współczynnika nadmiaru powietrza, należy przeprowadzić pomiary dla pozostałych punktów pracy silnika.

Literatura

- [1] Bernhardt M., Dobrzyński S., Loth E., *Silniki Samochodowe*, WKiŁ, Warszawa 1974.
- [2] Brzeżański M., *Emisja toksycznych składników spalin w fazie nagrzewania się silnika o zapłonie iskrowym z zastosowaniem akumulatora ciepła*, Monografia nr 326, seria Mechanika, Kraków 2007.
- [3] Kruczyński S., *Trójfunkcyjne reaktory katalityczne*, Warszawa–Radom 2004.
- [4] Merkisz J., Pielecha I., *Alternatywne napędy pojazdów*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2006.
- [5] Merkisz J., Pielecha I., Radziński S., *Pragmatyczne podstawy ochrony powietrza atmosferycznego w transporcie drogowym*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2009.
- [6] Merkisz J., Radziński S., *Analiza metod pomiaru emisji węglowodorów według przepisów europejskich dotyczących emisji zanieczyszczeń z pojazdów*, „Silniki Spalinowe” 1/2009 (136), 76-89.
- [7] Molenda J., *Gaz ziemny – paliwo i surowiec*, WNT, Warszawa 1996.
- [8] Niewiarowski K., *Tłokowe silniki spalinowe*, WKiŁ, Warszawa 1983.
- [9] Ochęduszek S., Szargut J., Górniak H., Guzik A., Wilk S., *Zbiór zadań z termodynamiki technicznej*, PWN, Warszawa 1975.
- [10] Romaniszyn K.M., *Alternatywne zasilanie samochodów benzyną oraz gazami LPG i CNG. Badania porównawcze dynamiki rozpędzania i emisji spalin*, WNT, Warszawa 2007.

TOMASZ KNIAZIEWICZ, LESZEK PIASECZNY*

WPŁYW GŁĘBOKOŚCI AKWENU MORSKIEGO NA CHARAKTERYSTYKI ŚRUBOWE EMISJI TOKSYCZNYCH SKŁADNIKÓW SPALIN SILNIKÓW OKRĘTOWYCH

EFFECT OF DEPTH OF THE SEA AREA ON THE SCREW CHARACTERISTICS OF EMISSIONS OF TOXIC COMPOUNDS IN EXHAUST FROM MARINE DIESEL ENGINES

Streszczenie

W artykule przedstawiono metodę identyfikacji charakterystyk emisji toksycznych składników spalin silników okrętowych, wykorzystującą uogólnione charakterystyki oporowe okrętów i charakterystyki śrubowe ich silników. Charakterystyki te wyznaczono na podstawie identyfikacji parametrów ruchu statków morskich rejestrowanych w systemie AIS. Przedstawiono sposoby uwzględniania rzeczywistych warunków pracy okrętowego układu napędowego podczas pływania jednostki na akwenu o małej głębokości wody i podano wyniki badań silnika Sulzer typu 6AL20/24, dla którego symulowano warunki obciążeń, wynikające ze zmian głębokości akwenu, na którym pływa odpowiadający mu okręt. Badania te pozwoliły uzyskać wiele charakterystyk śrubowych stężenia, natężenia i emisji jednostkowej toksycznych składników spalin.

Słowa kluczowe: silniki okrętowe, charakterystyki emisji

Abstract

This paper presents a method to identify the determining of the characteristics of toxic compounds in exhaust from marine Diesel engines using generalized resistance characteristics of ships and the screw characteristics of their engines. These characteristics were determined on the basis of the identification of the ships movement registered in the AIS. The paper presents how to integrate real working conditions of ship propulsion system during navigation on the area of low depth of water and gives the results of the study of Sulzer 6AL20/24 engine for which simulated the conditions of the engine load resulting from changes in the depth of the basin in which the corresponding the navigation ship. These studies have generated a number of the screw characteristics of concentration, intensity and emission of toxic compounds in exhaust.

Keywords: marine engines, characteristics of emission

* Prof. dr hab. inż. Leszek Piaseczny, dr in. Tomasz Kniaziewicz, Instytut Budowy i Eksploatacji Okrętów, Wydział Mechaniczno-Elektryczny, Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni.

1. Wstęp

W warunkach użytkowania okrętu rozróżnia się żeglugę na drodze wodnej nieograniczonej, której wpływ na zmiany oporu kadłuba jest pomijalnie mały, oraz na drodze wodnej ograniczonej, na której wpływ jej głębokości na opory ruchu okrętu jest znaczący. Kryteria oceny wpływu ograniczeń drogi wodnej (toru wodnego) na kształtowanie opływu kadłuba nie są jednoznaczne. Na przykład, według [1, 2] woda nieograniczona pod względem głębokości powinna spełniać warunek, że $h > 20 \cdot T$ (gdzie: h – głębokość wody, T – maksymalne zanurzenie okrętu). Ustalenia PIANC (Międzynarodowe Stowarzyszenie Żeglugowe) wprowadzają cztery różne rodzaje wody ograniczonej (płytkiej): woda głęboka, gdy $h/T > 3$; woda średnio głęboka, gdy $1,5 < h/T < 3,0$; woda płytka, jeżeli $1,2 < h/T < 1,5$, oraz bardzo płytka woda, kiedy $h/T < 1,2$.

Na wzrost oporów kadłuba znaczący wpływ ma pogorszenie warunków zewnętrznych, a mianowicie: pływanie na wodach płytkich, w kanałach, przy silnych prądach wodnych, pływanie w sztormie, a także w następstwie zwiększenia zanurzenia (np. w wyniku zwiększenia ładunku, balastowania pustych zbiorników i przestrzeni ładunkowych czy też zmniejszenia gęstości – zasolenia wody), zwiększenia części wystających oraz chropowatości kadłuba w następstwie jego porostania organizmami morskimi i korozji.

Ogólne zasady modelowania wpływu warunków zewnętrznych na opory okrętu i obciążenie silnika napędu śrubowego w kontekście ich wpływu na emisję związków toksycznych zawartych w spalinach podano w pracach [3, 4]. W niniejszym artykule autorzy przedstawiają szczegółowe informacje o toku modelowania wpływu głębokości akwenu morskiego na charakterystyki oporowe i charakterystyki emisji toksycznych składników spalin.

2. Wpływ głębokości wody na opór pływania okrętu

Ograniczenie głębokości wody wpływa na wszystkie składowe opory pływania okrętu. Ograniczona głębokość wody h , wyrażona podanym wyżej stosunkiem do zanurzenia okrętu $h/T > 1$, w sposób znaczący wpływa na charakter opływu kadłuba przez wodę i wartość generowanego oporu. Przy przejściu okrętu z wody głębokiej na wodę płytką zmienia się charakterystyka układu falowego, zmieniają się wielkości amplitud generowanych fal, powodując przede wszystkim znaczną zmianę oporu falowego. Jednocześnie zmianie ulegają lokalne wartości liczby Reynoldsa, wskazujące na zmiany własności przepływu związane z lepkością wody. Pojawia się także zjawisko przepływu wstecznego oraz występują efekty wywołane oderwaniem przepływu. W rezultacie następują zmiany oporu lepkościowego (składowej oporu tarcia) w porównaniu z oporem kadłuba na wodzie głębokiej.

Ogólnie ocenia się, że dla stosunku głębokości wody do zanurzenia $h/T > 3$ zmiana oporu tarcia i kształtu jest nieznaczna, natomiast dla mniejszych głębokości wody w granicach $h/T = 1,5-2,5$ opór ten może wzrosnąć o 10–15% w porównaniu do oporu kadłuba na wodzie głębokiej [1, 2, 5, 6].

Zasadnicze zmiany dotyczą składowej oporu falowego, które wynikają ze zmian charakterystyki układu falowego na wodzie płytkiej, kiedy to zwiększenie się prędkości okrętu powoduje zwiększenie długości fal w układzie fal poprzecznych. Zwiększa się również kąt pochylenia obwiedni układu tych fal, co sprawia, że wierzchołki układu fal skośnych zbliżają się do fal poprzecznych. W okolicy dziobu kadłuba tworzy się fala odosobniona przemiesz-

czająca się razem z okrętem. Na rufie powstaje również fala odosobniona, ale o mniejszej wysokości. Opór falowy osiąga maksymalną wartość przy prędkości krytycznej, po przekroczeniu której kadłub okrętu generuje wtórny układ fal, składający się z dwóch pęków fal skośnych. Prędkość krytyczna okrętu, która jest równa prędkości krytycznej rozchodzenia się generowanej fali na wodzie płytkiej, określona jest zależnością:

$$v_{kr} = \sqrt{g \cdot h} \quad (1)$$

gdzie: g [m/s²] jest przyspieszeniem ziemskim.

W opisie oporu okrętu na wodzie stosuje się często jedno z podstawowych kryteriów podobieństwa hydrodynamicznego, a mianowicie liczbę Froude'a Fn_h , odniesioną do głębokości wody:

$$Fn_h = Fn \cdot \sqrt{\frac{L}{h}} = \frac{v}{\sqrt{g \cdot h}} \quad (2)$$

gdzie:

$$Fn = \frac{v}{\sqrt{g \cdot L}} \quad \text{– podstawowa postać liczby Froude'a, odniesiona do długości } L \text{ kadłuba okrętu.}$$

Można zauważyć, że prędkość rozchodzenia się fali poprzecznej na wodzie płytkiej jest funkcją liczby Fn_h . Prędkość v_h osiąga wartość krytyczną v_{kr} przy krytycznej liczbie Froude'a, której wartość wynosi $Fn_{h(kr)} = 1$.

Z podanej w pracach [1, 2, 6] analizy charakterystyki układu falowego na wodzie płytkiej wynika, że zasadniczy wpływ na zmianę kształtu generowanego układu falowego ma malejąca prędkość, z jaką przemieszcza się energia zawarta w falach przy przejściu z wody głębokiej na wodę płytką o głębokości h , co wyraża się relacją:

$$v_h = v \sqrt{\operatorname{tg} h \left(\frac{2\pi h}{\lambda} \right)} \quad (3)$$

gdzie:

$$\begin{aligned} v_h \text{ [m/s]} &\text{ – prędkość fali na wodzie płytkiej o głębokości } h, \\ v \text{ [m/s]} &\text{ – prędkość fali na wodzie głębokiej,} \\ \lambda \text{ [m]} &\text{ – długość fali.} \end{aligned}$$

Na podstawie powyższych uwag należy podkreślić, że o ile prędkość rozchodzenia się fal na wodzie głębokiej jest równa prędkości okrętu, o tyle po wplynięciu na wodę płytką prawidłowość ta zostaje zakłócona, ponieważ długość fal rośnie, a ich prędkość maleje. Prędkość krytyczna okrętu na wodzie płytkiej o ustalonej głębokości jest przy tym równa maksymalnej prędkości, z jaką może przemieszczać się fala odosobniona na wodzie płytkiej o takiej samej głębokości. Charakterystyczną cechą fali odosobnionej jest to, że cały jej profil jest wypiętrzony ponad poziom niezakłóconej, co jest związane z wydatkowaniem odpowiedniego nakładu energii i stąd wzrostem siły oporu kadłuba okrętu. Fala odosobniona przenosi przy tym energię z prędkością jej przemieszczania.

Przy prędkości pływania mniejszej od $v_h = 0,4 \cdot v_{kr}$ opływ kadłuba praktycznie nie różni się od opływu na wodzie głębokiej i stąd można przyjąć, że i wartość oporu danego okrętu na wodzie płytkiej przy tych prędkościach nie różni się istotnie od oporu na wodzie głębokiej. Przy prędkościach pływania mieszczących się w przedziale $0,4 \cdot v_{kr} < v_h \leq 0,75 \cdot v_{kr}$ charakte-

rystyka układu falowego ulega znacznej zmianie, to znaczy zwiększa się kąt propagacji fal skośnych, rosną amplitudy fal skośnych i fal poprzecznych, a opór wzrasta w porównaniu z oporem na wodzie głębokiej. Przy prędkościach w przedziale $0,75 \cdot v_{kr} < v_h \leq v_{kr}$ prawie cały układ falowy koncentruje się w dwóch spiętrzonych falach poprzecznych, mających charakter fal odosobnionych, generowanych w pobliżu rufy i dziobu kadłuba. W tym zakresie prędkości opór okrętu osiąga maksymalną wartość. Przy prędkości $v_h > v_{kr}$ fale, nie nadążając za okrętem, pozostają w tyle, generowane są jedynie drobne fale skośne, okręt płynie ze znacznym udziałem wyporu hydrodynamicznego, a opór całkowity po przekroczeniu prędkości krytycznej zmniejsza się [1, 2].

Powyższe dane wskazują, że do wyznaczenia oporu okrętu na akwenach o ograniczonych głębokościach można zastosować sposób, polegający na porównaniu wartości oporu na wodzie głębokiej przy określonej prędkości pływania v z oporem na wodzie płytkiej przy innej ekwiwalentnej prędkości ruchu v_h . Przyjęto więc, że opór kadłuba na wodzie głębokiej przy prędkości v jest równy oporowi na wodzie płytkiej przy prędkości:

$$v_h = v \sqrt{\operatorname{tg} h \left(\frac{2\pi h}{\lambda} \right)} \quad (4)$$

Do wyznaczenia oporu kadłuba określonego okrętu na wodzie płytkiej konieczna jest zatem znajomość jego standardowej charakterystyki oporowej (oporu w zależności od prędkości pływania) podczas pływania na wodzie głębokiej.

3. Charakterystyki oporowa i śrubowa dla pływania na akwenach o różnej głębokości

Podstawowa charakterystyka opisująca warunki pracy silnika głównego w okrętowym układzie napędowym wynika z charakterystyki oporowej jednostki pływającej oraz charakterystyki śruby napędowej. Charakterystyki oporowe wyznaczać można metodami obliczeniowymi na podstawie dostępnych danych dla określonej jednostki pływającej. Do wyznaczania oporu całkowitego jednostek pływających o kadłubach wypornościowych użytkowanych w normalnych warunkach jest często stosowana metoda opisana w pracy [7]:

$$R = g \left\{ 0,17 \cdot \Omega \cdot v^{1,825} + 1,45 \left(24 - \frac{L}{B} \right) \delta^{\frac{s}{2}} \frac{D}{L^2} v^4 \right\} \quad (5)$$

gdzie:

- g [m/s²] – przyspieszenie ziemskie,
- Ω [m²] – pole powierzchni zwilżonej kadłuba,
- v [m/s] – prędkość okrętu,
- B, L [m] – szerokość kadłuba i długość wodnicy konstrukcyjnej,
- δ – współczynnik pełnotliwości kadłuba,
- D [t] – wyporność okrętu.

Charakterystyki mocy holowania jednostki oraz zapotrzebowanej mocy użytecznej silnika napędowego z zależności o ogólnych postaciach:

$$P_h = R \cdot v \quad (6)$$

$$P_e = \frac{R \cdot v}{\xi_o \cdot \eta_{LW} \cdot \eta_r} \quad (7)$$

gdzie:

- P_h [kW] – moc holowania,
- P_e [kW] – moc użyteczna silnika głównego (silników głównych),
- R [kN] – opór całkowity okrętu na wodzie głębokiej (R),
- ξ_o [-] – sprawność napędowa układu,
- η_{LW} [-] – sprawność linii wałów,
- η_r [-] – sprawność przekładni redukcyjnej.

Przyjmując na podstawie literatury [5] średnie wartości współczynników dla układów napędowych wyposażonych w tłokowe silniki spalinowe wolnoobrotowe ($\xi_o = 0,65$, $\eta_{LW} = 0,985$, $\xi_k = 1$), wzór do przybliżonego obliczenia użytecznej mocy zapotrzebowanej uprosi się do postaci:

$$P_{e_w} \approx 1,56 \cdot R \cdot v \quad (8)$$

natomiast w przypadku układów napędowych z tłokowymi silnikami spalinowymi szybkoobrotowymi ($\xi_o = 0,55$, $\eta_{LW} = 0,985$, $\eta_r = 0,97$, $\xi_k = 1$) do postaci:

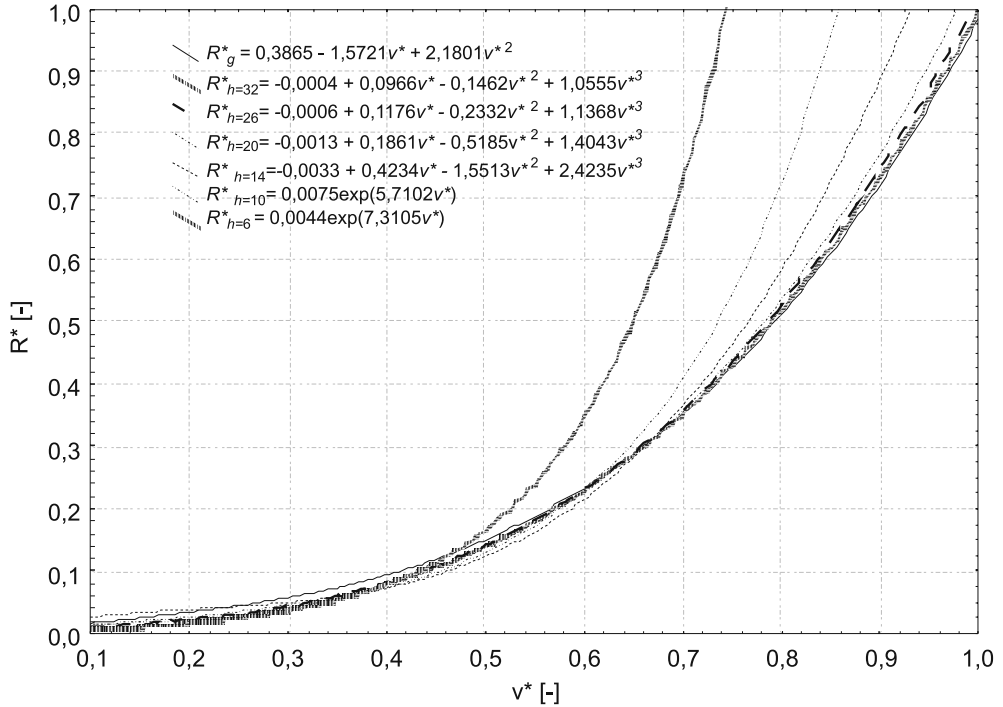
$$P_{e_s} \approx 1,9 \cdot R \cdot v \quad (9)$$

Do obliczeń charakterystyk śrubowych oporu i mocy silnika napędowego, w ramach pracy [8] opracowano program Power, w którym wielkości podstawowe (w tym pobierane z systemu identyfikacji ruchu statków AIS) stanowią: prędkość nominalna okrętu, moc nominalna silnika napędu śrubowego, wymiary główne okrętu ($L \times B \times T$), prędkość bieżąca okrętu [w], współczynnik pełnotliwości kadłuba δ (dobierany w zależności od rodzaju okrętu). Program oblicza wielkości stałe: pole powierzchni zwilżonej kadłuba, moc holowania P_h – według wzoru (6), moc użyteczną P_e – według wzoru (7), współczynnik smukłości kadłuba, powierzchnię poprzeczną rzutu nadwodnej części kadłuba, współczynnik oporu powietrza dla nadbudówek opływowych, kąt pomiędzy kierunkiem wiatru i kursem okrętu oraz inne zależności:

- przelicznik prędkości v [m/s] = $0,5145 \cdot v$ [w],
- liczba Reynoldsa $Re = v \cdot L / \nu$ gdzie: $\nu = 1,18 \cdot 10^{-6}$ [m²/s],
- liczba Froude'a $Fn = v \cdot (g \cdot L)^{-0,5}$,
- współczynnik tarcia płyty $c_{Fo} = 0,075 / (\lg Re - 2)^2$,
- współczynnik tarcia kadłuba okrętu $c_v = (1 + k) \cdot c_{Fo}$,
- opór tarcia kadłuba okrętu $R_v = c_v \cdot \rho \cdot \Omega \cdot v^2 / 2$ [kN],
- gęstość wody morskiej $\rho = 1026$ [kg·m⁻³],
- współczynnik korygujący $k_1 = c_w / c_v = c_1 \cdot (Fn)^{4,2} \cdot (L/L_o)^{0,3}$,
- skorygowany opór tarcia kadłuba okrętu $R_o = [k_1 (v/v_n)^6 + (v/v_n)^{1,8}] \cdot R_v$ [kN],
- dodatkowy opór uwzględniający konstrukcyjną chropowatość powierzchni kadłuba okrętu $\Delta R_F = \Delta c_F \cdot \Omega \cdot v^2 / 2$ [kN] gdzie: $\Delta c_F = 0,4 \cdot 10^{-3}$,
- opór części nawodnej okrętu $R_p = c_p \cdot \rho_{pow} \cdot A_p \cdot \cos \varphi \cdot v^2$ [kN],
- gęstość powietrza $\rho_{pow} = 1,2$ [kg·m⁻³],
- współczynnik porośnięcia kadłuba R_{por}

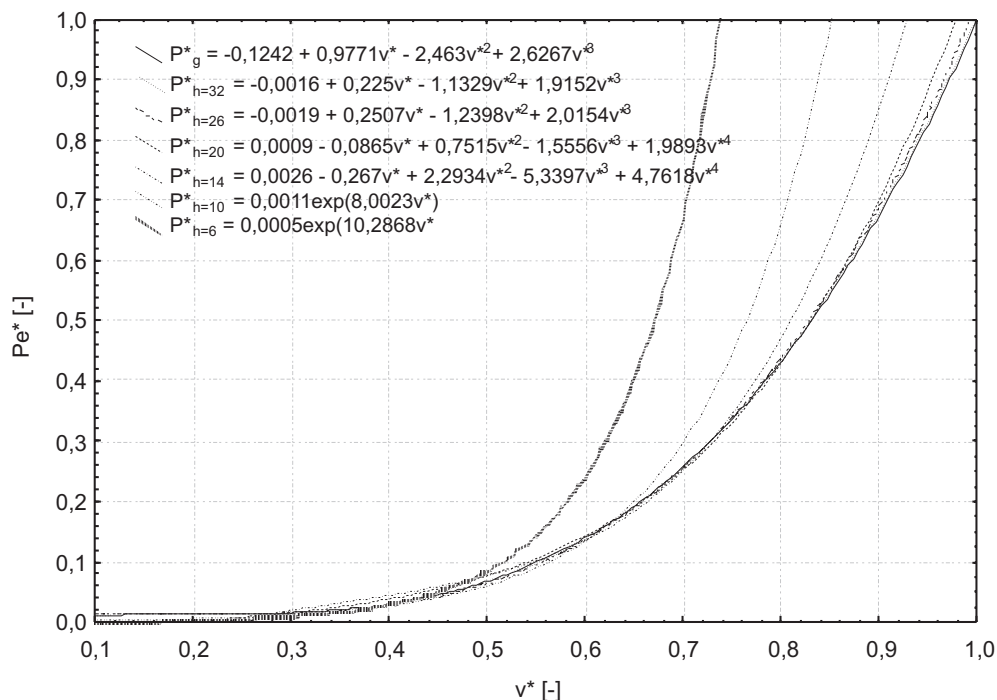
- opór całkowity okrętu $R = (1 + R_{\text{por}}) \cdot (R_o + \Delta R_F) + R_p$ [kN],
- moc efektywna $P_{e(w)} = 1,56 \cdot R \cdot v$ [kW].

Obliczone z użyciem programu Power dla około 3500 jednostek identyfikowanych przez system AIS [9] wartości oporu względnego R^* oraz mocy użytecznej silnika P_e^* , w zależności od początkowych wartości prędkości (na wodzie głębokiej) v_g oraz zmienionych wartości na wodzie płytkiej, wyznaczają charakterystyki oporową oraz mocy silnika (pęki krzywych) w rzeczywistych warunkach użytkowania jednostki na ograniczonej i nieograniczonej głębokości akwenu pływania, które przedstawiono na rys. 1 i 2.



Rys. 1. Uśrednione charakterystyki oporowe (w wartościach względnych) w rzeczywistych warunkach pływania okrętu na akwenach o różnej głębokości wody

Fig. 1. Averaged resistance characteristics (in relative value) in real conditions of the ship navigation by changes in depth of water area



Rys. 2. Uśredniona zależność mocy silnika napędu głównego okrętu od prędkości pływania na akwenach o różnej głębokości wody (wartości względne)

Fig. 2. Average of dependence of relative effective power of main engine on relative vessel speed on areas of varying water depth (relative value)

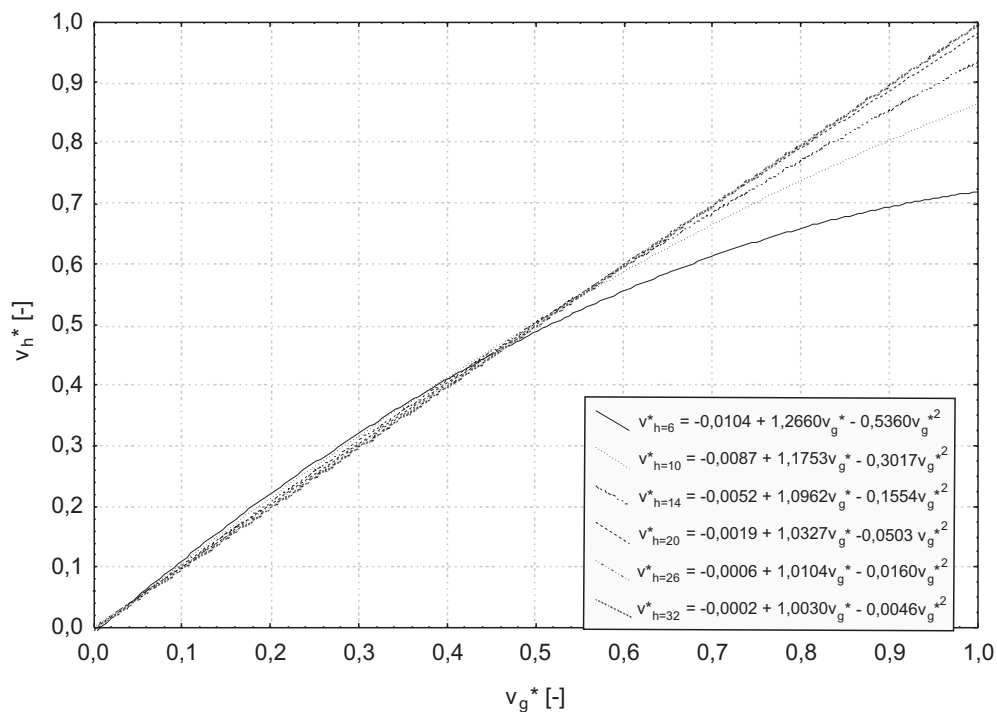
Z charakterystyk tych wynika, że istotne zmiany oporu oraz mocy silnika występują przy zmniejszonej głębokości akwenu do $h \leq 20$ m (są coraz większe wraz ze zmniejszaniem się głębokości wody).

Na rys. 3 pokazano zmiany (spadek) prędkości w następstwie wplynięcia jednostki na akwen o ograniczonej głębokości wody.

Zależność mocy silnika głównego od oporu jednostki pływającej $P_e^* = f(R^*)$, przedstawiono na rys. 4.

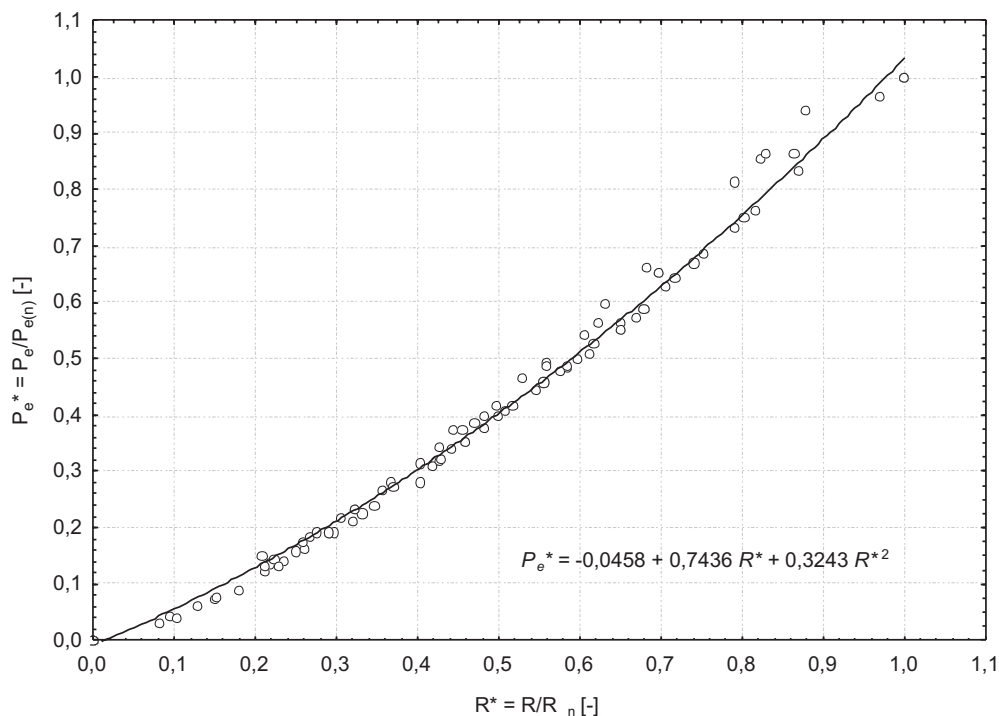
Szczególną cechą tej charakterystyki jest to, że nie ulega ona zmianie pod wpływem oddziaływania warunków zewnętrznych pływania statku i wykorzystania okrętowego układu napędowego. Przy niezmiennym stanie technicznym elementów układu napędowego położenie tej charakterystyki nie zmienia się po zmianie oporu (zmianie warunków zewnętrznych pływania i wykorzystania) jednostki pływającej. Właściwość ta wynika stąd, że zmiana warunków pracy układu napędowego pod wpływem warunków zewnętrznych w sposób ciągły pociąga za sobą również w sposób ciągły zmianę:

- prędkości pływania jednostki,
- użytecznej mocy holowania silnika napędowego.



Rys. 3. Zależność prędkości okrętu na wodzie płytkiej od prędkości początkowej na wodzie głębokiej dla różnych głębokości akwenu

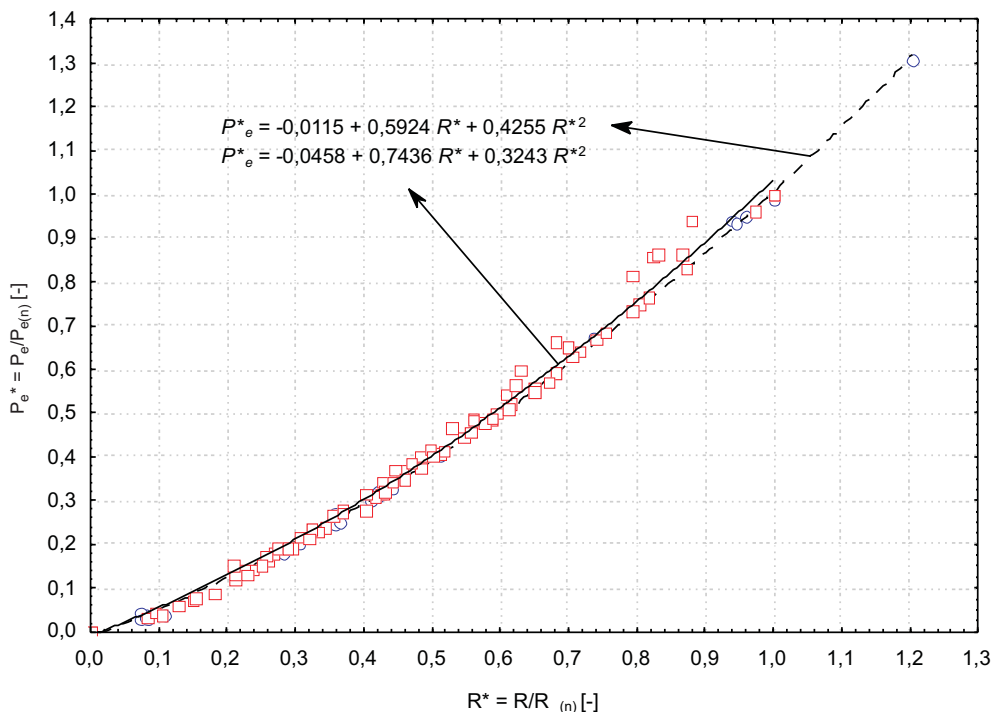
Fig. 3. Dependence of the ship's speed in shallow water from the initial speed on the water depth for different depths of the water area



Rys. 4. Uśredniona charakterystyka obciążeniowa głównego silnika napędowego, R^* – opór względny, P_e^* – moc względna

Fig. 4. Average of load characteristic of main engine, R^* – relative resistance, P_e^* – relative effective power

Niezmienność tej charakterystyki potwierdzają wykresy zamieszczone na rys. 5, które wyznaczone zostały na podstawie charakterystyk standardowych oraz na podstawie charakterystyk opisujących pracę silnika napędowego w innych warunkach użytkowania. Aktualną wartość mocy użytecznej P_e , jako podstawowej składowej określającej charakterystykę emisji toksycznych składników spalin silnika napędu śrubowego o znanej mocy nominalnej $P_{e(n)}$, podczas pływania z prędkością v na akwenu o różnej znanej głębokości pływania h [m], można wyznaczyć na podstawie zależności aproksymowanych zamieszczonych na rys. 1, 2 i 4.



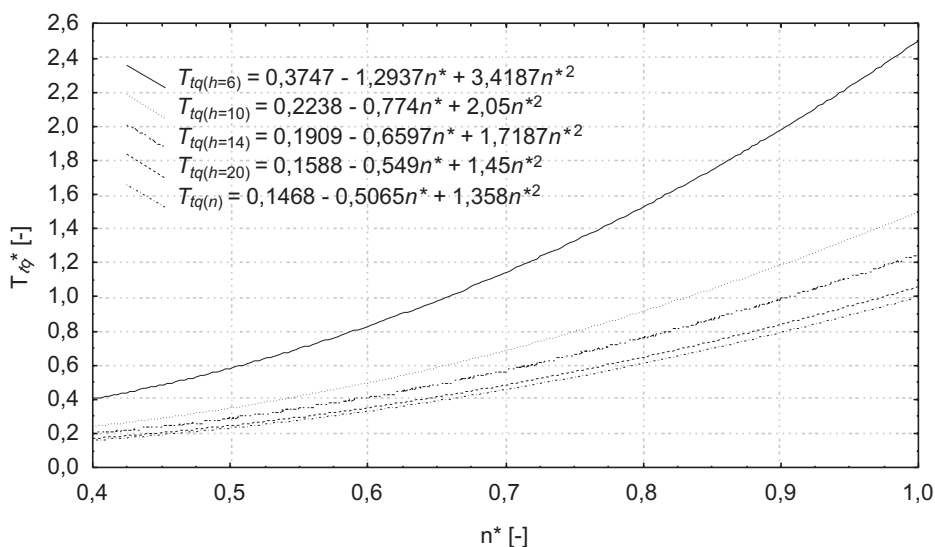
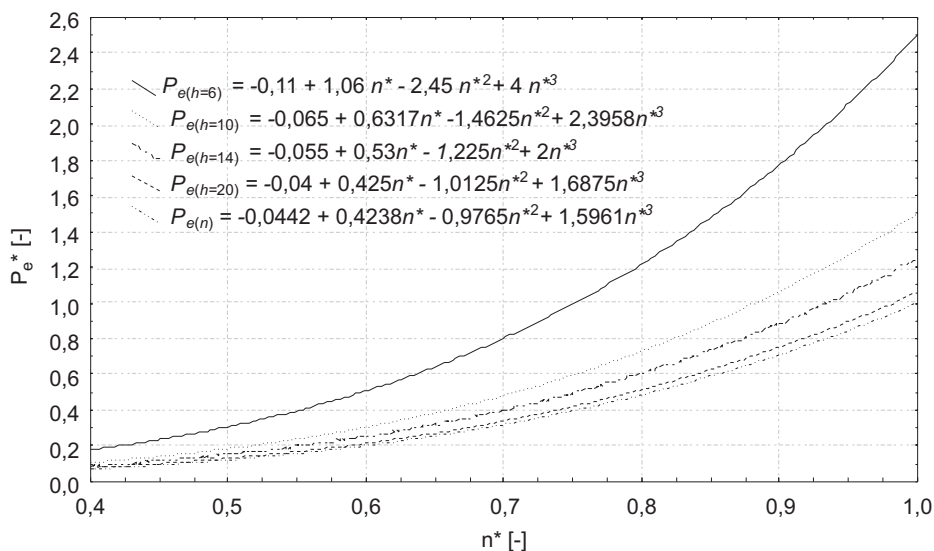
Rys. 5. Charakterystyki obciążeniowe silnika podczas pływania okrętu w normalnych (linia przerywana) i pogorszonych (linia ciągła) warunkach zewnętrznych

Fig. 5. Load characteristics of main engine during navigate of the ship in standard (dashed line) and deteriorate (solid line) external conditions

4. Określanie charakterystyk emisji toksycznych składników spalin

Na podstawie wyznaczonych analitycznie uśrednionych charakterystyk oporowych i wynikającego z nich zapotrzebowania mocy silnika napędowego można określić charakterystyki śrubowe mocy silnika okrętu pływającego na akwenach o różnej głębokości (rys. 6).

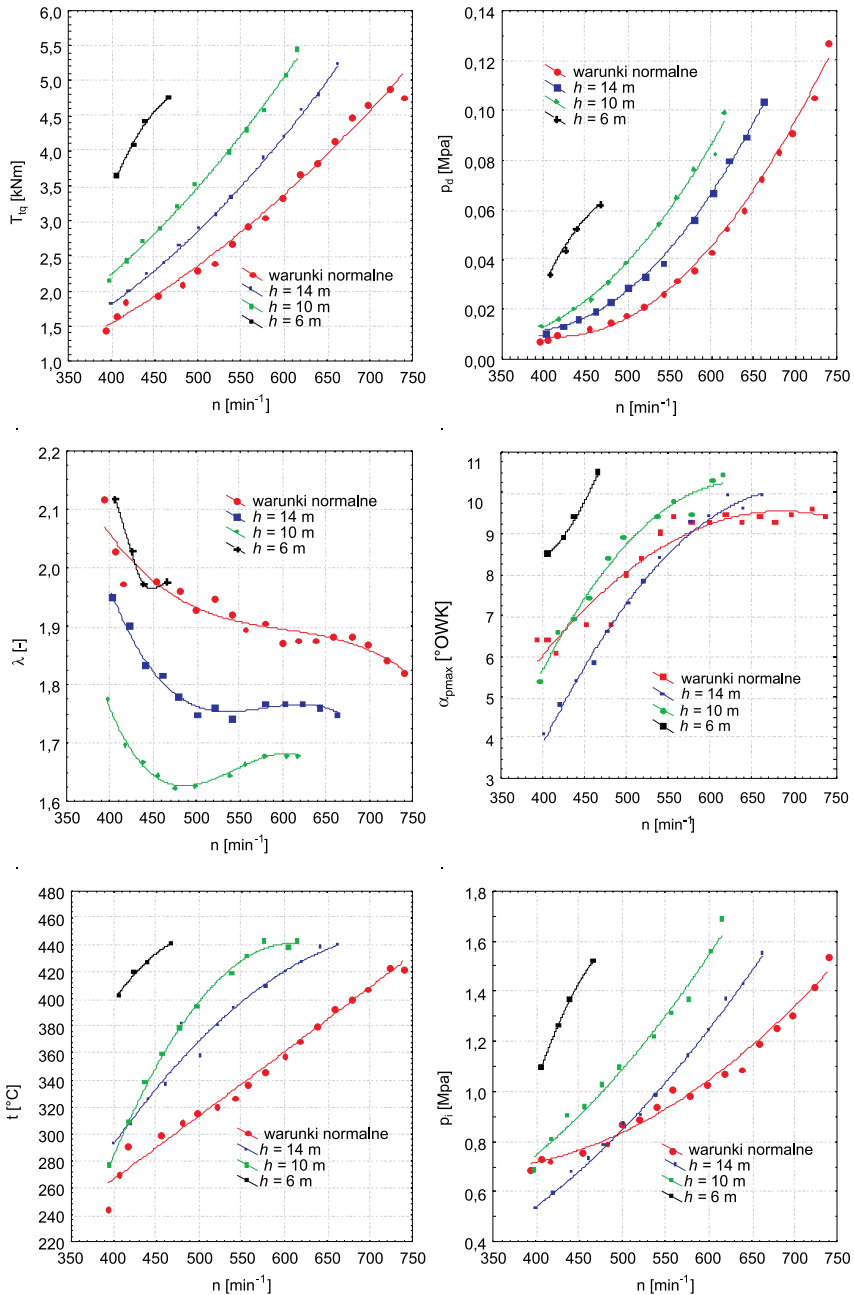
Na podstawie tych charakterystyk opracowano program badań na stanowisku hamowniowym silnika Sulzer typu 6AL20/24 ($P_{en} = 420 \text{ kW}$, $n_n = 750 \text{ min}^{-1}$). Celem tych badań było wyznaczenie charakterystyk śrubowych emisji toksycznych składników spalin w zadawanych warunkach obciążeń – odpowiednio do opracowanych charakterystyk śrubowych mocy i momentu obrotowego dla różnych głębokości akwenu morskiego, na którym pływa okręt o mocy napędu równej mocy badanego silnika.



Rys. 6. Charakterystyka śrubowa mocy P_e^* (a) i momentu obrotowego T_{tq} (b) silnika dla normalnych i małych głębokości akwenu

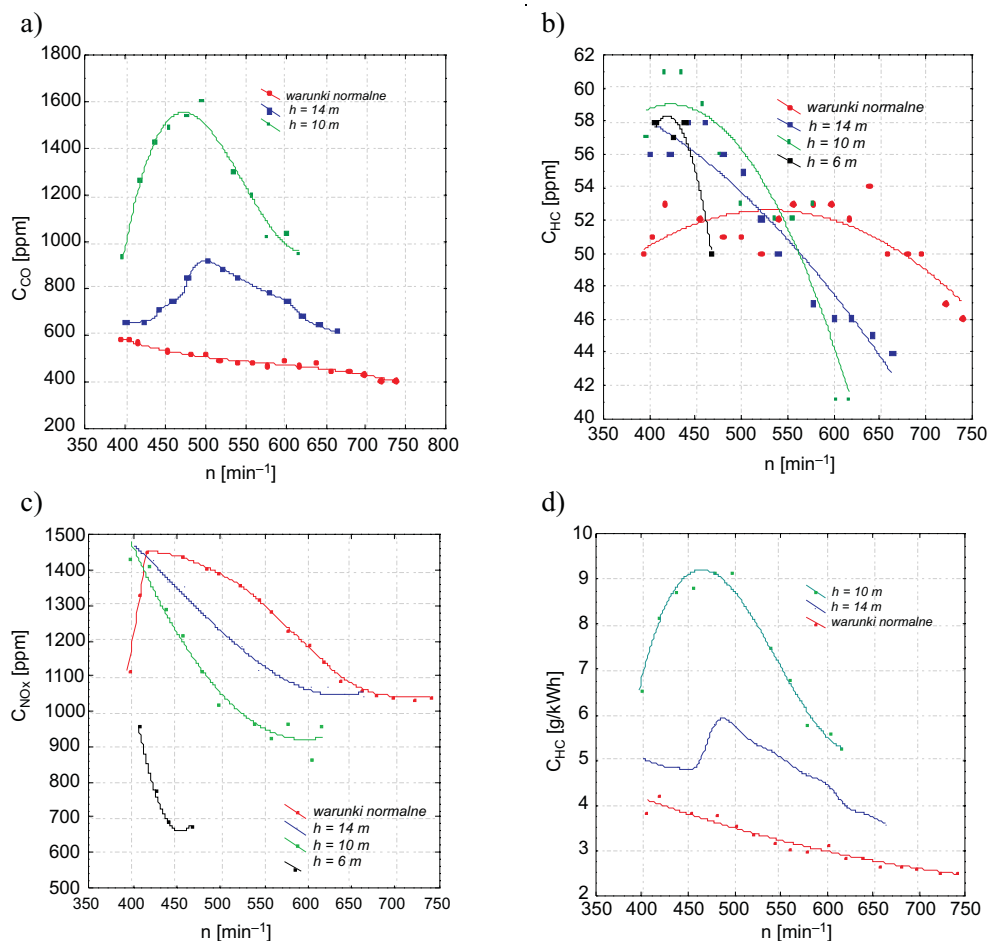
Fig. 6. Screw characteristic of power P_e^* (a) and torque T_{tq} (b) of the engine in standard and low depth of water area

Na rys. 7 przedstawiono charakterystyki śrubowe wybranych parametrów pracy badanego silnika w zadawanych warunkach pracy, odpowiadających charakterystyce oporowej dla różnych głębokości akwenu pływania okrętu, a na rys. 8 i 9 uzyskane wyniki tych badań: charakterystyki stężeń, natężenia i jednostkowej emisji toksycznych składników spalin.



Rys. 7. Charakterystyki śrubowe wybranych parametrów pracy silnika Sulzer typu 6AL20/24 w stanach pracy odpowiadających różnym głębokościom pływania okrętu – h

Fig. 7. Screw characteristics of selected parameters of engine Sulzer 6AL20/24 in condition of work by different depth of water area – h

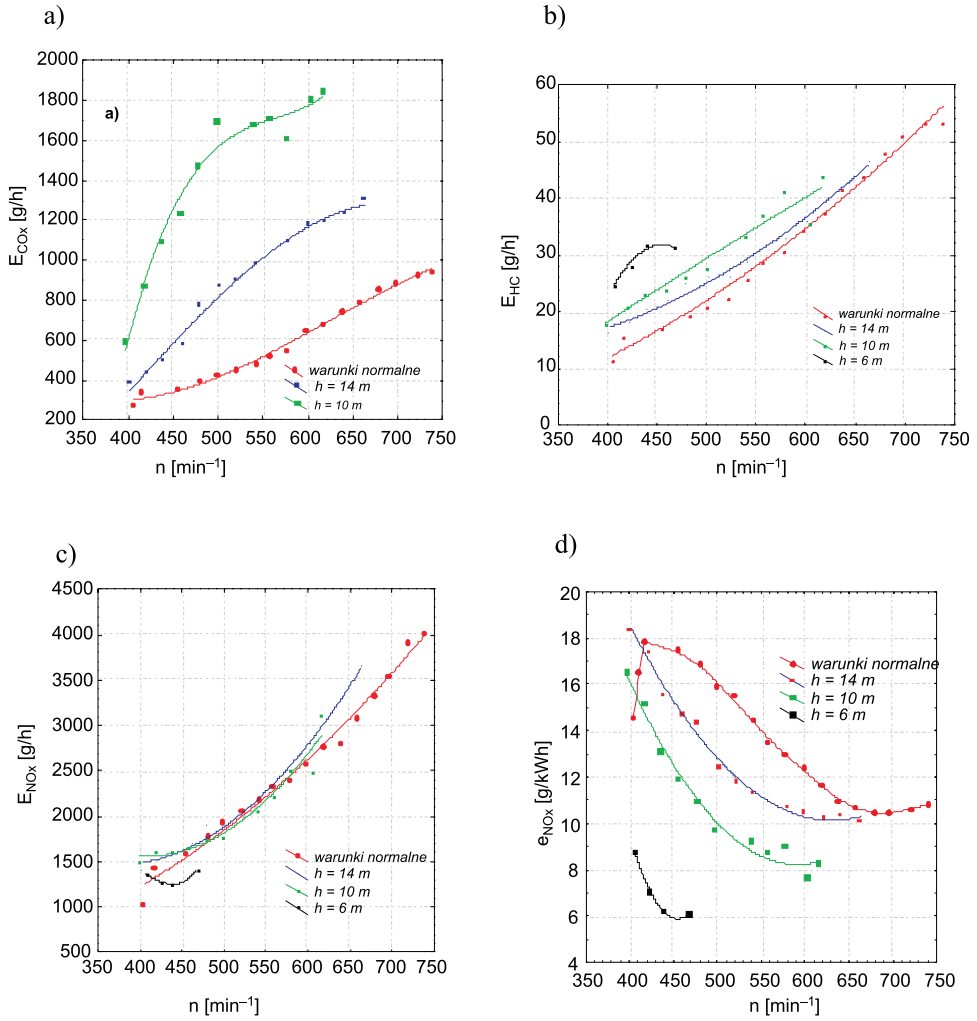


Rys. 8. Charakterystyki śrubowe stężeń CO, HC, NO_x (a, b, c) oraz emisji jednostkowej CO (d) dla różnych głębokości akwenu – h

Fig. 8. Screw characteristics of concentrations CO, HC, NO_x (a, b, c) and brake specific emissions CO (d) by changes in depth of water area – h

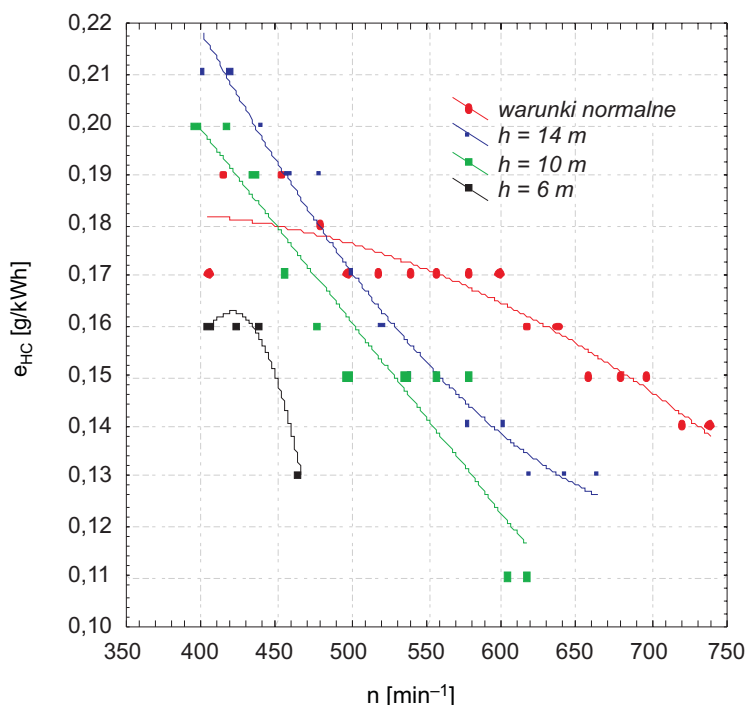
Z wykresów na rys. 7–10 wynika, że w następstwie pływania okrętu w pogorszonych warunkach spowodowanych zmniejszeniem głębokości akwenu (rys. 7 – wykres T_{iq}), występuje znaczny wzrost stężenia tlenu węgla w spalinach, a charakterystyka śrubowa stężenia CO zmienia przebieg na krzywą z wyraźnie zaznaczonym ekstremum (rys. 8a). Początkowo, wraz ze zwiększeniem prędkości obrotowej silnika, występuje zwiększenie się stężenia CO, które uzyskuje maksymalną wartość przy $n \cong 500$ min⁻¹, a następnie, mimo dalej zwiększającego się obciążenia, maleje i stabilizuje się na znacznie niższym poziomie. W punktach ekstremalnych stężenie CO zwiększa się blisko dwukrotnie podczas pływania na akwenu o głębokości $h = 14$ m i o ponad 3-krotnie na akwenu o głębokości $h = 6$ m w stosunku do stężenia podczas pracy w normalnych warunkach pływania okrętu – na akwenu o dużej

głębokości. Oprócz niekorzystnych warunków przygotowania procesu spalania (tworzenia jednorodnej mieszanki przy zwiększonej dawce paliwa) przyczyną początkowego zwiększenia się stężenia CO do wartości maksymalnej jest zmniejszający się współczynnik nadmiaru powietrza λ do wartości minimalnej przy $n \cong 500 \text{ min}^{-1}$ (rys. 7).



Rys. 9. Charakterystyki śrubowe natężenia emisji CO i NO_x (a, b, c) oraz emisji jednostkowej NO_x (d) dla różnych głębokości akwenu – h

Fig. 9. Screw characteristics of emission intensity CO, HC, NO_x (a, b, c) and brake specific emissions of NO_x (d) by changes in depth of water area – h



Rys. 10. Charakterystyki śrubowe emisji jednostkowej NO_x dla okrętu pływającego na akwenach o różnej głębokości – h

Fig. 10. Screw characteristics of brake specific emissions of NO_x for the ship navigate by changes in depth of water area – h

Zmniejszanie się stężenia CO po przekroczeniu prędkości obrotowej silnika $n = 500 \text{ min}^{-1}$, mimo dalszego zwiększania obciążenia, jest skutkiem użytecznego oddziaływania układu doładowania – następuje usprawnienie procesu roboczego przy stabilizacji wartości współczynnika λ na nieco wyższym poziomie. Należy jednak zauważyć, że stężenie CO zmniejsza się wtedy do wyższych wartości w porównaniu z charakterystyką śrubową normalną, które są zbliżone do wartości początkowych przy $n = 400 \text{ min}^{-1}$. Ogólnie można przyjąć, że duży wpływ na stężenie CO ma w tym przypadku układ doładowania, który praktycznie nie oddziałuje na przebieg procesu roboczego silnika przy jego prędkości obrotowej $n \leq 500 \text{ min}^{-1}$ – wg charakterystyki śrubowej. Należy również przyjąć, że bardzo niekorzystne warunki procesu roboczego silnika występują w skrajnie ciężkich warunkach, odpowiadających pływaniu okrętu na akwenie o głębokości $h = 6 \text{ m}$, dla których nie zdołano dokonać pomiaru stężenia CO ze względu na znaczne przekroczenie skali urządzenia pomiarowego (stacjonarny analizator „Horiba” serii 9000).

Zmiany stężenia węglowodorów w całym zakresie programu badań laboratoryjnych są bardzo małe i wynoszą $\Delta C_{\text{HC}} \cong 20 \text{ ppm}$ (rys. 8b). Rozważane pogorszenie warunków pracy silnika spowodowało wzrost stężenia HC od około 50 ppm do 60 ppm (około 8%), pomimo nieznacznych zmian wartości stężenia HC. Począwszy od prędkości obrotowej silnika $n = 500 \text{ min}^{-1}$, dostrzegalne jest zmniejszenie stężenia HC w pogorszonych warunkach pły-

wania okrętu w stosunku do normalnej charakterystyki śrubowej. Podobnie do charakterystyki śrubowej stężenia CO, wraz z pogorszeniem warunków zewnętrznych (rys. 7 – wykres T_{iq}) stężenie tlenków azotu C_{NOx} (rys. 8c) ulega znacznym zmianom, które dotyczą zarówno przebiegu charakterystyki śrubowej w normalnych, jak i pogorszonych (głębokością akwenu) warunkach pływania okrętu. Wypukła krzywa śrubowa (z wyraźnym ekstremum), odpowiadająca normalnym warunkom użytkowania okrętu, zmienia się tu jednak na krzywe o postaci wklęsłej bez widocznych punktów ekstremalnych. Przebieg charakterystyki śrubowej stężenia NO_x w normalnych warunkach pracy silnika znacznie odbiega od pozostałych charakterystyk. Zgodnie z tą charakterystyką stężenie NO_x , począwszy od minimalnej prędkości obrotowej, gwałtownie zwiększa się i w punkcie ekstremalnym – niewiele przekraczającym prędkość minimalną ($n \cong 430 \text{ min}^{-1}$) – uzyskuje wartość maksymalną $C_{NOx(max)} = 1460 \text{ p.p.m.}$, a następnie wraz ze zmniejszaniem prędkości obrotowej silnika maleje, a począwszy od $n \cong 650 \text{ min}^{-1}$, stabilizuje się na poziomie $C_{NOx} \cong 1040 \text{ ppm}$, któremu odpowiada ciśnienie doładowania $p_d > 0,06 \text{ MPa}$ i $\lambda \cong 1,85$ (rys. 7 – wykresy p_d, λ). Charakterystyki śrubowe odpowiadające użytkowaniu silnika w cięższych warunkach (mniejszej głębokości akwenu), wykazują maksymalne wartości stężenia NO_x dla obciążenia, odpowiadających głębokości pływania $h = 14 \text{ m}$ i $h = 10 \text{ m}$ są w przybliżeniu jednakowe – wynoszące $C_{NOx} \cong 1040 \text{ ppm}$, oraz są równe stężeniu w ekstremum minimalnym charakterystyki śrubowej normalnej. Pewnym zaskoczeniem może być tu położenie krzywych śrubowych C_{NOx} w pogorszonych warunkach pływania okrętu. Z wykresów wynika, że wraz ze zwiększeniem się oporu pływania w całym zakresie pracy silnika maleje stężenie tlenków azotu mimo zwiększonego obciążenia i średniej temperatury spalin wylotowych z cylindrów (rys. 7 – wykresy T_{iq}, t). O takim przebiegu charakterystyki śrubowej stężenia NO_x w pogorszonych warunkach pływania decydują głównie warunki procesu spalania w cylindrach, które przyczyniają się do wzrostu stężenia CO i jednocześnie zmniejszenia stężenia NO_x w spalinach wylotowych silnika.

Charakterystyki śrubowe emisji jednostkowej analizowanych związków toksycznych (e_{CO}, e_{HC}, e_{NOx} – rys. 8d, 9d, 10) oraz natężenia emisji (E_{CO}, E_{HC}, E_{NOx} – rys. 9a, b, c) są charakterystykami obliczeniowymi na podstawie bezpośrednio mierzonych wartości stężenia związków toksycznych, strumieni powietrza i paliwa zasilających silnik, momentu obrotowego i prędkości obrotowej w poszczególnych punktach programu badań laboratoryjnych statycznych. Z wyżej wymienionych wykresów wynika, że krzywe śrubowe emisji jednostkowej e_{CO}, e_{HC}, e_{NOx} mają podobne przebiegi do krzywych śrubowych stężenia odpowiednio C_{CO}, C_{HC}, C_{NOx} , natomiast charakterystyki natężenia emisji E_{HC} i E_{NOx} dla rozważanych warunków pływania okrętu są podobne do charakterystyki śrubowej mocy użytecznej silnika. Wyjątek stanowi tu natężenie emisji E_{CO} , którego charakterystyka śrubowa kształtem odbiega od tej reguły.

5. Wnioski

Z zamieszczonego opisu metody wyznaczania charakterystyk emisji toksycznych składników spalin silników okrętowych oraz przykładów takich charakterystyk wyznaczonych dla wybranego silnika, który odpowiada jednostce napędowej niewielkiego okrętu, wynika, że właściwości ekologiczne (ze względu na emisję zanieczyszczeń) okrętowych silników spalinowych są silnie zależne od warunków spowodowanych zmianą głębokości akwenu pływania okrętu i związanego z tym stanu ich pracy.

Opisany model pracy okrętowego silnika spalinowego, zawierający wzajemne relacje charakterystyki oporowej oraz charakterystyk śrubowych momentu, mocy, stężeń toksycznych składników w spalinach, natężeń i emisji jednostkowej tych składników, pozwala wyznaczać nieznane charakterystyki emisji zanieczyszczeń dowolnych statków morskich.

Najczęściej wykorzystywane są charakterystyki statyczne, które są łatwiejsze do uzyskania i w świetle obecnych wymagań w żegludze wystarczające.

Autorzy podali przykłady takich charakterystyk dla silników okrętowych wyznaczonych na podstawie identyfikacji charakterystyk oporowych dużej liczby statków, uzyskane na podstawie zapisów systemu AIS.

Literatura

- [1] Dudziak J., *Teoria okrętu*, Wydawnictwo Morskie, Gdańsk 2008.
- [2] Pawłowski M., *Opór okrętu. Raport Techniczny Nr 58*, Polski Rejestr Statków, Gdańsk 2010.
- [3] Merkisz J., Piaseczny L., *Statyczne warunki użytkowania okrętowych silników spalinowych*, „Logistyka” Nr 4/2010, 20-28.
- [4] Kniaziewicz T., Piaseczny L., *Modeling of Ecological Characteristics of Marine Main Propulsion Diesel Engines*, „Combustion Engines” No. 3/2011.
- [5] Wojnowski W., *Okrętowe silownie spalinowe*. Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 1991.
- [6] Kulczyk J., Winter J., *Śródlądowy transport wodny*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2003.
- [7] Wroblewska L.N., Sirotina G.N., *Opriedielenije moszcznosti energiczeskoj 16 stanowi w naczalnoj stadii projektowanija gruzowych sudow wnutrienniego i smieszanogo pławanija*, „Trudy GIIWT” nr 144, 1975.
- [8] *Metody wyznaczania statycznych i dynamicznych charakterystyk emisji związków toksycznych z silników spalinowych statków morskich*, sprawozdanie z I etapu realizacji projektu badawczego nr N N509 572839, AMW, Gdynia 2011.

TOMASZ KNIAZIEWICZ, LESZEK PIASECZNY*

MODEL IMISJI ZWIĄZKÓW TOKSYCZNYCH SPALIN Z SILNIKA OKRĘTOWEGO PRZY POWIERZCHNI ZIEMI

MODEL OF IMMISSION OF TOXIC COMPOUNDS IN EXHAUST GASES FROM MARINE DIESEL ENGINE AT THE EARTH'S SURFACE

Streszczenie

W artykule przedstawiono problemy związane z modelowaniem emisji związków szkodliwych w spalinach silników okrętowych ze szczególnym uwzględnieniem wpływu specyfiki konstrukcji i eksploatacji silników okrętowych oraz jednostek pływających i innych parametrów na emisję i imisję związków toksycznych. Drugą część stanowią wyniki modelowania emisji związków toksycznych spalin silnika okrętowego, oparte na równaniu Hollanda i danych statystycznych dotyczących warunków hydrometeorologicznych w rejonie pływania statku.

Słowa kluczowe: modelowanie, imisja, związki toksyczne, silniki okrętowe

Abstract

The paper presents the problems associated with modelling the immission of harmful compounds in exhaust gases of marine Diesel engines with particular emphasis on the impact of specific construction and operation of marine engines and vessels and other parameters on the emission and immission of toxic compounds.

The second part of the paper are the results of the modelling immission of toxic compounds in exhaust from marine engine based on the Holland's equation and statistical data on the hydrometeorological conditions in the vicinity of a ship navigating.

Keywords: modelling, immission, toxic compounds, marine Diesel engine

* Prof. dr hab. Leszek Piaseczny, dr inż. Tomasz Kniaziewicz, Instytut Budowy i Eksploatacji Okrętów, Wydział Mechaniczno-Elektryczny, Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni.

1. Wstęp

Emisja E oraz stężenie (najczęściej masowe) zanieczyszczenia rozproszonego w powietrzu atmosferycznym – imisja i – w obszarach zurbanizowanych jest przedmiotem intensywnych prac badawczych prowadzonych w wielu ośrodkach naukowych w kraju i zagranicą. Zależność pomiędzy emisją związków szkodliwych w spalinach a ich imisją można zapisać następująco [1]:

$$I(t) = \mathfrak{N}[E(t)] \quad (1)$$

gdzie \mathfrak{N} oznacza pewien operator matematyczny (np. funkcjonal).

Natężenie emisji E , będącej funkcją czasu $m_t(t)$ z określonego źródła względem czasu t , można zapisać następująco:

$$E(t) = \frac{dm_t(t)}{dt} \quad (2)$$

gdzie:

m_t – masa danego związku szkodliwego.

Emisja drogowa jest definiowana jako pochodna emisji, będącej funkcją drogi $m_s(s)$ ze źródła, jakim jest jednostka pływająca, względem drogi s przez nią przebywanej:

$$b_s = \frac{dm_s(s)}{ds} \quad (3)$$

Emisja drogowa jednostki pływającej w warunkach eksploatacji morskiej jest funkcją prędkości chwilowej okrętu n , wektora \mathbf{A} , zawierającego informacje o zmiennych oporach ruchu okrętu, związanych z akwenem pływania (głębokość wody, szerokość akwenu (kanały) itp.), wektora \mathbf{G} , opisującego warunki otoczenia (temperatura i wilgotność powietrza, ciśnienie atmosferyczne), oraz wektora \mathbf{O} , opisującego warunki pływania (siła i kierunek wiatru, wysokość fali), i można ją przedstawić jako operatorową zależność [2]:

$$b_t(t) = B_n [n(t), \mathbf{A}(t), \mathbf{G}(t), \mathbf{O}(t)] \quad (4)$$

W związku z zależnościami (2) i (4) emisja z jednostki pływającej m_{okr-w} czasie T wynosi:

$$m_{okr} = \int_0^T B_v [v(t), A(t), G(t), O(t)] v(t) dt \quad (5)$$

a średnią emisję drogową z jednostki pływającej można zapisać:

$$b_{sr} = \frac{1}{S} \int_0^T b_t(t) v(t) dt \quad (6)$$

Imisję I , której źródłem jest jednostka pływająca płynąca po drodze s , można zapisać jako funkcjonal przebiegów wielkości określających emisję drogową b_t oraz wektorów opisujących warunki topograficzne $\mathbf{W}(t)$, np. ukształtowanie i rodzaj terenu oraz stan powietrza $\mathbf{A}(t)$, np. prędkość i kierunek wiatru, pionowy gradient temperatury, nasycenie aerozolu morskiego [3]:

$$I = \mathfrak{Z} [b_t(t), \mathbf{W}(t), \mathbf{A}(t)] \quad (7)$$

gdzie:

- \mathfrak{S} – operator przekształcający średnią emisję drogową oraz wektory warunków topograficznych i stanu powietrza w imisję związków szkodliwych, której źródłem jest jednostka pływająca płynąca po drodze s .

W przypadku silników okrętowych problemem zanieczyszczenia atmosfery, spowodowanej emisją związków szkodliwych zajęto się przede wszystkim na zachodzie Europy, gdzie w ramach badań prowadzonych przez Lloyd's Register of Shipping „Maine Exhaust Emission Research Programme” nie ograniczono się jedynie do pomiaru emisji związków toksycznych w spalinach pojedynczych jednostek, lecz prowadzono również badania zanieczyszczenia atmosfery związkami toksycznymi w spalinach silników okrętowych w obrębie kilku portów, m.in. holenderskiego Vlissingen [4].

Wyniki tych badań nie miały jednak na celu stworzenia modeli rozprzestrzeniania się zanieczyszczeń w strefie portowej z uwzględnieniem rzeźby terenu oraz warunków hydrometeorologicznych, a jedynie opracowanie map rozkładów stężeń dobowych poszczególnych związków, zebranych z automatycznych stacji pomiarowych w zależności od pory roku.

2. Czynniki determinujące emisję spalin

Przedmiotem bilansowania emisji zanieczyszczeń zawartych w spalinach silników napędzających pojazdy i jednostki pływające są procesy emisji globalnej, uśrednione w dostatecznie długim czasie [1]. Czas ten określany jest przede wszystkim skutecznością uśredniania zmiennych warunków eksploatacji obiektów.

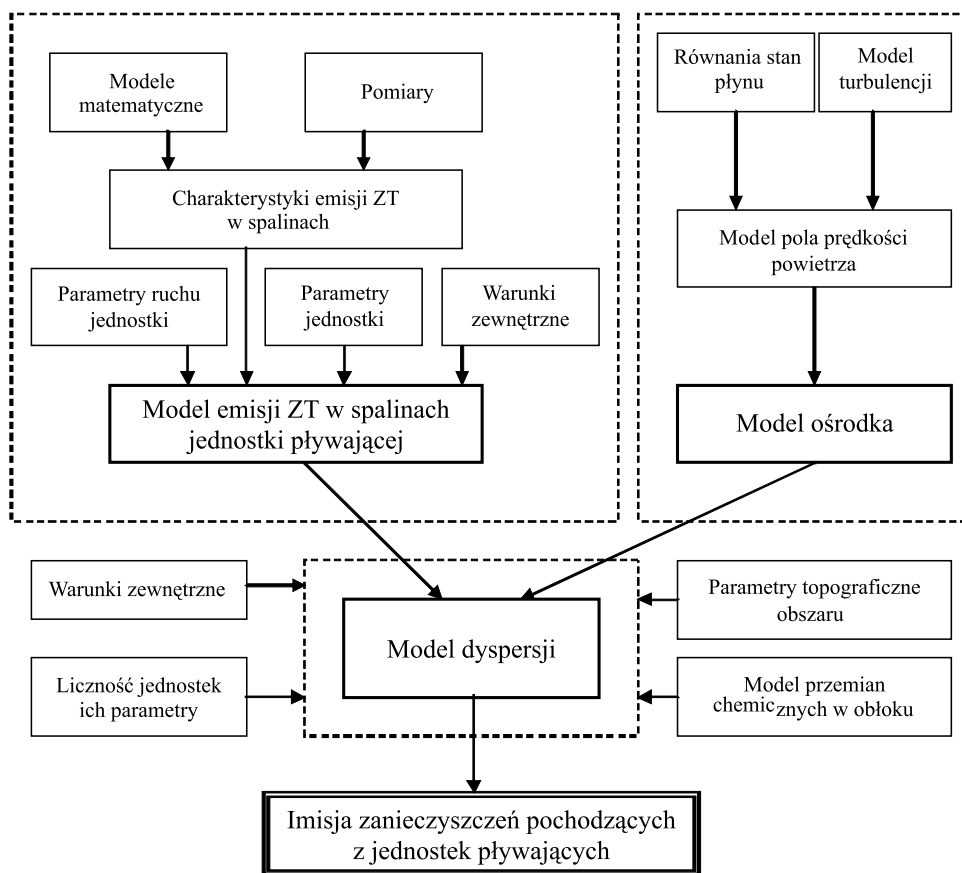
Czynniki, które determinują emisję globalną substancji zawartych w spalinach silników okrętowych, szczegółowo opisano w [3].

W modelach emisji globalnej szczególnie rolę odgrywa struktura jednostek pływających. Stopień rozbudowy struktury determinuje z jednej strony dokładność modelowania emisji globalnej, z drugiej – możliwość skutecznego użytkowania modeli z powodu problemów z dostarczeniem wiarygodnych danych o liczności jednostek pływających i intensywności ich eksploatacji. To drugie ograniczenie stanowi najpoważniejsze kryterium przyjmowania struktury jednostek pływających. w strukturze tej do celów modelowania emisji globalnej celowe jest uwzględnienie takich czynników jak:

- 1) przeznaczenie jednostek pływających;
- 2) umowna wielkość jednostki pływającej;
- 3) rodzaju zastosowanego układu napędowego;
- 4) liczba silników i urządzeń wytwarzających spaliny;
- 5) poziom techniczny jednostki pływającej ze względu na właściwości ekologiczne.

Jako kryterium można tu przyjąć międzynarodowe przepisy ochrony środowiska morskiego, np. Konwencje MARPOL 73/78. w tej kategorii możemy wyróżnić jednostki pływające, na których zastosowano nowoczesne silniki „ekologiczne” (silniki typu „flex” z rozbudowanym, komputerowym układem sterowania wtryskiem paliwa oraz pracą układu wymiany ładunku), układy oczyszczania spalin np. przez zastosowanie selektywnej redukcji katalizacyjnej (SCR), oraz jednostki, na których nie zastosowano rozwiązań proekologicznych.

Schemat modelu imisji związków toksycznych emitowanych w spalinach silników okrętowych przedstawiono na rysunku 1 [5].



Rys. 1. Schemat modelu imisji związków toksycznych emitowanych w spalinach silników okrętowych [5]

Fig. 1. Schematic model of immission of toxic compounds emitted in the exhaust gases from marine engines [5]

Z powyższego schematu wynika, że proces modelowania emisji ZT w spalinach silnika okrętowego (będący jednym z elementów modelowania imisji związków toksycznych w spalinach) jest bardzo złożony i wymaga znajomości trzech grup parametrów warunków ruchu statku:

- parametrów jednostki – długość, szerokość, zanurzenie jednostki, stan techniczny układu napędowego, rodzaj napędu (w tym rodzaj i ilość silników), rodzaj i ilość śrub napędowych itp.,
- parametrów ruchu jednostki – prędkość i kurs jednostki,
- warunków zewnętrznych – siła i kierunek wiatru, temperatura powietrza i wody, ciśnienie atmosferyczne, wilgotność powietrza, stan morza.

3. Problemy modelowania emisji szkodliwych składników spalin z silników okrętowych w rejonach miejskich aglomeracji nadmorskich

Istniejące obecnie modele rozprzestrzeniania się zanieczyszczeń powietrza ze źródeł przemysłowych i motoryzacyjnych mogą być klasyfikowane w odniesieniu do ich atrybutów, z których za najważniejsze uważa się [6]:

- podstawową strukturę modelu (deterministyczny, statystyczny, fizyczny opis modelu),
- zastosowany układ odniesienia (Eulera, Lagrange’a),
- wymiarowość modelu oraz dynamikę procesu w czasie,
- strukturę matematyczną i sposób domknięcia członów związanych z dyfuzją turbulentną.

W przypadku propagacji zanieczyszczeń względem nieruchomego układu odniesienia model adwekcji-dyfuzji Eulera można zapisać w postaci [6]:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial \phi}{\partial t} + U^{(1)} \frac{\partial \phi}{\partial x^{(1)}} + U^{(2)} \frac{\partial \phi}{\partial x^{(2)}} + U^{(3)} \frac{\partial \phi}{\partial x^{(3)}} + \frac{\partial (\overline{\phi' U'^{(1)}})}{\partial x^{(1)}} + \frac{\partial (\overline{\phi' U'^{(2)}})}{\partial x^{(2)}} + \\ & + \frac{\partial (\overline{\phi' U'^{(3)}})}{\partial x^{(3)}} = D \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^{(1)2}} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^{(2)2}} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^{(3)2}} \right) + I \end{aligned} \quad (8)$$

gdzie:

- ϕ – stężenie zanieczyszczenia w punkcie o współrzędnych $(x^{(1)}, x^{(2)}, x^{(3)})$ w chwili t ,
- $U^{(1)}, U^{(2)}, U^{(3)}$ – składowe wektora prędkości powietrza U ,
- D – współczynnik dyfuzji molekularnej,
- I – człon opisujący zmianę stężenia zanieczyszczenia w wyniku emisji i przemian chemicznych,
- $(\overline{\phi' U'^{(1)}}), (\overline{\phi' U'^{(2)}}), (\overline{\phi' U'^{(3)}})$ – składowe turbulentnego strumienia stężeń $(\overline{\phi' U'})$.

Jeśli propagacja zanieczyszczeń rozpatrywana jest w układzie związanym z przemieszczającym się ośrodkiem-powietrzem, wówczas ogólna postać modelu Lagrange’a ma postać [6]:

$$\langle \phi(r, t) \rangle = \int_V \int_{-\infty}^t p(r, t | r', t') \cdot I(r', t') dt' dr' \quad (9)$$

gdzie:

- $\langle \phi(r, t) \rangle$ – stężenie zanieczyszczenia, uśrednione w punkcie r w chwili t ,
- $I(r', t')$ – człon opisujący źródło emisji,
- $p(r, t | r', t')$ – funkcja określająca prawdopodobieństwo znalezienia się w chwili t w punkcie r pewnej objętości powietrza, znajdującej się w chwili t' w punkcie r' .

Spotykana obecnie duża liczba prac naukowych i badawczych, poświęcona rozprzestrzenianiu się zanieczyszczeń w powietrzu atmosferycznym, stwarza trudności w klasyfikacji i wyborze odpowiedniego modelu w zależności od potrzeb i oczekiwań [6–8]. Struktura modelu zależy bowiem nie tylko od jego przeznaczenia, ale również w dużej mierze od ilości i jakości danych wejściowych, zdeterminowanych środkami finansowymi przeznaczonymi na utworzenie, realizację i kalibrację modelu.

W przypadku modelowania emisji szkodliwych składników spalin z silników okrętowych pojawiają się dodatkowe uwarunkowania, powodujące dalsze skomplikowanie procesu modelowania. Można do nich zaliczyć:

- zmienność charakteru powietrza w rozpatrywanym obszarze,
- zmienność ukształtowania terenu i specyfikę zjawisk meteorologicznych,
- skalę wartości emisji ze źródła punktowego,
- różnorodność źródeł emisji.

W przypadku powietrza atmosferycznego, zarówno w obszarach zurbanizowanych, jak i poza nimi, możemy mówić najczęściej o układzie gaz (powietrze o podstawowym składzie chemicznym) – zanieczyszczenia gazowe (jeśli występują – NO_x , SO_x , CO , CO_2 , HC i inne związki pochodzenia przemysłowego i naturalnego) – ciała stałe (PM, różnorodne pyły) – oraz pewne ilości pary wodnej lub wody w postaci kropel (opad atmosferyczny). Nad obszarami morskimi występuje natomiast tzw. aerozol morski, składający się z mieszaniny powietrza i kropel wody morskiej. Ilość wody morskiej w aerozolu wzrasta wraz z siłą wiatru, natomiast maleje wraz ze wzrostem odległości od powierzchni morza. Dodatkowo powietrze w strefie nadmorskiej charakteryzuje się dużymi wartościami wilgotności powietrza. Począwszy od września do marca, średnia miesięczna wilgotność powietrza przekracza 80%, przyjmując najwyższe wartości w listopadzie, grudniu i styczniu – powyżej 85%, a w maju i czerwcu poniżej 78%.

Warunki topograficzne obszaru, na którym znajduje się źródło emisji, wpływają w znacznym stopniu na rozkład zanieczyszczeń i opad wokół źródła emisji [8]. Mogą one wpływać na zjawisko emisji zanieczyszczeń w sposób:

- bezpośredni – wywołując lokalne zmiany prędkości i kierunku wiatru, tworząc zawirowania, nieuporządkowane ruchy występujące i zstępujące powietrza itp.,
- pośredni – wpływając na takie czynniki meteorologiczne jak gradient temperatury, stopień burzliwości powietrza w warstwach bliskich ziemi, średnią prędkość wiatru itp.

Wartość pionowego gradientu temperatury zależy w dużym stopniu od ukształtowania i rodzaju terenu, które wpływają na wielkość nagrzewania i ochładzania się powierzchni. Istnieją znaczące różnice pomiędzy maksymalną dobową różnicą temperatur w różnych rodzajach terenu, takich jak woda, piasek, łąki, lasy, tereny zabudowane itp. w przypadku modelowania emisji związków szkodliwych z silników okrętowych w obszarach miejskich aglomeracji nadmorskich należy rozpatrywać wszystkie z powyższych rodzajów terenu. Należy tu pamiętać, że matematyczne ujęcie wpływu rodzaju terenu na pionowy gradient temperatury jest bardzo trudne, gdyż zależy on również od warunków atmosferycznych i meteorologicznych.

Na podstawie [6, 8] można zapisać, że podstawowymi parametrami, determinującymi proces dyspersji w powietrzu atmosferycznym w warunkach swobodnych, są:

- stan pionowego profilu prędkości wiatru,
- współczynnik dyfuzji turbulentnej.

Wymienia się trzy podstawowe stany atmosfery (dla warstwy przyziemnej) [6, 8]:

- stan równowagi stałej, najczęściej występujący w czasie bezchmurnej nocy nad lądem, ze słabym wiatrem. Strumień ciepła H skierowany jest od atmosfery do podłoża ($H < 0$);
- stan równowagi obojętnej, występującej najczęściej w czasie świtu, zmierzchu, pochmurnej pogody lub przy silnych wiatrach. Strumień ciepła $H = 0$;
- stan równowagi chwiejnej, występujący najczęściej podczas słonecznych dni. Charakteryzuje się on strumieniem ciepła skierowanym od podłoża do atmosfery ($H > 0$).

W przypadku atmosfery nad morzem sytuacja wymiany ciepła jest zgoła odwrotna, gdyż w słoneczne dni woda pochłania ciepło, natomiast oddaje je w nocy. w związku z tym podczas procesu modelowania należy uwzględnić zmianę kierunku strumienia ciepła H w zależności od rodzaju tereny (woda, ląd).

Kolejnym parametrem, którego wartości będą zmieniały się odmiennie nad lądem i wodą, jest parametr pionowego profilu prędkości wiatru – szorstkość aerodynamiczna podłoża charakteryzująca ukształtowanie terenu [6, 8]. Dla terenów lądowych ukształtowanie terenu nie zależy od ciśnienia atmosferycznego oraz prędkości i kierunku wiatru. w przypadku obszarów morskich parametry te będą znacząco wpływać nie tylko na ukształtowanie „terenu” (zmiana wysokości, długości oraz kierunku fal dochodzących na Bałtyku nawet do kilku metrów wysokości), ale również na obciążenie silnika, a co za tym idzie wartość emisji poszczególnych związków szkodliwych.

Należy tu zwrócić uwagę na jeszcze jeden, bardzo nietypowy problem związany z ukształtowaniem terenu, niewystępujący praktycznie w innych warunkach niż morskie. Są nim bowiem duże jednostki pływające stojące w porcie, na redzie lub płynące. Jednostki te mają długość ponad 100 m i wysokość często ponad 20 m (np. promy pasażersko-samochodowe, wycieczkowe, kontenerowce, samochodowe itp.) Jednostki te swoimi wymiarami odpowiadają dużym budynkom w obszarze aglomeracji miejskiej, przy czym ich ilość, częstota i miejsce występowania jest bardzo zmienne, a w przypadku np. promów pasażerskich pływających na regularnych liniach nie można ich pominąć.

Skala wartości emisji ze źródeł punktowych w przypadku jednostek pływających różni się znacząco zarówno w stosunku do pojazdów, jak i pomiędzy samymi jednostkami pływającymi. Wynika to przede wszystkim z następujących uwarunkowań:

- rodzaju silnika (wolno-, średnio- lub szybkoobrotowy, dwu- lub czterosurowy),
- mocy silnika,
- liczby silników na jednostce pływającej,
- rodzaju spalanego paliwa,
- sposobu obciążenia silnika.

Na jednostkach pływających stosuje się zarówno małe silniki szybkoobrotowe, podobne do stosowanych w pojazdach, jak i wolnoobrotowe silniki dwusurowe dużej mocy (rzędu kilkudziesięciu MW). Jednostki różnią się ponadto charakterem pracy silników (pracujące ze zmienną wartością prędkości obrotowej oraz obciążenia – wg tzw. charakterystyki śrubowej, lub ze stałą prędkością i zmiennym obciążeniem – silniki napędu głównego oraz zespołów prądotwórczych). Wiąże się to z problemami oceny rzeczywistej wartości emisji poszczególnych związków szkodliwych dla jednostek o różnej wielkości i przeznaczeniu [9–11].

Dodatkowo występują tu dwa dodatkowe problemy utrudniające proces modelowania emisji związków szkodliwych z silników okrętowych. Pierwszy dotyczy miejsca wylotu spalin. w przypadku jednostek pływających wylot spalin może znajdować się pod wodą, na powierzchni wody (może być częściowo zanurzony) oraz nad powierzchnią wody w odległości od kilku do nawet kilkudziesięciu metrów.

W warunkach rzeczywistych wysokość komina emitującego zanieczyszczenia nie jest równa jego geometrycznej wysokości. Czynniki powodującymi zmianę rzeczywistej wysokości komina jest wyniesienie zanieczyszczeń na pewną wysokość ponad komin wskutek prędkości przepływu spalin (wysokość wyniesienia dynamicznego) oraz różnica temperatur między otaczającym powietrzem atmosferycznym a spalinami opuszczającymi komin (wysokość wyniesienia termicznego). Wyznaczenie zastępczej wysokości komina zależy

również od rodzaju i ilości emitowanych zanieczyszczeń oraz od chwilowych warunków meteorologicznych (prędkości wiatru i pionowego gradientu temperatury powietrza atmosferycznego).

Drugi problem dotyczy ilości pracujących silników. w przypadku pojazdów możemy, w uproszczeniu, wyróżnić stan, w którym silnik nie pracuje, pracuje na biegu jałowym lub jest obciążony. w przypadku jednostek pływających nie jest to takie proste, ponieważ mogą tu występować jednocześnie wszystkie wcześniej wymienione sytuacje w odniesieniu do różnych silników zamontowanych na jednej jednostce.

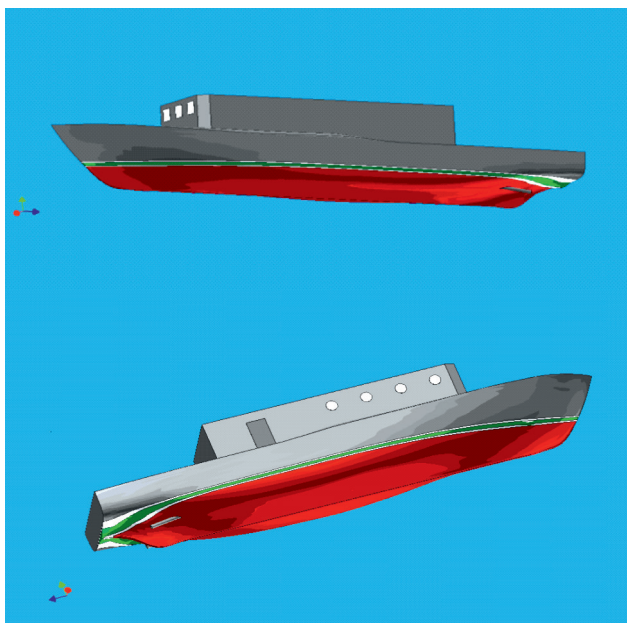
Ostatnim czynnikiem utrudniającym modelowanie emisji szkodliwych składników spalin z silników okrętowych jest różnorodność źródeł emisji spalin. Pojazdy lądowe napędzane są praktycznie tylko tłokowymi silnikami spalinowymi, natomiast jednostki pływające napędzane są tłokowymi silnikami spalinowymi, turbinowymi silnikami spalinowymi oraz turbinami parowymi, które – choć same nie są źródłem emisji spalin – jednak w połączeniu z kotłami parowymi opalanymi paliwem ciekłym stanowią również źródło zanieczyszczeń atmosfery obszarów nadmorskich.

4. Modelowanie emisji związków toksycznych spalin z silnika okrętowego przy powierzchni ziemi

Analizując zagadnienie rozprzestrzeniania się zanieczyszczeń emitowanych przez silnik okrętowy jednostki pływającej, należało uwzględnić rodzaj jednostki pływającej oraz jej silnika napędowego, wielkości określające stan pracy silnika (moment obrotowy, prędkość obrotowa, średnia wartość emisji związków szkodliwych zawartych w spalinach, stan techniczny silnika), warunki zewnętrzne (warunki meteorologiczne: temperatura powietrza, kierunek i siła wiatru, ciśnienie atmosferyczne, wilgotność powietrza) oraz zmienne opory pływania jednostki (opór okrętu w zależności od rodzaju akwenu, opór powietrza, opór falowania). Jednostkę pływającą potraktowano jako punktowe źródło emisji związków szkodliwych w spalinach silnika okrętowego. w tym celu wyznaczono charakterystykę oporową i mocy holowania modelowanej jednostki pływającej na podstawie kryterium Papiela. Obraz trójwymiarowy kadłuba okrętu modelowanego przedstawiono na rys. 2. Jako silnik napędu głównego przyjęto silnik firmy Sulzer typu 6AL20/24, a jako obszar pływania – Zatokę Gdańską. Warunki pływania zostały określone na podstawie warunków meteorologicznych opisanych w [12].

Charakterystyka oporowa i mocy holowania modelowanej jednostki o kadłubie wypornościowym została wyznaczona na podstawie kryterium Papiela. w celu wyznaczenia tych charakterystyk dobrano następujące wymiary:

Wyporność normalna	– $D = 430 \text{ m}^3$,
Długość okrętu	– $L = 46,5 \text{ m}$,
Szerokość okrętu	– $B = 9,1 \text{ m}$,
Współczynnik pełnotliwości kadłuba	– $\delta = 0,38$,
Prędkość okrętu	– $V = 10 \text{ w}$.



Rys. 2. Trójwymiarowy obraz kadłuba okrętu modelowanego

Fig. 2. Three-dimensional image of the hull modelled ship

Warunkiem koniecznym zastosowania metody Papiela jest spełnienie poniższych zależności dotyczących współczynników wymiarów kształtu:

$$\delta = 0,35 \div 0,8; \frac{B}{L} = 0,09 \div 0,8; \frac{B}{T} = 1,5 \div 3,5; V_{\max} = 0 \div 15 \text{ w}$$

Zanurzenie średnie okrętu wyznacza się na podstawie zależności:

$$T = \frac{D}{L \cdot B \cdot \delta} = \frac{430}{46,5 \cdot 9,1 \cdot 0,38} = 2,674 \text{ m}$$

Dla obliczanego okrętu współczynniki: $\delta = 0,38$; $\frac{B}{L} = 0,196$; $\frac{B}{T} = 3,403$ oraz $V_{\max} = 10$ w mieszczą się w granicach odpowiednich dla kryterium Papiela.

Moc potrzebną do pływania jednostką o kadłubie wypornościowym z prędkością V można wyrazić za pomocą zależności:

$$P_o = \frac{D \cdot V^3}{L \cdot c_p} \cdot \frac{X}{\lambda} \cdot \sqrt{\psi} \cdot 0,735 = f\left(\frac{V^3}{c_p}\right) \quad (10)$$

gdzie:

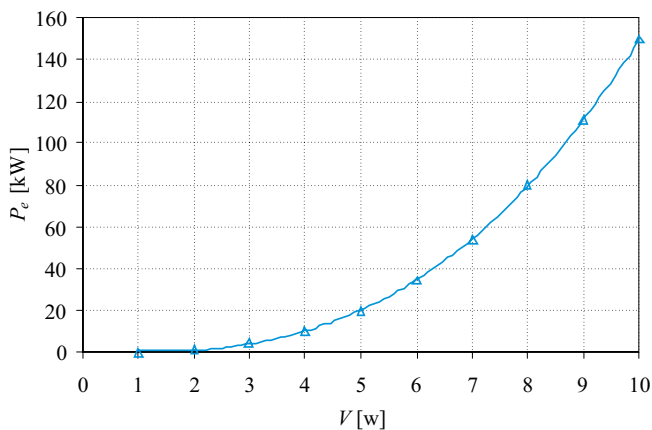
- P_o – moc holowania okrętu [kW],
- D – wyporność normalna [m³],
- L – długość okrętu [m],

- V – prędkość pływania okrętu [w],
 c_p – współczynnik wyznaczony w funkcji prędkości względnej $V' = V \cdot \sqrt{\frac{\psi}{L}}$,
 X – współczynnik zależny od liczby wałów, uwzględniający wpływ części wystających,
 λ – współczynnik poprawkowy zależny od długości okrętu:
 dla $L > 100$ [m] $\lambda = 1$,
 dla $L < 100$ [m] $\lambda = 0,7 + 0,03 \cdot \sqrt{L}$,
 ψ – współczynnik smukłości kadłuba:

$$\psi = 10 \cdot \frac{B}{L} \cdot \delta \quad (11)$$

- B – szerokość okrętu [m],
 δ – współczynnik pełnotliwości kadłuba.

Zależność pomiędzy mocą użyteczną silnika napędu głównego i prędkością pływania przedstawiono na rys. 3.



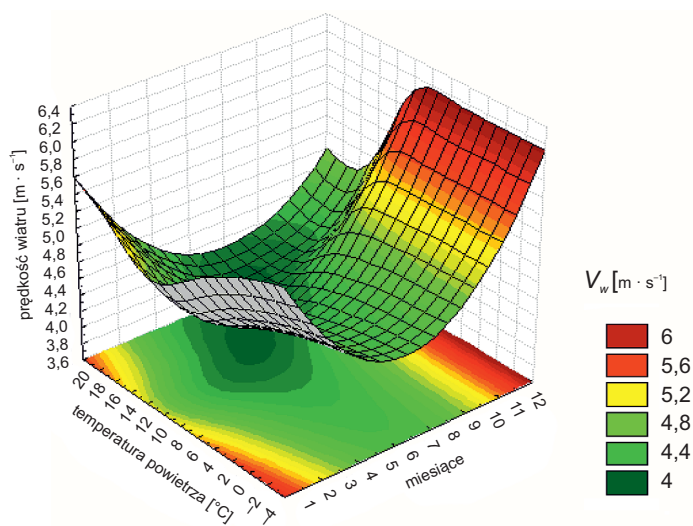
Rys. 3. Charakterystyka mocy użytecznej silnika napędu głównego jednostki pływającej jako funkcja prędkości pływania

Fig. 3. Characteristics of effective power of main ship's engine as a function of navigating speed

W przypadku warunków meteorologicznych występujących w rejonie Zatoki Gdańskiej wpływ na dyspersję zanieczyszczeń w powietrzu ma przede wszystkim temperatura powietrza, kierunek i siła wiatru, ciśnienie atmosferyczne oraz wilgotność powietrza.

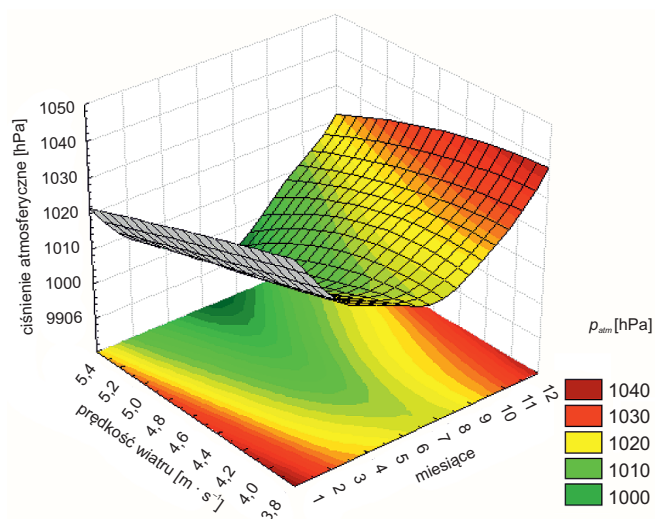
Główne zależności tych parametrów meteorologicznych w odniesieniu do miesiąca występowania dla Zatoki Gdańskiej [12] przedstawiono na rysunkach 4 i 5.

Analiza procesu emitowania zanieczyszczeń z okrętowych silników spalinowych do atmosfery dotyczy przede wszystkim charakteru pracy silnika oraz wielkości i przeznaczenia jednostki. Dodatkowym czynnikiem wpływającym na rozprzestrzenianie się zanieczyszczeń w atmosferze jest rodzaj układu wylotowego spalin oraz ich wysokość w odniesieniu do poziomu morza.



Rys. 4. Zależność temperatury powietrza i prędkości wiatru w rejonie Zatoki Gdańskiej od miesiąca występowania

Fig. 4. The relationship of air temperature and wind speed in the Gulf of Gdansk from the month of occurrence



Rys. 5. Zależność prędkości wiatru i ciśnienia atmosferycznego w rejonie Zatoki Gdańskiej od miesiąca występowania

Fig. 5. The relationship of wind speed and atmospheric pressure in the Gulf of Gdansk from the month of occurrence

W związku z tym, że stężenie zanieczyszczeń w powietrzu zależy nie tylko od źródła emisji, ale również od jego wysokości, a w warunkach rzeczywistych wysokość komina emitującego zanieczyszczenia nie jest równa jego geometrycznej wysokości, wyznaczono zastępczą wysokość komina. W tym celu wykorzystano zależność Hollanda [13]:

$$S = \frac{E}{\sqrt{\pi} \cdot C_y \cdot \bar{v}_w \cdot x^{\frac{2-n}{2}}} \quad (12)$$

gdzie:

- S – stężenie zanieczyszczeń emitowanych przez źródło punktowe [g/m^3],
- E – ilość zanieczyszczeń emitowanych w jednostce czasu [g/h],
- x – odległość rozprzestrzeniania się zanieczyszczeń [m],
- C_y – współczynnik dyfuzji atmosferycznej, uwzględniający pionowy gradient temperatury,
- \bar{v}_w – średnia prędkość wiatru w kierunku x ,
- n – wykładnik meteorologiczny zależny od warunków meteorologicznych (prędkość wiatru i temperatury powietrza).

Do chwili obecnej nie zostały jeszcze wyznaczone modele matematyczne emisji zanieczyszczeń pochodzących z jednostek pływających, które uwzględniają zmienność warunków zewnętrznych [14].

W celu pominięcia wpływu warunków zewnętrznych na opory pływania, a co za tym idzie charakteru toksyczności spalin, przyjęto średnią wartość prędkości wiatru 5 m/s, co odpowiada 3^oB (stan morza 3). Uproszczenie dotyczące oporu pływania wynika z faktu, że w warunkach rzeczywistych nie jest możliwe określenie oporu całkowitego okrętu. Wpływ powietrza na opór okrętu przy prędkościach typowych dla okrętów wypornościowych jest nieznaczący, ponieważ gęstość powietrza jest około 800 razy mniejsza niż gęstość wody.

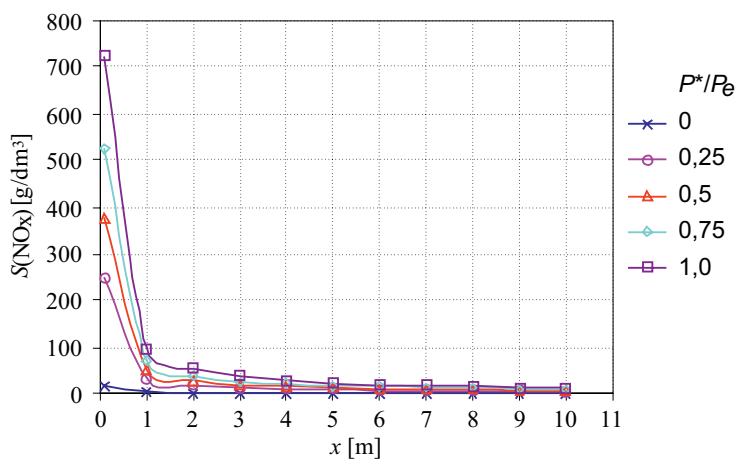
Przy doborze wykładnika meteorologicznego n dla Zatoki Gdańskiej uwzględniono wartość pionowego gradientu temperatury i prędkość wiatru. Dla Zatoki Gdańskiej pionowy gradient temperatury wynosi 0,6°C/100 m. Zakładając wysokość komina emitującego spalinę z silnika okrętowego $H = 10$ m, określono charakter dyfuzji atmosferycznej. Przyjęta wysokość komina odpowiada przepływowi przejściowemu powietrza – dyfuzja pośrednia. Znając rodzaj dyfuzji atmosferycznej, można określić jej współczynniki. W przypadku wysokości powyżej 25 m współczynnik dyfuzji $C_y = 0,24$. Wartość współczynnika dyfuzji C_x i C_z pomija się, ponieważ ich wartości są dostatecznie małe w odniesieniu do prędkości wiatru [13]. Dobór powyższych współczynników odzwierciedla sytuację meteorologiczną najczęściej występującą w Zatoce Gdańskiej.

Na podstawie pomiarów wykonanych w Laboratorium Eksploatacji Urządzeń Okrętowych AMW w Gdyni na stanowisku laboratoryjnym silnika okrętowego Sulzer 6AL20/24 określono wartości stężenia i natężenia emisji związków szkodliwych spalin (tabela 1).

Wskaźniki pracy i toksyczności spalin silnika okrętowego Sulzer typu 6AL20/24

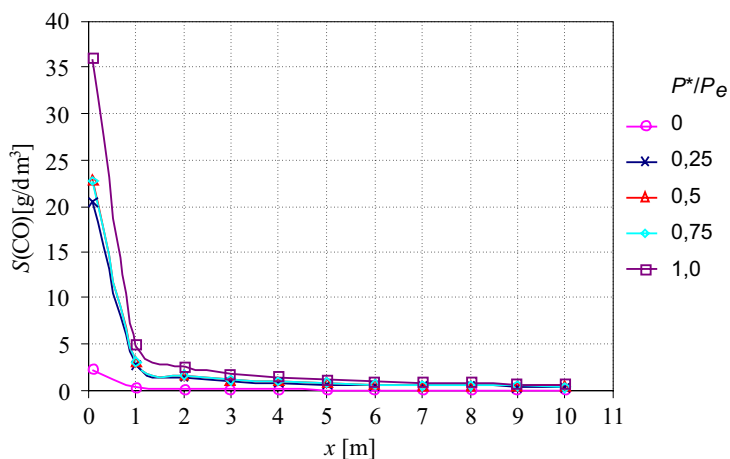
n [obr/min]	340	500	600	700	750
P^*/P_e	0	0,25	0,5	0,75	1,0
P_e [kW]	3	105	207	314	419
λ	5,03	2,40	2,28	2,50	2,57
G_{pal} [kg/h]	7,00	24,10	44,20	62,90	86,00
G_{spal} [kg/h]	538,67	897,48	1565,92	2437,38	3423,40
c_{NO_x} [ppm]	585	1778	1544	1390	1360
E_{NO_x} [g/h]	166,70	2532,42	3837,01	5376,68	7388,80
c_{CO} [ppm]	240	240	154	98	111
E_{CO} [g/h]	23,90	208,07	232,95	230,74	367,08
c_{HC} [ppm]	30	43	42	36	35
E_{HC} [g/h]	7,72	18,45	31,44	41,94	57,27

Na podstawie równania (12) wyznaczono rozkłady stężeń NO_x i CO w powietrzu na odległości w zakresie (0÷10) m i (10÷100) m od źródła emisji (rys. 6–9).



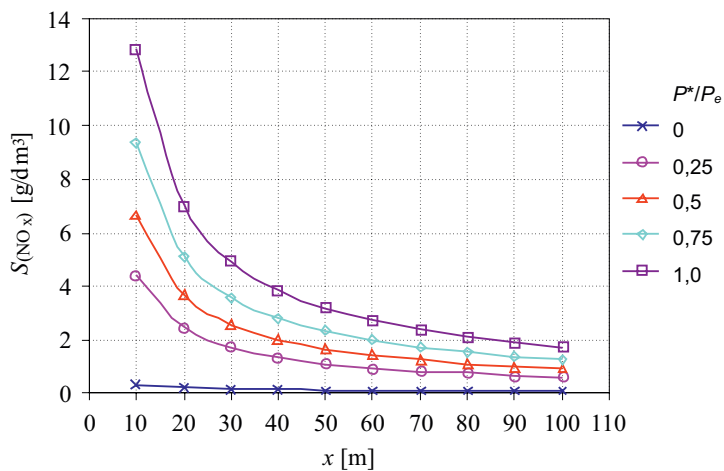
Rys. 6. Rozkład stężenia NO_x [g/dm^3] na odległości (0–10) m od źródła emisji x dla różnych wartości obciążeń silnika okrętowego

Fig. 6. The distribution of NO_x concentration [g/dm^3] on a distance (0–10) m from the source of emissions x for different values of loads the marine engine



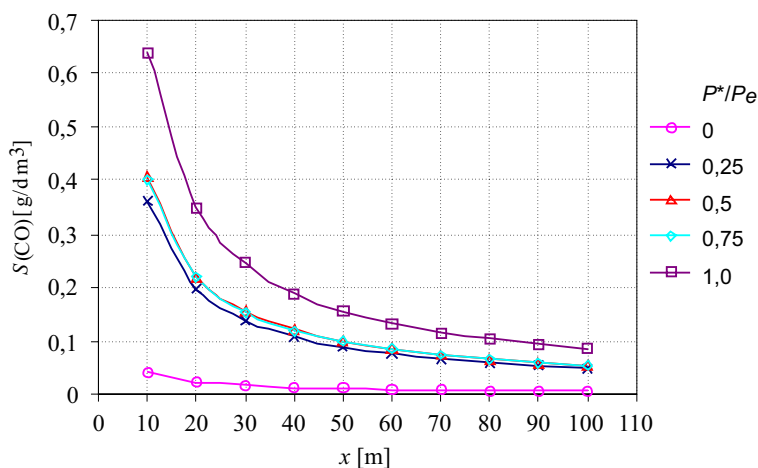
Rys. 7. Rozkład stężenia CO [g/dm^3] na odległości (0–10) m od źródła emisji x dla różnych wartości obciążeń silnika okrętowego

Fig. 7. The distribution of CO concentration [g/dm^3] on a distance (0–10) m from the source of emissions x for different values of loads the marine engine



Rys. 8. Rozkład stężenia NO_x [g/dm^3] na odległości (10–100) m od źródła emisji x dla różnych wartości obciążeń silnika okrętowego

Fig. 8. The distribution of NO_x concentration [g/dm^3] on a distance (10–100) m from the source of emissions x for different values of loads the marine engine



Rys. 9. Rozkład stężenia CO [g/dm^3] na odległości (10–100) m od źródła emisji x dla różnych wartości obciążeń silnika okrętowego

Fig. 9. The distribution of CO concentration [g/dm^3] on a distance (10–100) m from the source of emissions x for different values of loads the marine engine

5. Wnioski

Modelowanie emisji związków szkodliwych jest zagadnieniem bardzo ważnym, a jednocześnie bardzo złożonym. Znaczna ilość opracowań stwarza trudności w klasyfikacji i wyborze odpowiedniego modelu. w zależności od potrzeb i oczekiwań struktura modelu zależy bowiem nie tylko od jego przeznaczenia, ale również w dużej mierze od ilości i jakości danych wejściowych, zdeterminowanych środkami finansowymi przeznaczonymi na utworzenie, realizację i kalibrację modelu.

Model matematyczny emisji szkodliwych składników spalin silnika okrętowego w rejonie Zatoki Gdańskiej powinien uwzględniać zmienne warunki meteorologiczne, liczbę jednostek pływających oraz wskaźniki pracy i toksyczności okrętowych silników spalinowych. Do chwili obecnej nie zostały jeszcze wyznaczone modele matematyczne rozkładu stężenia zanieczyszczeń w powietrzu, które uwzględniają powyższe parametry, a przede wszystkim zmienność warunków zewnętrznych.

Opracowany na podstawie równania Hollanda model matematyczny emisji związków toksycznych spalin silnika okrętowego uwzględnia jedynie średnią prędkość wiatru. Pozostałe parametry hydrometeorologiczne oraz ruch jednostki zostały uproszczone lub pominięte w celu wyznaczenia wartości liczbowych w opisanym modelu.

Literatura

- [1] Chłopek Z., *Ochrona środowiska naturalnego*, WKiŁ, Warszawa 2002.
- [2] Kniaziewicz T., Piaseczny L., *Using Information from AIS System in the Modelling of Exhausts Components from Marine Main Diesel Engines*, Journal of Polish CIMAC, Vol. 6, No. 1, Gdańsk 2011, 109-117.
- [3] Kniaziewicz T., *Problemy modelowania emisji szkodliwych składników spalin z silników okrętowych w rejonach miejskich aglomeracji nadmorskich*, Mechanika 26, Zeszyty Naukowe Politechniki Częstochowskiej 162, Częstochowa 2006, 381-392.
- [4] *Maine Exhaust Emission Research Programme*, Lloyd's Register of Shipping, 1996.
- [5] Kniaziewicz T., Piaseczny L., *Wybrane aspekty określania emisji związków toksycznych spalin z silników statków morskich*, Prace Naukowe. Transport z. 63, Warszawa 2007, 133-140.
- [6] Brzozowska L., Brzozowski K., *Komputerowe modelowanie emisji i rozprzestrzeniania się zanieczyszczeń samochodowych*, Wydawnictwo Naukowe „Śląsk”, Katowice–Warszawa 2003.
- [7] Markiewicz T., *Przegląd modeli rozprzestrzeniania się zanieczyszczeń w powietrzu atmosferycznym*, Prace Naukowe. Inżynieria Środowiska z. 21, Warszawa 1996, 35-63.
- [8] Rup K., *Procesy przenoszenia zanieczyszczeń w środowisku naturalnym*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2006.
- [9] Kniaziewicz T., *Metodyka pomiaru emisji związków toksycznych w gazach wylotowych tłokowych silników spalinowych okrętów wojennych i wpływ wybranych wielkości regulacyjnych na ich poziom*, rozprawa doktorska, AMW, Gdynia 1999.
- [10] Kniaziewicz T., Merkiś J., Piaseczny L., *Symulacja rzeczywistych obciążeń silników okrętowych w testach badawczych toksyczności spalin*, Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdów samochodowych i silników, PAN, Oddział w Krakowie, Teza Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji, z. 18, Kraków 1999.
- [11] Kniaziewicz T., Piaseczny L., *Identyfikacja obciążenia okrętowych silników spalinowych w aspekcie oceny emisji toksycznych składników spalin*, „Zeszyty Naukowe AMW” Nr 4/2011 (187), Gdynia 2011.
- [12] *Locja Bałtyku – Wybrzeże Polskie (502)*, wydanie 8, Biuro Hydrograficzne Marynarki Wojennej, Gdynia 2001.
- [13] Peavy H.S. et al., *Environmental Engineering*, McGraw-Hill Inc., 1989.
- [14] Piaseczny L. i in., *Modelowanie emisji związków szkodliwych pochodzących ze spalin okrętowych silników spalinowych w powietrzu atmosferycznym aglomeracji Trójmiasta*, Sprawozdanie z projektu badawczego N502 009 31/1187, Gdynia 2009.

VLADIMÍR HLAVŇA, JOZEF KRAKOVSKÝ, MARTIN KADÁK*

PARTICULATE MATTERS AND EXTREME INTERCOOLING OF CHARGE AIR

CZĄSTKI STAŁE I EKSTREMALNE CHŁODZENIE MIĘDZYSTOPNIOWE POWIETRZA DOŁADOWANIA

Abstract

Quantity, composition and size of particulate matters (PM) in exhaust gases depend on the working regime of a combustion engine and achieved temperature in the system: cylinder – exhaust pipe – atmosphere. Part of hydrocarbon gaseous due to condensation fraction can, increase particulate matter emissions and reduce the quantity of hydrocarbon emissions. The quantity of absorbed hydrocarbons on soot particles depends on the working regime and technical conditions of an engine; on fuel consumed as well as on exhaust gas temperature. Hydrocarbons are absorbed on soot particles mainly in exhaust gases of a combustion engine working under low load conditions, i. e. under conditions of low temperatures in a combustion chamber. The particulate matter share increases as the engine load increases (influence of supplied fuel quantity and increase of temperature in the cylinders). The paper pays attention to the influence of extreme intercooling on particulate matter formation in exhaust gases of a diesel engine. In another paper we focus on production of gaseous emissions in the condition of extreme intercooling. The idea of extreme intercooling relates to a possible use of the cold produced by a non-conventional "cooling combustion engine".

Keywords: emissions, particulate matters, engine, intercooling, charging

Streszczenie

Ilość, skład i rozmiar cząstek stałych (PM) w spalinach zależą od warunków roboczych silnika spalinowego oraz temperatury osiąganey w systemie: cylinder – rura wydechowa – atmosfera. Część frakcji gazowej węglowodorów może, na skutek kondensacji, zwiększyć emisję cząstek stałych i zmniejszyć ilość emisji węglowodoru. Ilość węglowodorów absorbowanych przez cząstki sadzy zależy od warunków roboczych i technicznych silnika; zarówno od zużytego paliwa, jak i od temperatury spalin. Węglowodory absorbowane są przez cząstki sadzy głównie w spalinach silnika spalinowego pracującego w warunkach małego obciążenia, tj. w warunkach niskich temperatur w komorze spaliny. Udział cząstek stałych wzrasta wraz ze wzrostem obciążenia silnika (wpływ ilości paliwa zasilającego oraz wzrost temperatury w cylindrach). W artykule zwrócono uwagę na wpływ ekstremalnego chłodzenia międzystopniowego na tworzenie się cząstek stałych w spalinach silnika wysokoprężnego. W innym artykule, koncentrujemy się na powstawaniu emisji gazowych w warunkach ekstremalnego chłodzenia międzystopniowego. Idea ekstremalnego chłodzenia międzystopniowego związana jest z możliwością wykorzystania zimna wytwarzanego przez niekonwencjonalny „silnik spalinowy z chłodzeniem”.

Słowa kluczowe: emisje, cząstki stałe, silnik, chłodzenie międzystopniowe, doładowanie

* Prof. PhD. Eng. Vladimír Hlavňa, Eng. Jozef Krakovský, Eng. Martin Kadák, Department of Automotive Technology, The Faculty of Mechanical Engineering, University of Žilina.

1. Introduction

The production of engine emissions is a negative effect of the combustion process of fuel-air mixture in the combustion chamber. The variety of reasons of pollutant emissions are quality of combustion, combustion velocity and chemical facilities of fuel-air mixture. Subsequently, the amount of emissions is needed to be monitored and analyzed. The correct monitoring and analyzing of harmful pollutants enable to reduce of impact on the environment. The paper deals with the influence of the temperature of charged air on amount of particulate matters. A mathematical model of amount of particulate matters and results of the measurements are dealt with in the article.

2. Specification of a measuring string

The measuring system consisted of a turbocharged diesel engine, two intercoolers, a measuring apparatus for particulate matters sampling and analyzing and a measuring apparatus used for recording and storing the data of temperatures and engine parameters. The intercooling system consisted of two intercoolers. The first intercooler was an air/air type and the second was a water/air type. The first intercooler was driven by an engine using the crankshaft. In the second intercooler of a water/air type the circulation of water was provided by submersible pump. The used intercooling system is described in the following subchapters.

2.1. Systems of intercooling

The process of cooling of charged air was performed in three steps. To compare the results and justify the idea of intercooling we also made measurements on the original work regime of the engine, it means, no intercooling was used.

The first step of intercooling was performed by the intercooler of an air/air type, Fig. 1 – left side. The air after turbocharger advanced to the cooler through the insulated pipe and allowed on to the engine. Charged air was pumped through the body of the intercooler and was cooled by the surrounding air, which was flowing through this intercooler and was stuffed into the engine subsequently.

The second step of intercooling was performed by the first intercooler followed by the intercooler of water/air type, Fig. 1 – right side. The cooled air from the first intercooler was advanced to this intercooler through an isolated pipe, too. The isolating of all pipes for pressed air guaranteed the minimal heating of the cooled air from the surrounding air in the laboratory. The body of the second intercooler cooled the flowing air by water which was powered through the intercooler by a submersible pump. Cooling water was in the tank of the volume of 2000 liters. There were constant inflows and outflows of water to and from the tank. The objective of using the tank was to stabilize the temperature of the water at steady value. The value of the temperature of the cooling water was about 15°C and it changed only nominally with a mode of the engine work.

The third step of intercooling was performed by both intercoolers, too. Unlike the second step, the third step of cooling of charged air was realized by ice-cooled water. The tank having a volume of 2000 liters was full of water and ice mixture, shown in Fig. 2. After getting the equilibrium state of the mixture, the temperature settled at the value of about 0.2°C. Charged air was cooled by a low temperature of this mixture by the second intercooler.



Fig. 1. Intercoolers: air/air type – left side, water/air type – right side

Rys. 1. Chłodnice międzystopniowe: powietrze/powietrze – typ lewostronny, woda/powietrze – typ prawostronny



Fig. 2. The tank of mixture of water and ice

Rys. 2. Zbiornik mieszaniny wody i lodu

3. Model of the PM amount

Nowadays, the process of modeling of the amount of particulate matters is taking place. It is based on the existing model which describes the formation and features of a quasi-steady diesel fuel jet, as shown in Fig. 3.

The conditions required by the model include: the cylinder pressure, mass rate of fuel injection, injection velocity, bulk mean temperature, energy release rate, and characteristics of injector nozzles [6]. The values of some necessary figures required for further calculations in the program FLUENT were calculated. For the modeling of combustion in FLUENT the “eddy dissipation model” was chosen and for simulating the creation of the soot the “one step model” at that same program was chosen [5].

The main idea and equation for creation of the soot is shown in the following formula, developed by Hiroyasu & Kadota (1976):

$$\dot{m}_s = \dot{m}_{sf} - \dot{m}_{so} \quad (1)$$

where:

- \dot{m}_s – is the net mass rate of soot formation,
- \dot{m}_{sf} – is the mass rate of soot formation,
- \dot{m}_{so} – is the mass rate of soot oxidation.

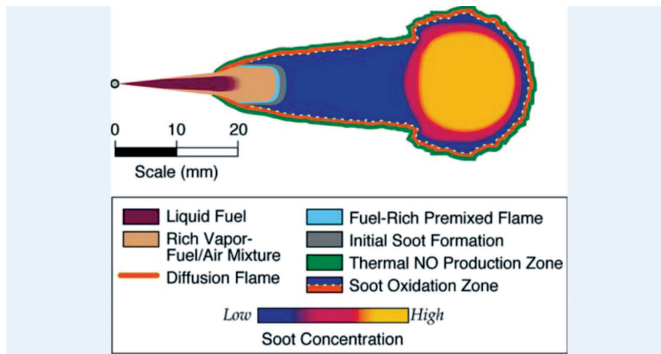


Fig. 3. Quasi-steady diesel combustion plume, presented by DEC (1997)

Rys. 3. Quasi-ustalona struga paliwa spalnego w dieslu, przedstawiona przez DEC (1997)

For calculating the mass rate of soot formation the following formula developed by Khan a Greeves (1974) will be used:

$$\frac{dm_{sf}}{dt} = C_{BS} \cdot \Phi \cdot m_f \cdot P^{0,5} \cdot \exp(-E_{sf}/R \cdot T) \quad (2)$$

where:

- C_{BS} – base soot formation constant,
- Φ – equivalence ratio of the initial reaction,
- m_f – mass of fuel available to soot reaction,

- P – cylinder pressure,
- E_{sf} – activation energy of the soot formation reaction,
- R – universal gas constant,
- T – temperature in the soot formation region.

For calculating the mass rate of soot oxidation the following formula also developed by Khan a Greeves (1974) will be used:

$$\frac{dm_{so}}{dt} = C_{SO} \cdot m_s \cdot Y_{O_2} \cdot P^{1.8} \exp(-E_{so}/R \cdot T) \quad (3)$$

where:

- C_{SO} – soot oxidation constant,
- m_s – mass of soot,
- Y_{O_2} – molar fraction of oxygen presents,
- P – cylinder pressure,
- E_{so} – activation energy of the soot oxidation reaction,
- R – universal gas constant,
- T – temperature in the soot oxidation region.

4. Measurements

There was amount of the particulate matters depending on the temperature measured. The measured engine was a turbocharged diesel engine with a direct injection having the volume of 7.29 liters. At the external speed characteristic there were five points of rotational speed for analyzing the amount of the particulate matters selected. The amount of particulate matters was measured by a gravimetric method using the isokinetic system for sampling, described in the following subchapter.



Fig. 4. Test bench

Rys. 4. Stanowisko badawcze

4.1. Measuring system

The measuring system consisted of the diesel engine, two intercoolers, isokinetic system for sampling and all the necessary equipment, see Fig. 4. The process of analyzing the amount of the particulate matters consisted of two main parts. The first part was sampling and the second one was weighing special of defined filters. For measuring the special defined filters made of glass fibers with diameter of 47 millimeters were used.

4.1.1. Sampling

The sampling process was made by a diluting mini-tunnel. The scheme of the used mini-tunnel is shown in Fig. 5. This equipment works on an CVS system. Two compressors reliably guarantee the isokinetic sample of the exhaust gasses. For the control of the right isokinetic sample the U-pipe was used. During the sampling process the set amount of the gasses was pressed through the pair special defined filters. Due to the different diluting ratio of mixture of the filtered air and exhaust gasses in every rotational speed the different volume of the pressed sample of mixture was set. But in every sample the content of the exhaust gasses was the same. The value of the net content of the exhaust gasses in every point of analyzed characteristic was 13.28 liters.

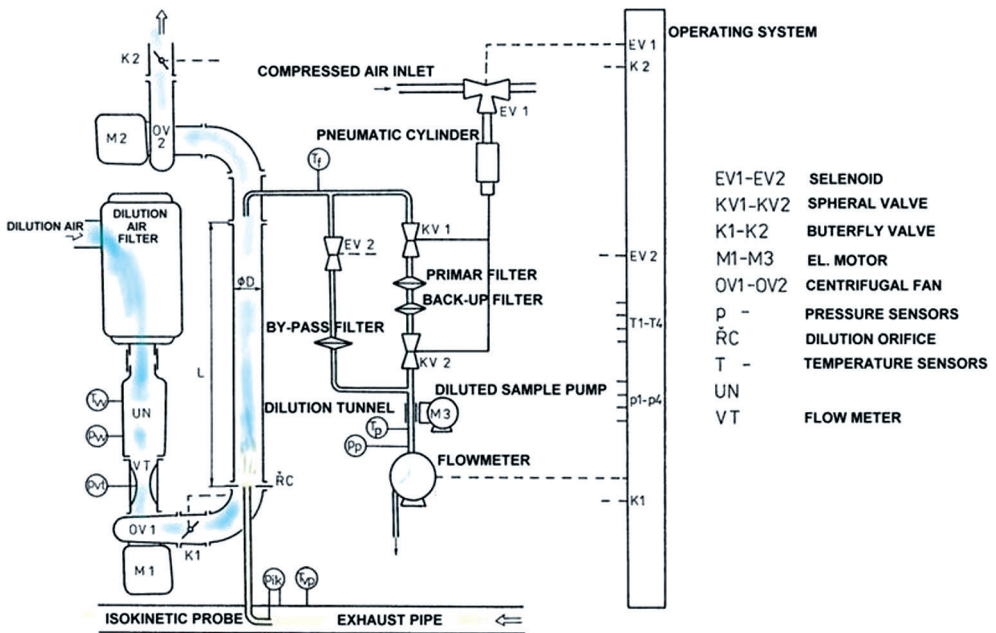


Fig. 5. Scheme of used diluting mini-tunnel

Rys. 5. Schemat zastosowanego mini-tunelu rozcieńczającego

4.1.2. Weighing

The weighing process consisted of stabilizing special filters before the sampling, stabilizing filters after the sampling and weighing the difference before and after the measuring. Before and after the measuring, the stabilizing filters were situated in a stabilizing chamber (Fig. 6).

The filters were stabilized for at least 8 hours. The temperature and humidity in the chamber were closely monitored and maintained by a digital thermometer and hygrometer KlimaGuard TA100. The value of temperature was about 25°C and the value of humidity was about 30%. These two values did not change significantly during all the measurements. From the stabilizing chamber to a diluting tunnel the filters were moved in Petri dishes only. As the mass difference measured on the filters before and after the measuring is too small, it was necessary to work with the utmost caution.



Fig. 6. The stabilizing chamber

Rys. 6. Komora stabilizacyjna

The weighing of glass fibers filters before and after the measuring was made on special scales – ABT 220-5DM (Fig. 7). The accuracy of these scales is for 0.00001 grams.

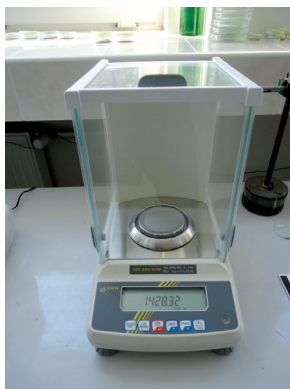


Fig. 7. Scales

Rys. 7. Waga

5. The achieved results

In Fig. 8, the graphic dependence of the temperature of the charged air on the speed rotation is shown. For the measurement five points of the external speed characteristic of the following values: 1200, 1450, 1700, 1950 and 2200 rpm were chosen. There are four lines representing four different temperatures of the charged air depending on the rpm.

The first line called “T org” represents the temperature of the charged air of the engine with no intercooler used. The value of the temperature at 1450 rpm was 51.4°C.

The second line “T ICI°” represents the course of the temperature of the charged air by the first step of intercooling used. At 1450 rpm the temperature of about 39.7°C was noticed.

The third line “T ICII°” shows the temperature of the charged air by both intercoolers used at which the body of the second intercooler was cooled by water with temperature of about 15°C. At the same rpm as in the first and second steps, the temperature of the charged air was about 18.4°C, so the decrease of the temperature equivalents to 64.2% compared with the “org” mode.

The last line called “T ICII° + ice” represents the temperature of the charged air by both intercoolers used, at which the body of the second intercooler was cooled by water and ice mixture. At 1450 rpm the temperature of the charged air of about 6.4°C was noticed. So the drop of the temperature equivalents to 87.5% compared with the “org” mode.

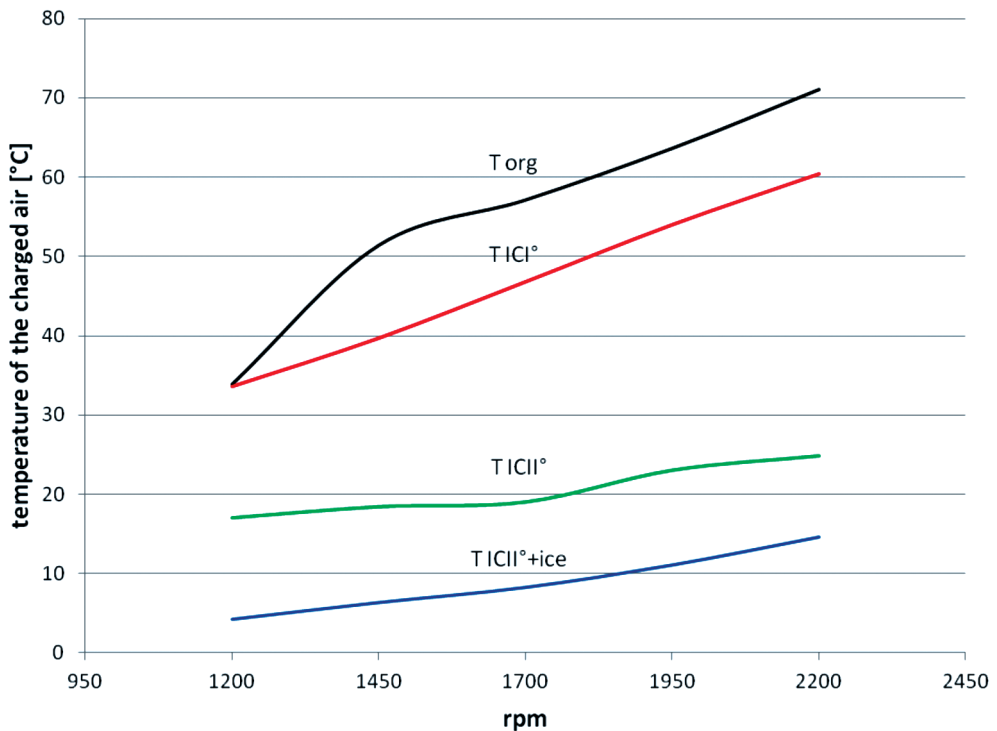


Fig. 8. Temperature of the charged air

Rys. 8. Temperatura powietrza doładowania

In the following figure, the graphic results of measurement of the amount of the particulate matters depending on the speed rotation are shown (Fig. 9).

The first line called “org” represents the dependence of the amount of particulate matters produced by the measured diesel engine at a normal working mode of the speed rotation, therefore, without intercooling of the charged air used.

The second line called “ICI^o” represents the amount of the PM produced by the engine with cooling the charged air by the surrounding air by means of the first intercooler – air /air type. The difference between the amounts of PM at the original working regime and the first step of intercooling system is negligible.

The third line called “ICI^o” represents the amount of the PM produced by the engine with cooling the charged air by both used intercoolers. The body of the second intercooler was cooling the air by cold water with the temperature of about 15°C. It is clear that the amount of the PM is lower by using both intercoolers particularly in the areas of 1200–1700 rpm and 1950–2200 rpm, but between 1700–1950 rpm the decrease is not significant. At the 1450 rpm the decrease of the amount of the PM is about 20.7%, compared with the “org” state.

The last line called “ICI^o + ice” represents the amount of the PM produced by the measured engine with cooling the charged air by both intercoolers. The body of the second intercooler was cooling the air by the mixture of water and ice. Similarly at line “ICI^o” the amount of the PM is lower in the areas of 1200–1700 rpm and 1950–2200 rpm. Comparing with the “org” the drop of the PM at the 1450 rpm was about 28.7%.

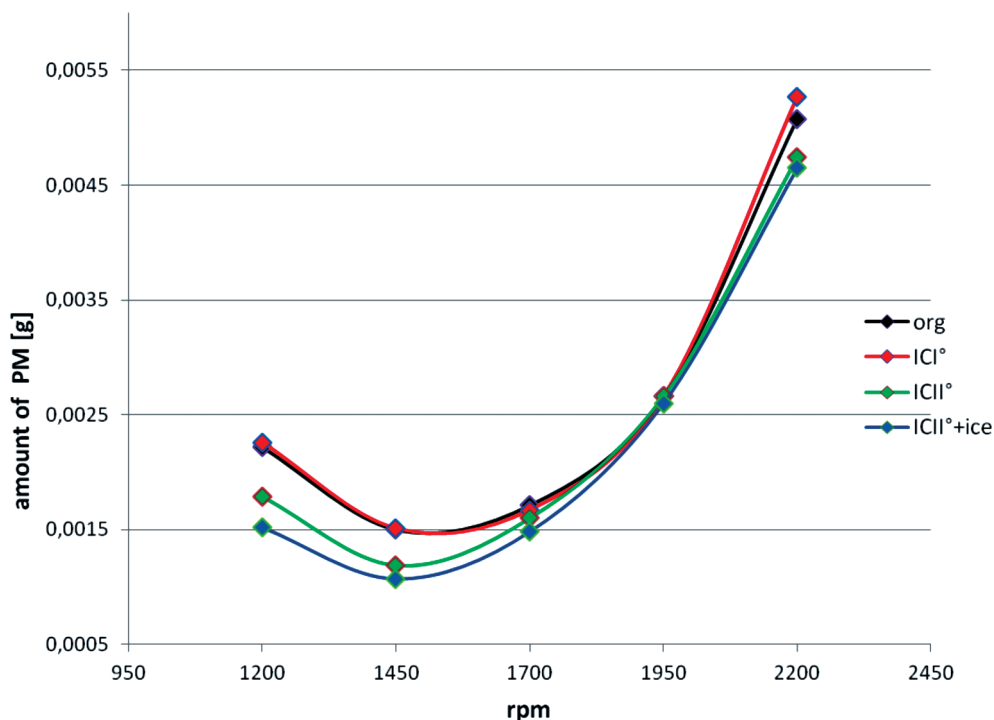


Fig. 9. Amount of PM

Rys. 9. Ilość PM

6. Conclusions

The measurements of the amount of the particulate matters depending on the temperature of the charged air in the combustion diesel engine were made. The influence of low temperatures of the boost air on the mass of particulate matters emissions was analyzed. Five points of the external speed characteristic were chosen. In these points the measurements of the amount of particulate matter by the gravimetric method were made. The compressed the air was cooled by three steps of intercooling. In the first step the charged air was cooled by the intercooler of an air/air type, in the second by both of intercoolers and at last step charged the air was cooled by both intercoolers but the second intercooler was cooling the air by water with ice mixture having the temperature of about 0.2°C. All three ways of cooling and achieved results are described in paper. The process of modeling the amount of soot in the program FLUENT is also described in the paper.

The measurements confirmed that the formation of particulate matters decreases with the cooling charged air, so their amounts depends on temperature of the compressed air after turbocharger. The results are proved for the measured turbocharged diesel engine only.

This contribution was created within the framework of the project KEGA 038ŽU-4/2011 and VEGA 1/0554/10, which are supported by the Ministry of Education of the Slovak Republic and project SK-PL-0035-09, which is supported by the Agency for Support of Science and Technology of the Slovak Republic.

References

- [1] L á b a j J., *Spaľovanie a plameň*. Book center in Žilina, 2002.
- [2] H l a v ň a V., K o v a l č í k A., T o p o r c e r E., *Extremely low temperatures of diesel engine air charging*, EDIS – Publishing House of the University of Žilina, 2011.
- [3] M e r k i s z J., *Emisja czastek stalych przez silniki spalinowe o zaplonie samoczynnym*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1997.
- [4] P e t e r s N., *Turbulent combustion*, Cambridge University Press, 2004.
- [5] T o p o r c e r E., *Flow modeling in an intercooler*, Journal of PTNSS – Combustion engines – Silniki spalinowe 3/2011 (146), 2011, Vol. 50, No. 3, 2011.
- [6] D e c J. E., *A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser Sheet Imaging*, SAE Paper 970873, 1997.

ANDREJ KOVALČÍK, MARTIN KADÁK, JOZEF KRAKOVSKÝ*

EXTREME INTERCOOLING OF CHARGING AIR AND GASEOUS EMISSIONS

EKSTREMALNE CHŁODZENIE MIĘDZYSTOPNIOWE POWIETRZA ŁADOWANIA I EMISJI GAZOWYCH

Abstract

Recently we have theoretically dealt with some questions related to the formation of harmful gaseous emissions namely through a design of a mathematical model of flow and burning in an engine combustion space. We also paid attention to solutions enabling the reduction in quantity of harmful gaseous emissions and their verification through calculations, by means of mathematical modelling taking into account the mentioned solutions. Preparation of the CAD data was done in CATIA V5 software, the mesh preparation in the preprocessor Gambit and the calculation itself as well as visualisation of results were done in the Fluent. One of the suggested solutions was to use the cold produced by a non-conventional "cooling combustion engine" for extreme intercooling of the charge medium. In this paper we present results of the experiments carried out on a diesel combustion engine. The extreme reduction in the temperature of the charge air was done through two-stage intercooling.

Keywords: cooler, emissions, nitrogen oxides, charge air

Streszczenie

Ostatnio zajmowaliśmy się teoretycznie niektórymi problemami związanymi z powstawaniem szkodliwych emisji gazowych, mianowicie przez opracowanie modelu matematycznego przepływu i spalania w przestrzeni spalania silnikowego. Zwróciliśmy też uwagę na rozwiązania umożliwiające ilościową redukcję szkodliwych emisji gazowych i ich weryfikację przez obliczenia za pomocą modelowania matematycznego z uwzględnieniem wzmiankowanych rozwiązań. Przygotowanie danych CAD zostało wykonane z użyciem programu CATIA V5, przygotowanie siatki w preprocesorze Gambit, a same obliczenia i wizualizację wyników wykonano w programie Fluent. Jedno z proponowanych rozwiązań polegało na zastosowaniu zimna wytwarzanego przez niekonwencjonalny „silnik z chłodzeniem spalania” dla ekstremalnego chłodzenia międzystopniowego ładunku. W niniejszym artykule przedstawiamy wyniki badań doświadczalnych przeprowadzonych na wysokoprężnym silniku spalinowym. Maksymalna redukcja temperatury powietrza ładunku została dokonana przez chłodzenie dwustopniowe.

Słowa kluczowe: element chłodzący, emisje, tlenki azotu, powietrze ładunku

* PhD. Eng. Andrej Kovalčík, Eng. Martin Kadák, Eng. Jozef Krakovský, Department of Automotive Technology, The Faculty of Mechanical Engineering, University of Žilina.

1. Introduction

The combustion process of air-fuel mixture in the cylinder of the piston combustion engine runs as a fuel oxidation reaction with atmospheric oxygen. The combustion leads to the formation of products of complete combustion, for every 1kg of burnt fuel, there are about 1.1 kg of water steam and 3.2 kg of carbon dioxide produced. Unfortunately we can not create 100% efficient combustion and so there is also a considerable amount of products of incomplete combustion and these are carbon monoxide (denoted CO), hydrocarbons (vaporised fuel) and soot or smoke (actually hydrocarbons in a different form). In addition, the high temperature that occurs in the combustion chamber, promotes an unwanted reaction between nitrogen and oxygen from the air. That results in various oxides of nitrogen, commonly called NO_x . These emissions are legislatively regulated for most engine types by emission standards, which define the acceptable limits for exhaust emissions of new engines. The emission limits are supposed to be continuously decreasing according to the standards [4].

One of the ways to achieve acceptable emissions and high efficiency of an engine is a high degree of supercharging. Increasing pressure raises the temperature of charge air behind the turbocharger and thus affects air density adversely. To achieve sufficient engine power and to reduce heat stress of the engine components it is necessary to cool charge air. Reduction of charge air temperature increases the efficiency of the engine and as opposed to other optional solution, does not cause additional emissions of nitrogen oxides in the exhaust gases. In this paper are presented results of measurements on a special test bench to achieve low temperature of charge air [2, 5].

2. Mathematical model

In our department of automobile technology we have been engaged in the problems of gases emissions. Currently we deal with the impact of charge air temperature on the engine parameters. Before the tests of influence of extremely low charge air temperature on the engine's emissions started, a model had been created enabling us to verify the assumption of emissions reduction by lowering the temperature of charge air. The assumptions come out from theory that lowering the charge air temperature causes the decrease of a peak combustion temperature and, based on that and as the consequence of decreasing peak combustion temperature, the emissions decrease significantly.

The model is built based on the definition of speed of NO and N production, which are described in the following equations (1) and (2) [3].

$$\begin{aligned} \frac{d(\text{NO})}{dt} = & k_{1f}(\text{O})(\text{N}_2) - k_{1b}(\text{NO})(\text{N}) + k_{2f}(\text{N})(\text{O}_2) - k_{2b}(\text{NO})(\text{O}) + \\ & + k_{3f}(\text{N})(\text{OH}) - K_{3b}(\text{NO})(\text{H}) \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{d(\text{N})}{dt} = & k_{1f}(\text{O})(\text{N}_2) - k_{1b}(\text{NO})(\text{N}) - k_{2f}(\text{N})(\text{O}_2) + k_{2b}(\text{NO})(\text{O}) - \\ & - k_{3f}(\text{N})(\text{OH}) + K_{3b}(\text{NO})(\text{H}) \end{aligned} \quad (2)$$

- k_f – speed constant in a straight direction,
 k_b – speed constant in a reversed direction.

These are the tools used to solve the model: CATIA, GAMBIT and FLUENT. First of all, a 3D model was created to imitate geometry of a combustion chamber by CAD software CATIA. Subsequently, a net of combustion chamber in GAMBIT was created. Eventually, the combustion and NO_x production were simulated. The simulation confirms the theory that lowering the charge air temperature causes the decrease of temperature in the combustion chamber and based on that and as a consequence of the decrease of combustion temperature, the emissions decrease significantly [5].

3. Specification of the measurement test bench

For the purpose of ascertaining the effect of charge media temperature change on the engine parameters a special test bench was created. The reducing of the charge air temperature is provided by two-degree cooling. The first degree of cooling the charging air is provided by the heat exchanger of air-to-air type, a variable fan powered by the crankshaft provides cooling air flow. The second stage of charge air cooling is designed as a heat exchanger of air-to-liquid type. A forced circulation of cooling fluid is driven by a circulator pump, which is included into the cooling circuit with a special mixing tank to provide low temperatures.

For measurements of the gas engine emission AVL DITEST 4000 probe is used. This probe is located in the exhaust tube behind the turbocharger emission measurement. [1]

For temperature measurements PT100 and thermocouple types J were used and for the pressure measurement DMP 331–400 kPa type sensors were used [4].

4. Measurements

The actual measurement was made in four steps. During all the measurements both intercoolers were linked to the charging pipe. This method was used to avoid difference losses in the charge-air tube for the individual measurements and thus assure equal conditions of measurements. In the first step emissions without cooling charging air were measured.

In the first measurement both intercoolers were coated with wool to insulate them, so the charge air was not being cooled.

In the second step the cooling of charge air was provided by the first degree cooling. In this measurement charge air was cooled only by the intercooler of air to air type. The intercooler of water to air type was connected to the charging line, but it was isolated to prevent heat dissipation.

In the third step charge air was cooled with both degrees of cooling. In this measurement the air first passed through the intercooler of air-to-air type, and then it passed through the intercooler of air-to-water type, with water having the temperature of 16°C .

Water was pumped by a water pump through the intercooler of air-to-water type from the mixture tank with a capacity of 1.5 cubic meters. The appropriate capacity of the tank should protect the system against significant change in the temperature of cooling water.

5. Results of experimental measurements

During the measurement is only one of temperature, parameters of performance and emission parameters were recorded. The values measured at each step are shown in the tables.

In Table 1 the values gathered from the first measurement are shown; the measurement without heat dissipation of charge air.

Table 1

Values measured without cooling of charge air

n [min^{-1}]	M_t [$\text{N} \cdot \text{m}$]	P_e [kW]	m_{pe} [$\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$]	T_a [$^{\circ}\text{C}$]	T_{za}^{TBD} [$^{\circ}\text{C}$]	T_{za}^{Turbinou} [$^{\circ}\text{C}$]	$T_{\text{MCH}1}$ [$^{\circ}\text{C}$]	$T_{\text{MCH}2}$ [$^{\circ}\text{C}$]	NO_x [ppm]
2200	400	92.11	258.89	18	97.3	550	85.5	71	891
1950	440	89.80	239.86	18.6	84.2	550	74.2	63.6	1151
1700	457	81.32	230.42	18.6	71.9	544	63.6	57.1	1431
1450	460	69.81	226.05	18.5	61.6	510	55.2	51.4	1670
1200	433	54.38	227.48	17.7	46.6	480	37.2	33.9	1620

The values measured during the second measurement are shown in Table 2. During this measurement the charge air was cooled by the first degree. The cooler of air-to-air type was used for heat dissipation, though this cooler flows the ambient air with temperature T_a .

Table 2

Values measured with one degree cooling of charge air

n [min^{-1}]	M_t [$\text{N} \cdot \text{m}$]	P_e [kW]	m_{pe} [$\text{g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$]	T_a [$^{\circ}\text{C}$]	T_{za}^{TBD} [$^{\circ}\text{C}$]	T_{za}^{Turbinou} [$^{\circ}\text{C}$]	$T_{\text{MCH}1}$ [$^{\circ}\text{C}$]	$T_{\text{MCH}2}$ [$^{\circ}\text{C}$]	NO_x [ppm]
2200	400	92.11	258.81	21.2	104.7	550	68.9	60.4	864
1950	440	89.80	240.93	21.5	91.7	543	60.7	54	1089
1700	458	81.49	229.00	21.3	76.9	530	51.5	46.8	1401
1450	466	70.72	224.46	20.1	66.2	507	44.8	39.7	1675
1200	430	54.01	229.11	19.9	51.3	477	36.3	33.6	1576

The values of the third measurement are shown in Table 3. In this measurement the charge air was cooled with two degrees. Heat dissipation of the cooler of air-to-air type was used as in the first step by air flowing with temperature T_a . Heat dissipation of the cooler of water-air

type was provided by water which was pumped out of the tank across the cooler. The water temperature during the measurements was 18°C.

Table 3

Values measured with two degree cooling of charge air

n [min ⁻¹]	M_t [N · m]	P_e [kW]	m_{pe} [g · W ⁻¹ · h ⁻¹]	T_a [°C]	T_{za}^{TBD} [°C]	$T_{za}^{Turbino}$ [°C]	T_{MCH1} [°C]	T_{MCH2} [°C]	NO _x [ppm]
2200	413	95.10	252.52	18.2	99.7	518.2	65.3	24.8	781
1950	451	92.05	236.50	18.6	87.9	515.1	57.7	23	977
1700	474	84.34	223.57	17.6	72.7	502.1	48.2	19	1265
1450	477	72.39	219.04	18.8	64.7	486.8	43.2	18.4	1615
1200	441	55.39	224.56	18.5	49.1	462.9	34	17	1587

Table 4 shows the values measured by using both degrees with ice. In these measurements charge air cooling was provided by two degrees. The first degree used the ambient air as in the previous case. In order to reduce the temperature to the lowest value, ice was mixed into the tank with cooling water. Adding ice into the water tank, the water temperature was reduced and, subsequently, it was possible to reduced the charge air temperature even more.

Table 4

Values measured with two degree cooling of charge air with ice

n [min ⁻¹]	M_t [N · m]	P_e [kW]	m_{pe} [g · kW ⁻¹ · h ⁻¹]	T_a [°C]	T_{za}^{TBD} [°C]	$T_{za}^{Turbino}$ [°C]	T_{MCH1} [°C]	T_{MCH2} [°C]	NO _x [ppm]
2200	415	95.33	253.40	19.3	99.1	518.1	64.5	14.6	755
1950	457	92.05	234.04	18	86.5	512.2	56.5	11.1	950
1700	466	83.98	224.31	17.5	72.3	497.8	47.9	8.3	1256
1450	474	71.63	218.07	17.1	62.9	479.4	42.2	6.4	1531
1200	437	55.01	221.58	17.3	47.8	455.2	33.3	4.3	1504

In order to simplify and clarify the evaluation of measurement the readings were converted into graphs. For reasons of clarity in the graphs the dependences of parameters on the speed were used.

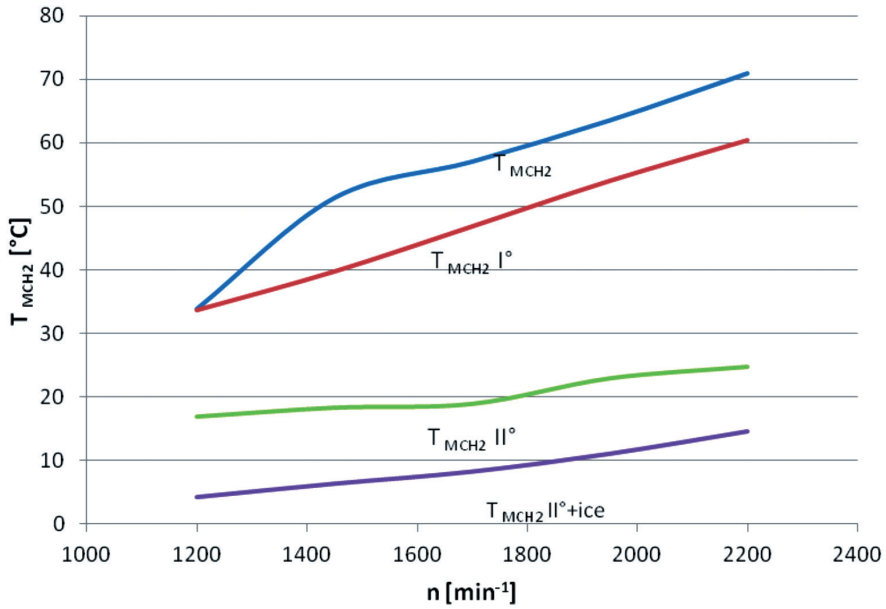


Fig. 1 Course of charge air temperature

Rys. 1. Przebieg temperatury powietrza ładunku

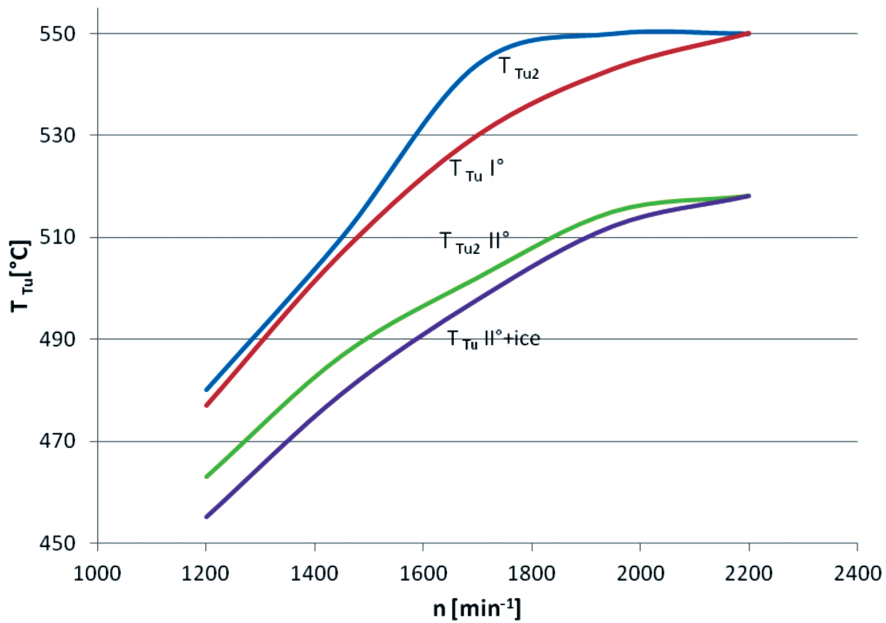


Fig. 2. Course of exhaust gas temperature behind turbine

Rys. 2. Przebieg temperatury spalin za turbiną

The diagram shows the course of charge air temperature depending on the engine load, the engine load being expressed in the RPM. In the Fig. 1 are shown the curves of 4 ways of measurements. In chart 4 the curves of 4 ways of measurements are shown. NO curve shows the development of the charge air temperature depending on the RPM measured without cooling charge air. NO_x I° shows the development the charge air temperature depending on the RPM measured with cooling air charge by the first degree. NO_x II° curve shows how the temperature of charge air changes by cooling with two degrees and NO II° + ice curve shows the measured values using two cooling degrees charge air with ice.

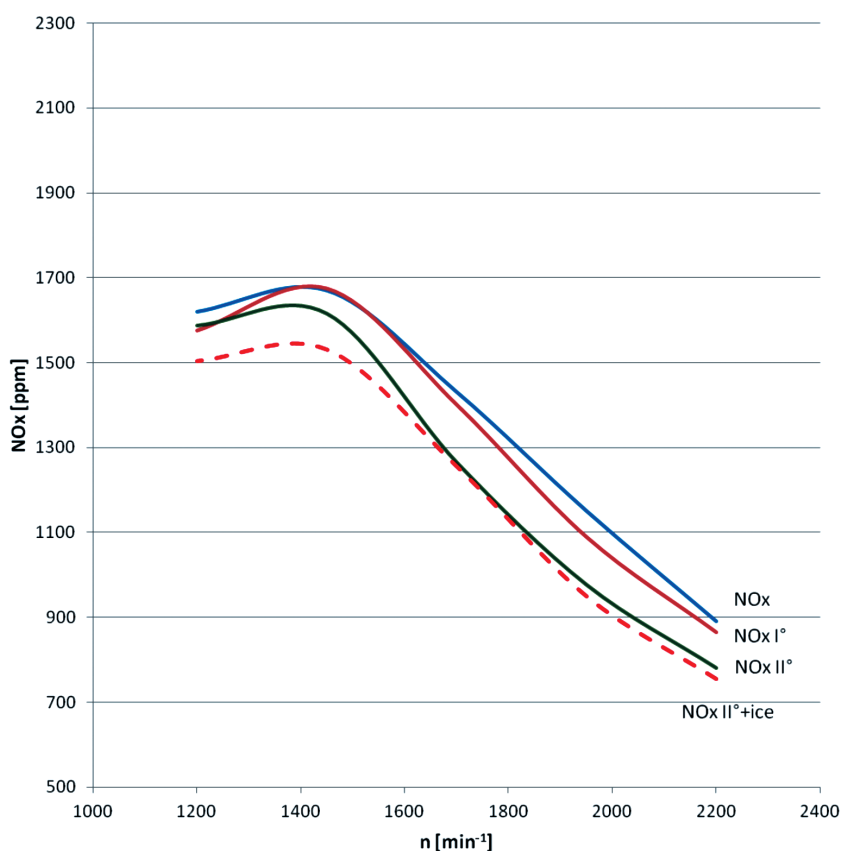


Fig. 3. Content of nitrogen oxides in the exhaust gas

Rys. 3. Zawartość tlenków azotu w spalinach

The influence of temperature of charge air on the exhaust gas temperature is shown in Fig. 2. The figure shows that the cooling of charge air also causes a reduction in exhaust gas temperature. Based on the temperature record of the exhaust gas it can be assumed that the change of charge air temperature is an appropriate tool to reduce the temperature in the combustion chamber. The curves are represented by same signs as in the previous figure T_{tu} , $T_{tu} I^\circ$, $T_{tu} II^\circ$ a $T_{tu} II^\circ + \text{ice}$.

According to the theory of NO_x formation, temperature has a great influence on the formation of the NO_x , it means by reducing the temperature in the combustion chamber we can reduce the formation of NO_x . How the content NO_x was reduced by the temperature reduction is shown in Fig. 3. From the figure it is clear that the charge air temperature reduction causes the reduction of NO_x in exhaust gases.

6. Conclusion

The paper deals with the influence of the charge air temperature on production of nitrogen oxides. This paper presents the results measured on a special test bench to investigate the effect of low temperatures on the engine parameters. The measurements on the special test bench were made in a four modes: without charge air cooling, with charge air cooling through the cooler (type: air-to-air), charge air cooling through the cooler (type: air-to-air type plus air-to-water) and charge air cooling through the cooler (type: air-to-air plus air-to-water with using ice).

From the measured values for NO_x in the exhaust gas results the following: the reduction of charge air temperature leads to the reduction of NO_x formation. The reduction of NO_x in exhaust gas was caused by lowering the temperature in the combustion chamber, which is the cause of NO_x production. The measured result shows that reducing the charge air temperature is a suitable tool for reducing NO_x formation in combustion engines. The measurement confirms the result obtained from the mathematical model, namely that by lowering the temperature of charge air the content of NO_x in exhaust gases is decreasing. Currently we are dealing with and considering the models accuracy and comparing them with the measured data.

This contribution was created within the framework of the project KEGA 038ŽU-4/2011 and VEGA 1/0554/10, which are supported by the Ministry of Education of the Slovak Republic.

References

- [1] Toporcer E., Kovalčík A., Cisek J., *Intercooler for extremely low temperatures of charging*, Journal of KONES – Powertrain and transport, Vol. 17, No. 3, Warsaw 2010.
- [2] Heywood J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, MacGraw-Hill, USA, 1988.
- [3] Lábaj J., Kalinčák D., Kukuča P., Gajdoš J., Gerlici, J., Lack T., *Výpočtové metódy v dopravnej a manipulačnej technike*, ES ŽU v Žiline, 1997.
- [4] Toporcer E., Kovalčík A., Tučník P., *Intercooler for extremely low temperatures of charging*, Journal of KONES – Powertrain and Transport, Vol. 17, No. 3, Warsaw 2010.
- [5] Zeldovich Y.B., *The Oxidation of Nitrogen in Combustion Explosions*, *Acta Physico chemica*, USSR, 1987.

ZBIGNIEW WOŁCZYŃSKI*

SYNTEZA I SYMULACJA STATYCZNA STEROWANIA
„Z CYKLU NA CYKL” WTRYSKIEM PALIWA
W SILNIKU GDISYNTHESIS AND STATIC SIMULATION
OF “CYCLE-BY-CYCLE” CONTROLLING
THE FUEL INJECTION IN GDI ENGINE

Streszczenie

W artykule przedstawiono metodę „z cyklu na cykl” wyznaczania dawki i wtrysku paliwa zastosowaną do zasilania silnika GDI. Polega ona na pomiarze masy zassanego do cylindra powietrza w każdym cyklu pracy i wtrysnięciu właściwej, ze względu na skład mieszanki, dawki paliwa. Paliwo wtryskiwane jest w dwóch częściach: wstępnej podczas napełniania cylindra i uzupełniającej po zakończeniu procesu napełniania powietrzem. Dawka wstępna stanowi ok. 50% całej masy paliwa dla danego cyklu. Dawka uzupełniająca jest różnicą pomiędzy dawką całkowitą wyliczoną dla zassanej masy powietrza a dawką wstępną. W artykule zaprezentowano metodykę opracowania granic fazy pomiaru masy powietrza oraz utworzenia „mapy” (tablicy) czasu wtrysku wstępnego. Przeprowadzono symulację statyczną opracowanej metody oraz przedstawiono jej wyniki.

Słowa kluczowe: silnik benzynowy, wtrysk paliwa, pomiar masy zassanego powietrza, skład mieszanki, symulacja sterowania

Abstract

The paper presents the „cycle-by-cycle” method of fuel injected dose determination that is used for feeding the GDI engine. It relies on measurement of the air mass sucked to cylinder in each work cycle and injection of the proper, due to the composition, fuel dose. The fuel is injected in two parts: initial during filling the cylinder and supplementary after finishing the air filling process. The initial dose is app. 50% of the whole fuel mass for given cycle. The supplementary dose is a difference between the entire dose calculated for sucked air mass and the initial dose. It was presented the procedure of determination of the area limits of air mass measurement and creation the “map” (matrix) of initial injection time. The static simulation of processed method was conducted. The paper presents also the results of the simulation.

Keywords: gasoline engine, fuel injection, measurement of sucked air mass, mixture composition, control simulation

* Dr inż. Zbigniew Wołczyński, Instytut Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Radomska.

Silnik o ZI jest najbardziej popularną jednostką napędową w samochodach osobowych. Ciągły wzrost liczby samochodów wymaga m.in. ograniczania emisji gazów spalinowych, aby utrzymać właściwy stan środowiska naturalnego. Wiąże się z tym konieczność zmniejszenia zużycia paliwa przez silniki oraz katalitycznego oczyszczania spalin. Od wielu lat stosuje się w układach wydechowych silników reaktory katalityczne do oczyszczania spalin. Ich zadaniem jest „odzyskiwanie” tlenu z tlenków azotu (NO_x) i wykorzystanie go do utleniania tlenku węgla (CO) i niespalonych węglowodorów (HC). Reakcje te przebiegają z wysoką efektywnością tylko wtedy, gdy w gazach spalinowych znajduje się tlen w ilościach nie większych niż potrzeba go do przebiegu reakcji utleniania. Taka ilość tlenu w gazach spalinowych jest wynikiem spalania w silniku mieszanki paliwowo-powietrznej o składzie stechiometrycznym.

Zapewnienie stechiometrycznego składu spalanej mieszanki w każdym cyklu pracy silnika ZI skutecznie umożliwi obniżenie zawartości składników toksycznych w jego spalinach. Przedstawiona w niniejszym artykule metoda wtrysku paliwa „z cyklu na cykl” ma zapewnić właściwy skład mieszanki w każdym cyklu pracy silnika ZI.

2. Istota metody

Metoda „z cyklu na cykl” wtrysku paliwa do komory spalania silnika GDI polega na dwukrotnym jego wtrysku na jeden cykl pracy silnika. Pierwszy wtrysk paliwa występuje podczas suwu napełniania powietrzem. Wtryskuje się wtedy ok. 50% całej dawki paliwa na cykl. Paliwo to ma czas na odparowanie i utworzenie jednorodnej mieszanki z zassanym do cylindra powietrzem. Proces napełniania cylindra powietrzem nadzorowany jest przez bardzo szybki przepływomierz (termoanemometr). Pozwala on zmierzyć masę powietrza zassanego do cylindra podczas suwu napełniania. Dla zmierzonej masy powietrza obliczana jest masa paliwa, które powinno być wtrysnięte, aby uzyskać „właściwy” skład mieszanki paliwowo-powietrznej. Istotę metody przedstawiono na rys. 1.

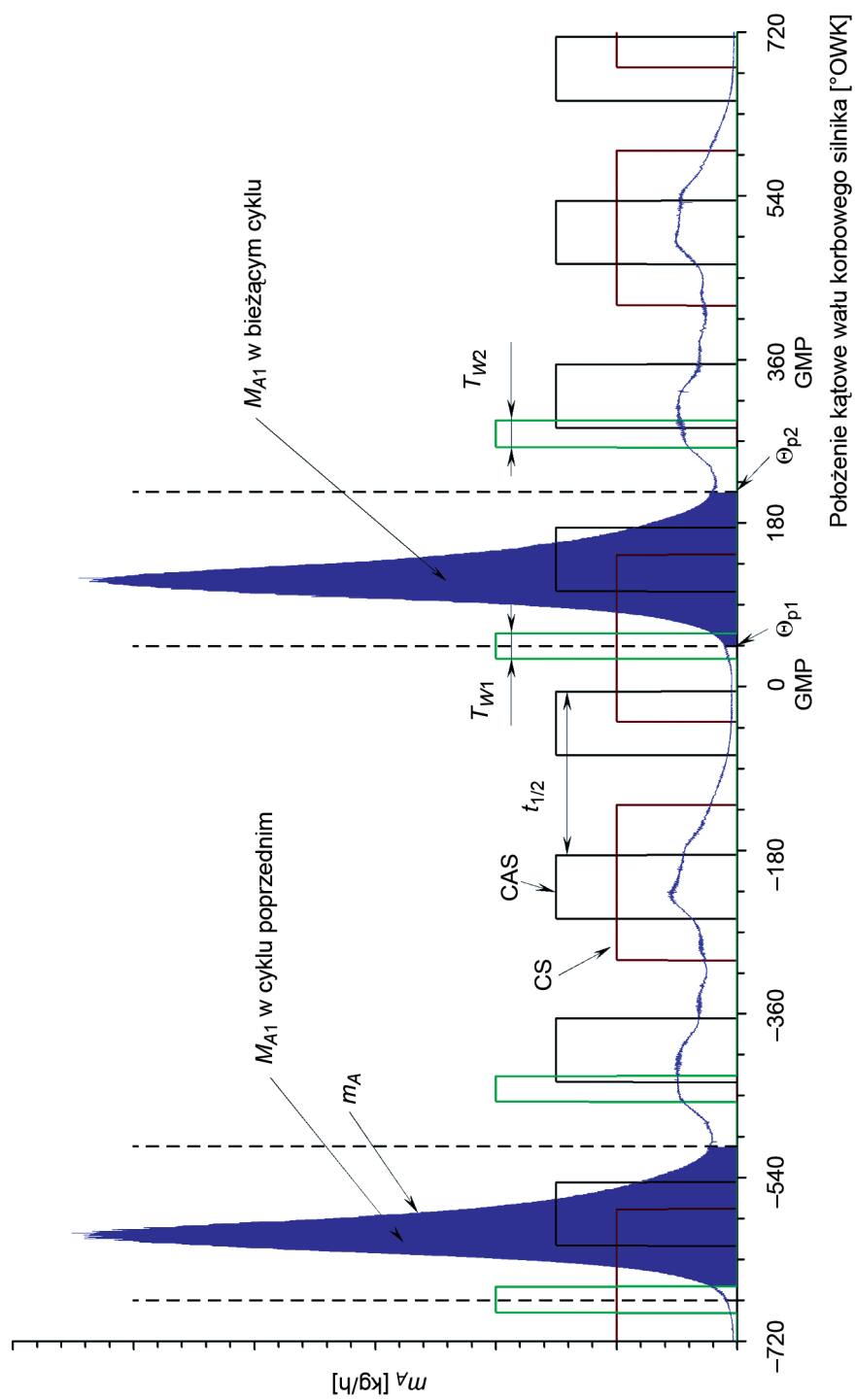
Rysunek przedstawia sygnały w systemie sterowania wtryskiem paliwa, w czasie ponad czterech obrotów wału korbowego, czyli dwóch pełnych cyklach pracy jednego cylindra. Analiza metody opisana będzie na przykładzie cyklu, który rozpoczyna się w 0°OWK . Jest to GMP tłoka przed suwem napełniania. 5°OWK przed GMP tłoka występuje zbocze opadające sygnału z czujnika położenia wału korbowego silnika CAS. Jest to chwila rozpoczęcia wyznaczania wszystkich parametrów w bieżącym cyklu pracy. Jako pierwszy parametr, wyznaczana jest prędkość obrotowa w czasie ostatniego półobrotu silnika zgodnie ze wzorem (1):

$$n = \frac{30000}{t_{1/2}} \quad (1)$$

gdzie:

n – prędkość obrotowa [obr./min],

$t_{1/2}$ – czas półobrotu mierzony między dwoma zboczami opadającymi CAS [ms].



Rys. 1. Istota metody „z cyklu na cykl” wtrysku paliwa w silniku GDI

Fig. 1. The principle of the method “from cycle to cycle” of fuel injection into the engine GDI

Po obliczeniu prędkości obrotowej wyznaczany jest z mapy wtrysku wstępny czas pierwszego wtrysku benzyny T_{w1} . Mapa wtrysku wstępnego jest tablicą dwuwymiarową, w której czasy wtrysku wstępnego przypisano do prędkości obrotowej silnika w ostatnim półobrocie i masy powietrza, zassanego do cylindra w poprzednim cyklu pracy. Na podstawie wcześniej prowadzonych badań [1, 4] stwierdzono, że napełnienie powietrzem w następujących po sobie cyklach pracy nie zmienia się więcej niż o 50%. Stąd czasy wtrysku wstępnego zapisane w mapie zapewniają ok. 50% całej dawki paliwa w danym cyklu w stanach pracy ustalonej.

Ze względu na właściwości dynamiczne przepływomierza i złożoność procesu napełniania powietrzem [1], pomiaru masy powietrza dokonuje się w pewnym zakresie kątowym położenia wału korbowego. Zakres ten nazwano fazą pomiaru napełniania powietrzem, a jej granice uzależniono od prędkości obrotowej silnika. Poprzez Θ_{p1} oznaczono kątowe położenie wału korbowego silnika, w którym rozpoczyna się pomiar masy powietrza. Podobnie poprzez Θ_{p2} oznaczono kątowe położenie wału, w którym kończy się pomiar masy powietrza. Kolejnym krokiem w opisywanej metodzie jest wyznaczenie granic fazy pomiaru powietrza. Są one liniową zależnością prędkości obrotowej silnika. Dla silnika i przepływomierza zastosowanego w badaniach mają postać (2) i (3):

$$\Theta_{p1} = 0,0289 \cdot n + 16,368 \quad (2)$$

$$\Theta_{p2} = 0,0204 \cdot n + 112,18 \quad (3)$$

gdzie:

- n – prędkość obrotowa [obr/min],
- Θ_{p1} – kąt początku fazy pomiaru napełniania [$^{\circ}$ OWK],
- Θ_{p2} – kąt końca fazy pomiaru napełniania [$^{\circ}$ OWK].

W przedziale kątowym od Θ_{p1} do Θ_{p2} , czyli w fazie pomiaru napełniania następuje pomiar masy powietrza M_{A1} napływającego do cylindra. Polega on na obliczeniu pola pod krzywą sygnału masowego wydatku powietrza m_A z przepływomierza (termoanemometru) zainstalowanego w gałęzi kolektora dolotowego sterowanego cylindra. Odbywa się to zgodnie z zależnością:

$$M_{A1} = \sum_{t \rightarrow \Theta_{p1}}^{t \rightarrow \Theta_{p2}} m_A \cdot \Delta t \quad (4)$$

gdzie:

- M_{A1} – masa powietrza zassana do cylindra w danym cyklu [mg],
- $t \rightarrow \Theta_{p1}$ – czas, w którym wał silnika osiągnął położenie kątowe Θ_{p1} ,
- $t \rightarrow \Theta_{p2}$ – czas, w którym wał silnika osiągnął położenie kątowe Θ_{p2} ,
- Δt – okres próbkowania sygnału m_A .

W trakcie pomiaru masy powietrza realizowany jest wtrysk wstępny paliwa, który rozpoczyna się 30° OWK po GMP, w czasie suwu napełniania, a czas jego trwania jest zgodny z wartością odczytaną z mapy. W warunkach rzeczywistych dla silnika GDI samochodu Mitsubishi Carisma wtrysk ten kończy się zawsze podczas suwu napełniania. Po zakończeniu napełniania powietrzem obliczana jest całkowita dawka paliwa dla uzyskania mieszanki o żądanym składzie λ^* wg wzoru (5):

$$M_F = \frac{M_{A1}}{\lambda^* \cdot L_0} \quad (5)$$

gdzie:

- M_F – masa paliwa wymagana w danym cyklu [mg],
- M_{A1} – masa powietrza zasana do cylindra w danym cyklu [mg],
- L_0 – teoretyczne zapotrzebowanie na powietrze dla całkowitego spalania zastosowanego paliwa (dla zastosowanej w badaniach benzyny $L_0 = 14,7$).

Różnicą pomiędzy masą paliwa wyznaczoną dla danego cyklu M_F a masą paliwa wtrysniętego podczas wtrysku wstępnego M_{F1} jest masa paliwa M_{F2} , które należy wtrysnąć podczas wtrysku uzupełniającego T_{W2} . Wtrysk ten realizowany jest podczas suwu sprężania. Dla wtryskiwacza zastosowanego w badanym silniku masę paliwa i czas wtrysku uzupełniającego oblicza się z następujących zależności:

$$M_{F1} = 12,054 \cdot T_{W1} + 1,0293 \quad (6)$$

$$M_{F2} = M_F - M_{F1} \quad (7)$$

$$T_{W2} = 0,08228551 \cdot M_{F2} - 0,0754 \quad (8)$$

gdzie:

- M_F – masa paliwa wymagana w danym cyklu [mg],
- M_{F1} – masa paliwa wtrysniętego podczas wtrysku wstępnego [mg],
- M_{F2} – masa paliwa wtrysku uzupełniającego [mg],
- T_{W1} – czas wtrysku wstępnego [ms],
- T_{W2} – czas wtrysku uzupełniającego [ms].

Zostały one opracowane we wcześniejszym etapie prac nad omawianą metodą wtrysku i przedstawione w innych publikacjach [3].

Realizacja wtrysku uzupełniającego może odbyć się natychmiast po wyznaczeniu jego czasu trwania bądź w innym ściśle określonym położeniu wału silnika. Wtrysk uzupełniający powinien zakończyć się przed zapłonem mieszanki w cylindrze.

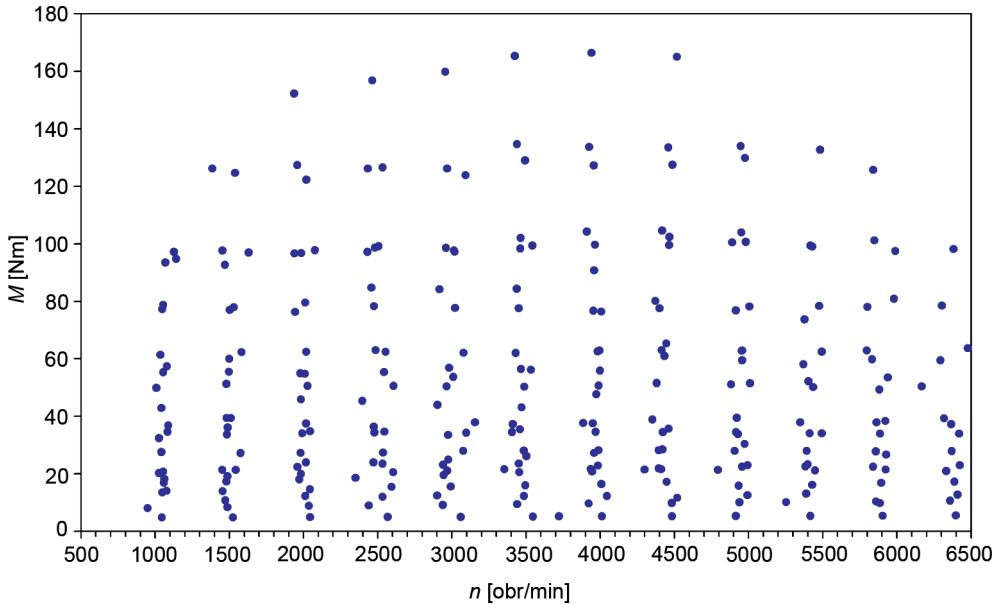
3. Synteza metody sterowania „z cyklu na cykl” wtryskiem paliwa

W metodzie sterowania „z cyklu na cykl” wtryskiem paliwa wykorzystywane są: „mapa wtrysku wstępnego” i dwa równania opisujące granice fazy pomiaru napełniania.

Wyznaczono je na podstawie badań eksperymentalnych przeprowadzonych na silniku GDI samochodu Mitsubishi Carisma. Badania prowadzono w całym obszarze pracy silnika $n \times M$. Na rys. 2 przedstawiono punkty $n \times M$ pracy silnika, w którym dokonano pomiarów.

Badania prowadzono w hamowni podwoziowej na silniku GDI fabrycznie zamontowanym w samochodzie [4]. W badanym silniku wprowadzono zmiany konstrukcyjne umożliwiające rejestrację i analizę istotnych parametrów dla metody „z cyklu na cykl”, którymi są:

- prędkość obrotowa silnika i fazy cyklu pracy,
- napełnianie powietrzem drugiego cylindra silnika,
- skład spalanej mieszanki w drugim cylindrze silnika,
- czasy i fazy wtrysku paliwa do drugiego cylindra silnika.



Rys. 2. Punkty $n \times M$ pracy silnika, w których przeprowadzono badania dla sporządzenia „mapy czasu wtrysku wstępnego” i opracowania granic fazy pomiaru napełniania

Fig. 2. The points $n \times M$ of the engine operation, where the investigation was done in order to make “the map of the preliminary injection time” and determine the limits of the phase of filling measuring

Rejestracje powyższych parametrów były możliwe dzięki zmianom konstrukcyjnym polegającym na zainstalowaniu:

- przepływomierza masowego (termoanemometru) w gałęzi kolektora dolotowego drugiego cylindra,
- interfejsu pomiarowo-sterującego w instalacji elektrycznej silnika,
- czujnika analizatora MEXA 700 λ firmy Horiba w gałęzi kolektora wylotowego drugiego cylindra.

Powyższe modyfikacje nie zmieniły w istotny sposób warunków pracy badanego silnika. Instalacja przepływomierza w gałęzi kolektora dolotowego polegała na umieszczeniu w nim jednego drutu pomiarowego o średnicy $70 \mu\text{m}$. Drut przebiega przez średnicę gałęzi kolektora dolotowego. Czujnik analizatora MEXA 700 λ jest szerokopasmową sondą lambda o gabarytach „typowej” sondy lambda, zatem nie powoduje istotnych oporów dla przepływu spalin w kanale wylotowym.

W badaniach rejestrowano następujące sygnały:

- położenia wału korbowego silnika CAS,
- położenia wałka rozrządu CS,
- wtrysku paliwa do drugiego cylindra U_w ,
- zapłonu w drugim cylindrze U_z ,
- masowego wydatku powietrza napełniającego drugi cylinder m_A ,
- składu spalanej mieszanki w drugim cylindrze λ_h ,
- momentu rolki prawego koła,

– momentu rolki lewego koła.

Badania wykonano na wszystkich biegach, tak aby zarejestrować ww. sygnały w całym obszarze $n \times M$ pracy silnika. We wszystkich punktach $n \times M$ przedstawionych na rys. 2 wykonano jednosekundowe rejestracje sygnałów. Rejestracji dokonano komputerem PC wyposażonym w kartę przetworników A/C typu CS8380 firmy GAGE o 14-bitowej rozdzielczości i zakresach napięciowych dobranych do rejestrowanych sygnałów. Wszystkie sygnały próbkowano z częstotliwością 1 MHz.

Moment obrotowy na wale silnika nie jest wielkością wykorzystywaną w prezentowanej metodzie, dlatego jego pomiar nie ma większego znaczenia, a służył tylko do wyznaczenia punktów $n \times M$, w których prowadzono badania.

Podstawową wielkością w metodzie „z cyklu na cykl”, na podstawie której wyznaczana jest dawka paliwa, a następnie czasy wtrysków, jest masa powietrza zassanego do cylindra. Mierzona jest ona za pomocą termoanemometru. Pomiar polega na wyznaczeniu pola pod krzywą sygnału masowego wydatku powietrza m_A napełniającego cylinder. Ze względu na złożony przebieg procesu napełniania i niedoskonałość samego termoanemometru, realizuje się go w czasie tzw. fazy napełniania. Granice fazy napełniania uzależnione są od prędkości obrotowej silnika i opisane równaniami liniowymi.

W celu wyznaczenia równań opisujących granice fazy napełniania poddano analizie zarejestrowane sygnały. W zależności od prędkości obrotowej silnika w zbiorach znajduje się od kilku do kilkudziesięciu pełnych cykli pracy. W każdym z zarejestrowanych zbiorów wyznaczono granice fazy napełniania w drugim pełnym cyklu. Podstawą wyznaczenia granic całkowania sygnału z przepływomierza była masa powietrza w cyklu $M_{A1,\lambda}$, wyznaczona na podstawie wtrysniętego paliwa i zmierzonego współczynnika nadmiaru powietrza w spalinach λ_H będących wynikiem spalania tego paliwa (rys. 3).

$$M_{A1,\lambda} = \lambda_H \cdot M_F \quad (9)$$

gdzie:

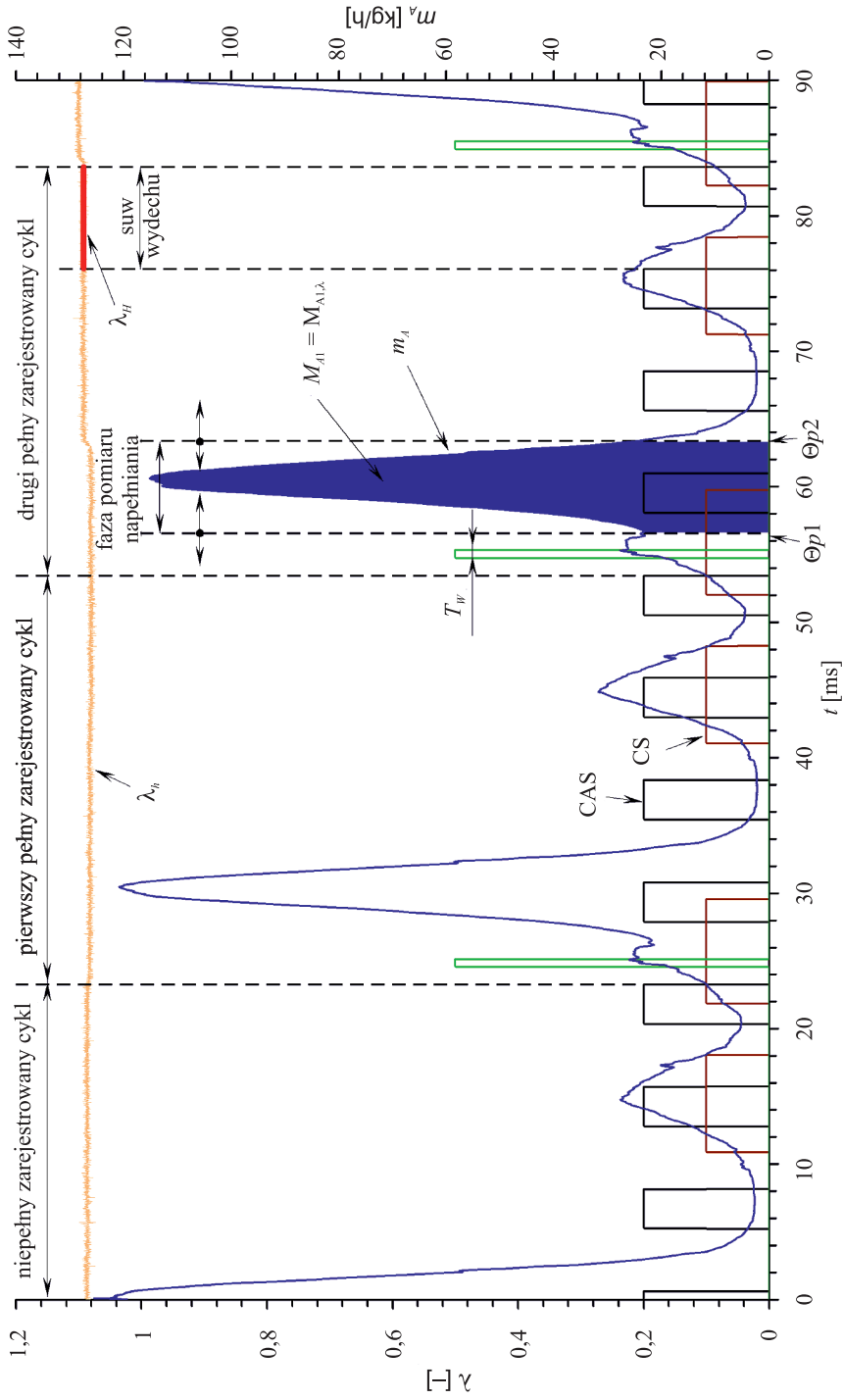
λ_H – współczynnik nadmiaru powietrza mieszanki spalanej w analizowanym cyklu,
 M_F – masa wtrysniętego paliwa w analizowanym cyklu.

$$M_F = 12,054 \cdot T_w + 1,0293 \quad (10)$$

gdzie:

T_w – czas pojedynczego wtrysku paliwa.

Istnieją takie punkty pracy silnika, w których paliwo wtryskiwane jest dwukrotnie na jeden cykl pracy. Wtedy całkowita masa paliwa jest sumą mas obliczonych dla każdego wtrysku wg (10). Współczynnik nadmiaru powietrza λ_H obliczany jest jako średnia arytmetyczna skorelowanego [7] sygnału λ_h z analizatora MEXA 700 λ w czasie suwu wydechu (rys. 3). Dla tak wyznaczonej masy powietrza w cyklu poszukiwano dwóch granic fazy napełniania. Pierwszym warunkiem było, aby pole powierzchni pod przebiegiem sygnału masowego wydatku powietrza w granicach fazy napełniania, odpowiadające mierzonej masie powietrza M_{A1} , równe było obliczonej masie powietrza $M_{A1,\lambda}$.



Rys. 3. Metodyka wyznaczania granic fazy pomiaru napełniania

Fig. 3. The method of determining the limits of the phase of filling measuring

$$M_{A1,\lambda} = M_{A1} \quad (11)$$

gdzie:

$M_{A1,\lambda}$ – obliczona masa powietrza w zarejestrowanym cyklu,

M_{A1} – zmierzona masa powietrza w zarejestrowanym cyklu.

Drugim warunkiem było, aby masowy wydatek powietrza m_A dla kąta początku fazy pomiaru napełniania Θ_{p1} był w przybliżeniu równy wydatkowi dla kąta końca fazy pomiaru napełniania Θ_{p2} . Poszukiwanie kątów początku Θ_{p1} i końca Θ_{p2} fazy napełniania dla tak postawionych warunków jest bardzo pracochłonne, dlatego napisano program komputerowy w języku Turbo Pascal, który graficznie prezentował przebieg sygnału z przepływomierza dla danego cyklu i proponował ustawienie granic spełniające pierwszy warunek. Za pomocą kursorów należało tak przesunąć granicę Θ_{p1} , aby spełnić warunek drugi i zapamiętać wynik. Po każdej zmianie położenia kursora odpowiadającego granicy Θ_{p1} program automatycznie dobierał granicę Θ_{p2} .

W każdym analizowanym cyklu pracy obliczono prędkość obrotową silnika (rys. 3):

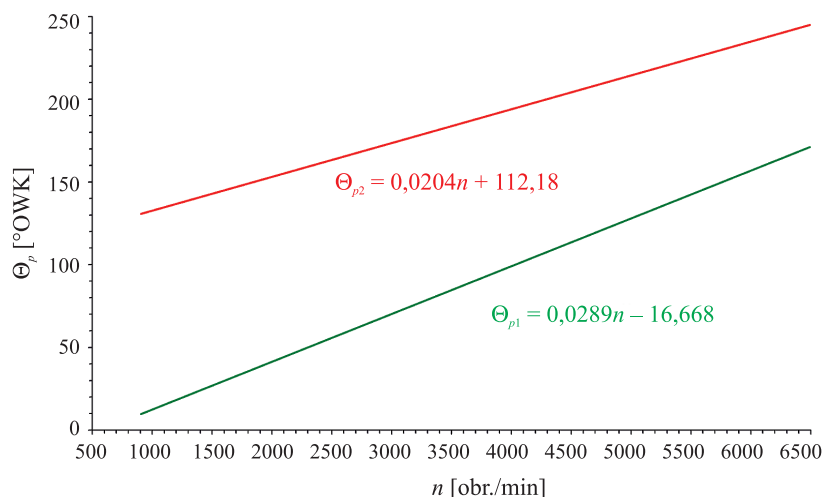
$$n = \frac{120\,000}{t_2} \quad (12)$$

gdzie:

n – prędkość obrotowa [obr./min],

t_2 – czas dwóch pełnych obrotów mierzony między zboczami opadającymi CAS (rys. 3) [ms].

Po wyznaczeniu granic fazy pomiaru napełniania dla wszystkich zarejestrowanych zbiorów i odpowiadających im prędkościom obrotowym aproksymowano je do linii prostych i opisano odpowiednio równaniami (rys. 4).



Rys. 4. Granice fazy pomiaru napełniania w metodzie „z cyklu na cykl” dla silnika GDI samochodu Mitsubishi Carisma

Fig. 4. Limits of the phase of filling measuring in the method “from cycle to cycle” for the engine GDI of the car Mitsubishi Carisma

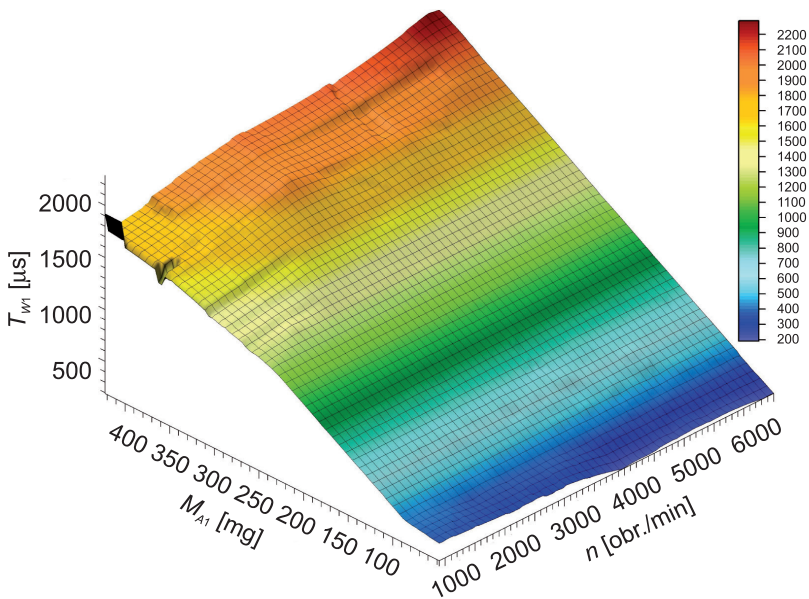
Po wyznaczeniu granic fazy napełniania wykorzystano je do wyznaczenia masy powietrza M_{A1} we wszystkich zarejestrowanych pełnych cyklach. Dla każdej masy powietrza obliczono masę paliwa tak, by uzyskać mieszankę o żądanym składzie λ^* . W metodzie „z cyklu na cykl” założono, że wtrysk wstępny zapewnia ok. 50% całej dawki potrzebnego paliwa dlatego obliczoną dawkę paliwa podzielono na pół i dla niej wyznaczono czas wtrysku T_{w1} :

$$T_{w1} = 0,08228551 \cdot \frac{M_{A1}}{2 \cdot \lambda^* \cdot L_0} - 0,0754 \quad (13)$$

Przy założeniu, że dla stosowanej benzyny $L_0 = 14,7$, a żądany skład mieszanki $\lambda^* = 1$, powyższy wzór przyjmuje postać:

$$T_{w1} = 0,08228551 \cdot \frac{M_{A1}}{29,4} - 0,0754 \quad (14)$$

Wykorzystując program Surfer 8.0, utworzono mapę wtrysku wstępnego o wymiarach 101×101 , którą graficznie przedstawiono na rys. 5.



Rys. 5. Mapa czasu wtrysku wstępnego dla metody „z cyklu na cykl” sterowania wtryskiem w silniku GDI samochodu Mitsubishi Carisma

Fig. 5. The map of the preliminary injection time for the method “from cycle to cycle” of controlling the injection in the engine GDI of the car Mitsubishi Carisma

4. Symulacja statyczna sterowania „z cyklu na cykl” wtryskiem benzyny

Najprostszym sposobem oceny opracowanej metody „z cyklu na cykl” sterowania wtryskiem benzyny jest jej symulacja. Pozytywne wyniki symulacji były przesłanką do sprzętowej realizacji metody.

W przedstawionej metodzie wtrysk paliwa odbywa się w oparciu o analizę sygnałów określających: prędkość, położenie wału korbowego i napełnienie powietrzem sterowanego cylindra. W tym celu zarejestrowano w kilku punktach pracy silnika sygnały wymagane w metodzie „z cyklu na cykl”. Są to:

- sygnał położenia wału korbowego silnika CAS,
- sygnał położenia wałka rozrządu CS,
- sygnał masowego wydatku powietrza napełniającego drugi cylinder m_A .

Sygnały wykorzystano do symulacji komputerowej, w wyniku której został wygenerowany sygnał sterowania wtryskiwaczem dla symulowanego cylindra silnika. Symulację przeprowadzono za pomocą własnego programu komputerowego napisanego w języku Turbo Pascal. Algorytm programu wynikający z istoty metody przedstawiono na rys. 6.

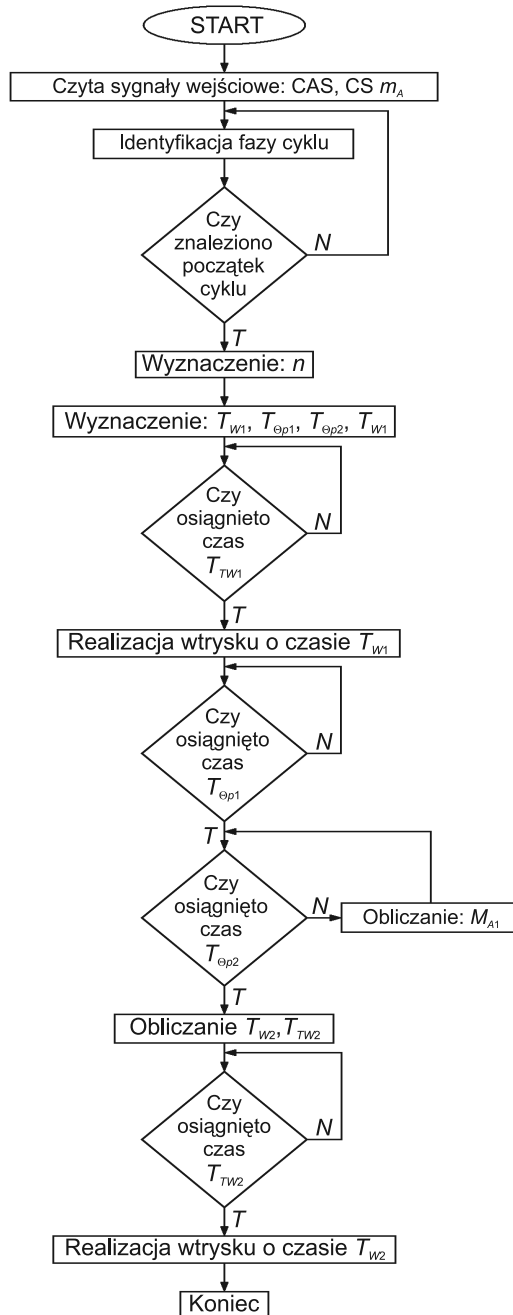
Na rysunkach 7 i 8 przedstawiono przykładowe wyniki symulacji sterowania wtryskiem benzyny w dwóch punktach pracy silnika. Na rysunkach tych przedstawiono czasy wtrysków: wstępnego i uzupełniającego. Każdy punkt to czas pojedynczego wtrysku. Punkty połączono liniami, tak by lepiej było widać zmienność tych czasów w kolejnych cyklach pracy. Przecinanie się linii świadczy o tym, że czas wtrysku uzupełniającego T_{w2} nadążnie dobierany jest do masy zassanego powietrza M_{A1} , a czas wtrysku wstępnego T_{w1} stanowi ok. 50% całej dawki paliwa potrzebnej na cykl dla założonego składu mieszanki $\lambda^* = 1$. Przebieg współczynnika nadmiaru powietrza mieszanki λ wyznaczony na podstawie zmierzonego strumienia powietrza i zasymulowanego wtrysku paliwa potwierdza bardzo małą jego zmienność i minimalne odchylenie od składu założonego.

W projekcie badawczym MNiSW nr N N 504 340636 systemu sterowania silnikiem GDI zbudowano mikroprocesorowy sterownik wtryskiwacza benzyny pracujący wg metody „z cyklu na cykl” [2, 5, 6]. Na etapie budowy wykorzystano metodę symulacji statycznej do oceny poprawności pracy sterownika. W tym celu rejestrowano dodatkowo sygnały:

- wtrysku paliwa do drugiego cylindra U_{w2} ,
- składu spalanej mieszanki w drugim cylindrze λ_n .

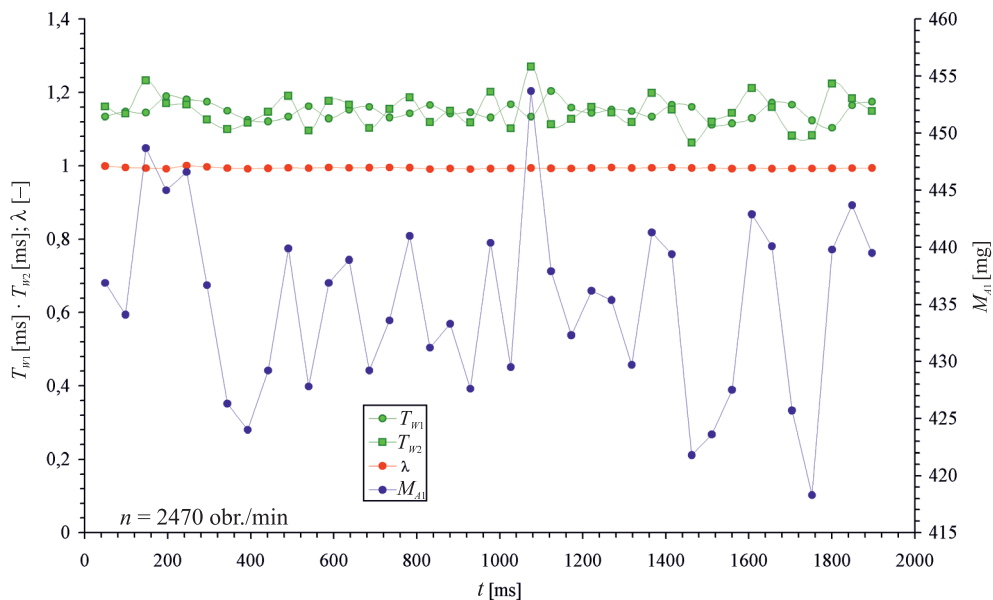
Na ich podstawie wyznaczono czasy wtrysków generowanych przez mikroprocesorowy sterownik. Przedstawienie ich na jednym wykresie z czasami symulowanymi pozwala określić poprawność pracy sterownika (rys. 9).

Na rysunku 9 uwidoczniło się, że czasy wtrysków wygenerowane przez sterownik i pochodzące z symulacji różnią się. Widać też, że ich zmiana w obu przypadkach ma ten sam charakter. Świadczy to o tym, że sterownik działa poprawnie, biorąc pod uwagę istotę metody. Prawdopodobnie za różnice w czasach wtrysku odpowiada za małą dokładność próbkowania sygnału powietrza (w sterowniku używany jest przetwornik 10-bitowy).



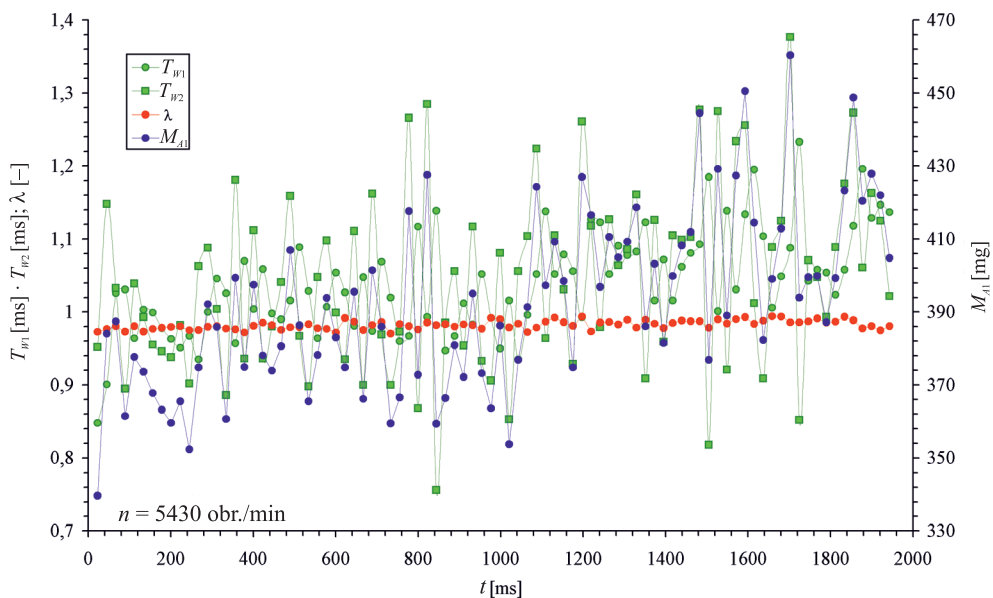
Rys. 6. Algorytm programu do symulacji sterowania „z cyklu na cykl” wtryskiem benzyny w silniku GDI samochodu Mitsubishi Carisma

Fig. 6. Algorithm of the program for simulating the control “from cycle to cycle” of the petrol injection into the engine GDI of the car Mitsubishi Carisma



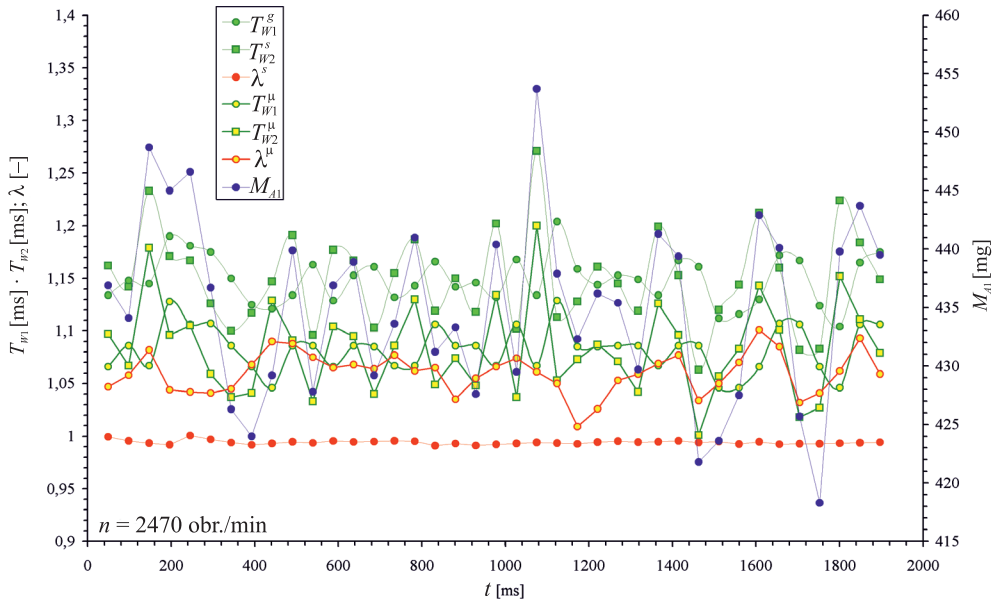
Rys. 7. Wynik symulacji sterowania „z cyklu na cykl” wtryskiem benzyny dla $n = 2470$ obr./min

Fig. 7. The result of simulating the control “from cycle to cycle” of the petrol injection for $n = 2470$ rpm



Rys. 8. Wynik symulacji sterowania „z cyklu na cykl” wtryskiem benzyny dla $n = 5430$ obr./min

Fig. 8. The result of simulating the control “from cycle to cycle” of the petrol injection for $n = 5430$ rpm



Rys. 9. Przykład porównania czasów wtrysków wygenerowanych przez rzeczywisty sterownik i poprzez symulację sterowania „z cyklu na cykl” wtryskiem benzyny dla $n = 2470$ obr./min

Fig. 9. Example of a comparison of injection times generated by a real controller and by the simulation of the control “from cycle to cycle” of the petrol injection for $n = 2470$ rpm

5. Wnioski

W artykule przedstawiono istotę metody „z cyklu na cykl” wtrysku benzyny w silniku GDI oraz jej syntezę i symulację statyczną w kilku punktach pracy. Na podstawie symulacji statycznej można stwierdzić, że metoda ta może być stosowana do silnika z bezpośrednim wtryskiem benzyny w celu utrzymania stałego składu mieszanki w każdym cyklu pracy. W metodzie tej bardzo ważny jest dokładny pomiar masy powietrza napełniającego cylinder silnika w każdym cyklu pracy. Z tego względu w praktycznej realizacji wymagany jest bardzo dokładny (wielobitowy) przetwornik sygnału z przepływomierza. Także sam przepływomierz musi się odznaczać krótkim czasem reakcji, a jego parametry nie mogą zmieniać się w czasie ani w funkcji temperatury. Na podstawie dotychczas przeprowadzonych badań można wyciągnąć wniosek, iż liniowe funkcje prędkości określające granice fazy pomiaru napełniania nie będą w sposób wystarczający opisywały fazy i trzeba będzie zastąpić je funkcjami bardziej złożonymi (np. wielomianem wyższego stopnia bądź dwuwymiarową mapą). Taka decyzja wymaga dalszych badań i będzie podjęta po ich przeprowadzeniu i analizie.

Artykuł jest kontynuacją prezentacji badań własnych w ramach projektu badawczego MNiSW nr N N 504 340636 systemu sterowania silnikiem GDI.

Literatura

- [1] Nita J., Wołczyński Z., *Ocena fluktuacji cyklowego składu mieszanki w silniku z pośrednim wtryskiem benzyny*, Silniki Spalinowe 4/2009.
- [2] Bartczak M., Wołczyński Z., *Algorytm i realizacja sprzętowa sterowania wtryskiem benzyny w silniku GDI-MITSUBISHI*, Logistyka 6/2010.
- [3] Wołczyński Z., *Identification of fuel injection control system in a GDI engine*, Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 17, No. 4, Warszawa 2010.
- [4] Wołczyński Z., *Identyfikation of properties of the GDI engine and its control system*, Silniki Spalinowe 3/2011(146).
- [5] Bartczak M., Wołczyński Z., *The algorithm of determination of injection time in "from cycle to cycle" control GDI engine*, Silniki Spalinowe 3/2011(146).
- [6] Bartczak M., Wołczyński Z., *Weryfikacja sprzętowej realizacji algorytmu generowania wtrysku w silniku GDI w sterowaniu z cyklu na cykl*, Logistyka 6/2011.
- [7] Wołczyński Z., *Metoda sterowania składem mieszanki paliwowo-powietrznej w silniku benzynowym*, rozprawa doktorska, Radom 2005.

TOMASZ KNEFEL*

ANALIZA PORÓWNAWCZA WYBRANYCH CZASÓW
WTRYSKU WIELOCZĘŚCIOWEJ DAWKI PALIWACOMPARATIVE ANALYSIS OF CHOSEN INJECTION
TIMES OF MULTIPARTIAL FUEL DELIVERY

Streszczenie

Celem przedstawionych analiz było określenie zakresu, wielkości oraz kierunku zmian, jakim podlegają zadane czasy wtrysku. Omówiono zależności między sygnałem sterującym a sterowanymi czasami wtrysku i czasami uniesienia iglicy poszczególnych części dawki. Sterowane czasy wtrysku wyznaczano, przeprowadzając pomiary czasów napięciowych przebiegów sterujących. Przebiegi generowane przez sterownik mierzono na wyjściu z urządzenia za pomocą oscyloskopu cyfrowego. Z kolei czasy uniesienia iglicy określano na podstawie przebiegów zmian napięcia piezokwarcowego czujnika ciśnienia umieszczonego w komorze elektronicznie sterowanego indykatora dawki wtrysku. Porównania przeprowadzono dwutorowo: dla sum czasów poszczególnych części dawki oraz dla całkowitych czasów wtrysku.

Słowa kluczowe: silnik o zapłonie samoczynnym, układ wtryskowy, podział dawki paliwa

Abstract

The aim of this analysis was to determine the range, magnitude and direction of changes which are subjected to set injection times. One discussed the relationship between control signal, the controlled injection times and lift times of the needle individual parts of fuel delivery. Controlled injection times were determined by performing measurements of the time waveforms of control voltage. Waveforms generated by the control unit were measured at the output of the device by using a digital oscilloscope. The needle lift times were determined on the bases on the waveforms of voltage changes piezo pressure transducer, placed in a chamber of an electronically controlled indicator of injection. Comparisons were carried out in two ways: the sum of the individual times parts of fuel delivery and for the total injection time.

Keywords: Diesel engine, fuel injection system, partition of fuel delivery

* Dr inż. Tomasz Knefel, Katedra Silników Spalinowych i Pojazdów, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej.

1. Wstęp

Współczesne silniki o zapłonie samoczynnym wymagają stosowania takich układów zasilania w paliwo, które zapewnią spełnienie wszystkich stawianych tym silnikom wymagań dotyczących zarówno norm emisji, jak i jednostkowego zużycia paliwa czy poziomu emitowanego hałasu. Dzisiaj, zwłaszcza w samochodach osobowych, najczęściej jest stosowany zasobnikowy układ wtryskowy (Common Rail). Żądane, w danym punkcie pracy, parametry osiąga się przez zmianę strumienia paliwa dostarczanego do cylindra silnika, w tym również przez podział wymaganej dawki paliwa [2, 3]. W większości tego typu systemów stosowane są wtryskiwacze uruchamiane za pomocą elektromagnetycznego zaworu [1, 4] i taki właśnie będzie przedmiotem przedstawionych niżej rozważań.

Analiza czasów otwierania wtryskiwaczy wykazała, że istnieją różnice między zadanymi czasami wtrysku, czasami realizowanymi przez sterownik i rzeczywistymi czasami uniesienia iglicy. Określenie różnic między wspomnianymi wielkościami, ich zależność od ciśnienia paliwa w zasobniku czy też sposobu podziału dawki paliwa na części, jest istotna przy projektowaniu i modyfikacji algorytmów sterujących silnika [6]. Jest również przydatna przy modelowaniu roboczego cyklu pracy silnika o zapłonie samoczynnym.

2. Zakres analizy

Przy stałej, w danej chwili, wartości ciśnienia w zasobniku, czasy wtrysku decydują o wielkości podawanej dawki paliwa. Gdy układ zasilania jest zabudowany na silniku, zadane wartości czasów są przechowywane w module sterującym i wywoływane stosownie do parametrów pracy silnika. Podczas prowadzonych prac rozwojowych i badawczych żądane wartości są zadawane za pomocą laboratoryjnego sterownika układu wtryskowego. Czasy umieszczone w pamięci stałej modułu sterującego silnika lub wprowadzone do badawczego sterownika będą nazywane zadanymi czasami wtrysku.

Zadany, w postaci elektrycznego sygnału, czas wtrysku zawsze odbiega od oczekiwanych wartości. Dlatego w celu wyznaczenia błędów generowanych przez sterownik mierzy się czasy na wyjściu ze sterownika. Te będą nazywane sterowanymi czasami wtrysku.

Rzeczywisty wznios iglicy wtryskiwacza można wyznaczać różnymi metodami. W niniejszym artykule wykorzystano skutek wtrysku paliwa w postaci przyrostu ciśnienia w komorze elektronicznie sterowanego indykatora dawki wtrysku. Tak wyznaczone czasy nazwano czasami uniesienia iglicy.

Celem artykułu było określenie zakresu, wielkości oraz kierunku zmian, jakim podlegają sterowane czasy wtrysku i czasy uniesienia iglicy, w zależności od zadanego czasu wtrysku, całkowitej dawki oraz ciśnienia paliwa.

Ponieważ rozważano wieloczęściowe dawki wtrysku, w każdym przypadku porównania przeprowadzono dwutorowo:

- dla sum czasów poszczególnych części dawki. W przypadku sterowanych czasów, były to sumy impulsów sterujących podawanych na cewkę wtryskiwacza. Dla czasów uniesienia iglicy były to sumy czasów poszczególnych części dawki, dla których następuje przyrost ciśnienia paliwa w komorze indykatora;
- dla całkowitych czasów wtrysku, czyli dla sum czasów poszczególnych części dawki i przerw między nimi.

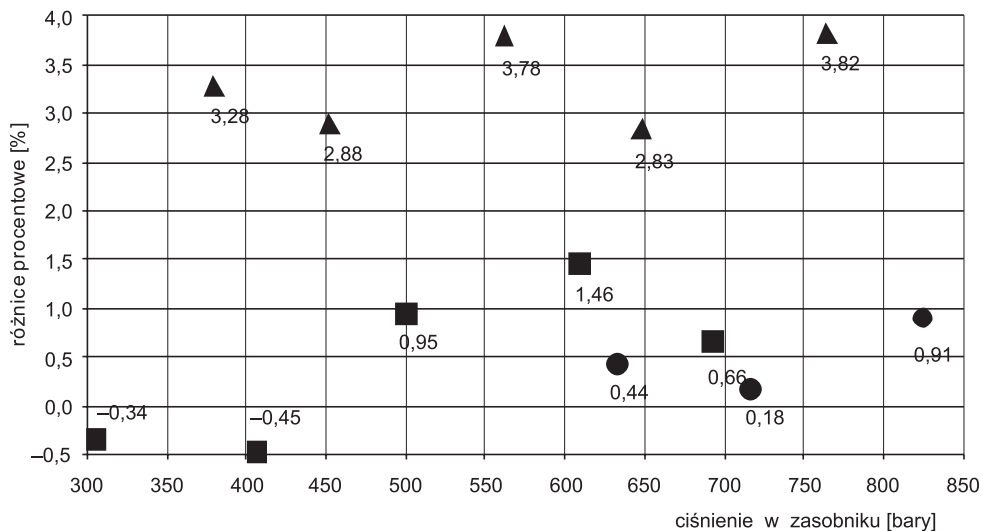
Rozważania były prowadzone dla różnych konfiguracji wieloczęściowych dawek, o różnych wartościach czasów i przerw wtrysku. Pomiarów wykonano dla trzech grup zadawanych parametrów. Pierwszą grupę, przy dwuczęściowym podziale dawki, stanowiły krótkie, jednakowe wartości zadawanych czasów oraz małe, zmienne ciśnienia wtrysku. Drugą – wartości uzyskane dla różnych czasów, przy trzy-, dwu- i jednoczęściowym podziale i różnym ciśnieniu, lecz dla jednakowej, sumarycznej wartości dawki. Trzecią grupę stanowiły jednakowe wartości czasów, zadawanych dla pięcioczęściowego podziału i zmiennych wartości ciśnienia paliwa w zasobniku, z zakresu średnich stosowanych w eksploatacji wartości.

Badany zasobnikowy układ zasilania był sterowany za pomocą sterownika KSSiP-2, opracowanego i wykonanego w Katedrze Silników Spalinowych i Pojazdów. Sterowane czasy wtrysku wyznaczano, przeprowadzając pomiary czasów napięciowych przebiegów sterujących. Przebiegi, generowane przez sterownik, mierzono na wyjściu z urządzenia za pomocą oscyloskopu cyfrowego Tektronix TDS-3014. Z kolei czasy uniesienia iglicy określano na podstawie przebiegów zmian napięcia piezokwarcowego czujnika ciśnienia GU-21D firmy AVL, umieszczonego w komorze elektronicznie sterowanego indykatora dawki wtrysku.

3. Analiza porównawcza zadanych i sterowanych czasów wtrysku

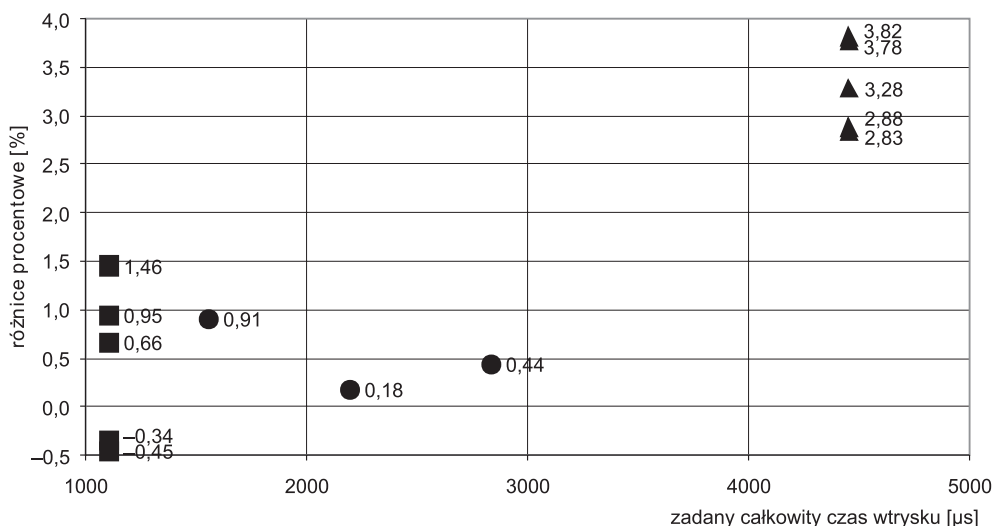
Podczas pracy zasobnikowych układów zasilania stwierdzono różnice między zadanymi a sterowanymi czasami wtrysku. W celu oceny tych różnic, na podstawie przeprowadzonych pomiarów, wyznaczono sterowane czasy wtrysku (czasy trwania impulsów sterujących), wychodzące ze stopni mocy sterownika. Zmierzone wartości sterowanych czasów porównywano z zadanymi czasami wtrysku. Oceny dokonano, opierając się na uśrednionych oscylogramach impulsów sterujących, podawanych przez sterownik na zawory elektromagnetyczne wtryskiwaczy. W każdym punkcie pomiarowym wyznaczano procentowe różnice analizowanych czasów, które obliczano jako różnicę zadanego i sterowanego czasu wtrysku, odniesioną do zadanego czasu wtrysku. Rozważania prowadzono zarówno dla sum czasów poszczególnych części dawki (rys. 1, 2), jak i dla całkowitych czasów wtrysku (rys. 3, 4).

Na rysunku 1, dla wszystkich przypadków pomiarowych, w zależności od ciśnienia, przedstawiono porównanie procentowych różnic sum zadanych i sterowanych czasów poszczególnych części dawki. Największe różnice, od 2,9 do 3,8%, (co odpowiada przedziałowi wartości bezwzględnych od 50,4 do 66,8 μ s), stwierdzono dla długich sekwencji sygnałów sterujących, o dużej liczbie podziałów na części (trzecia grupa pomiarowa, punkty w kształcie trójkąta). Z kolei najmniejsze różnice procentowe, nieprzekraczające 0,9% (od 3,2 do 14,2 μ s), zaobserwowano dla drugiej grupy pomiarowej, to jest dla przypadków o stałej dawce wtrysku (punkty w kształcie kół). Stwierdzono, że wartości ciśnienia w zasobniku wydają się nie mieć wpływu na analizowane wielkości.



Rys. 1. Różnice procentowe sum zadanych i sterowanych czasów poszczególnych części dawki w zależności od ciśnienia w zasobniku

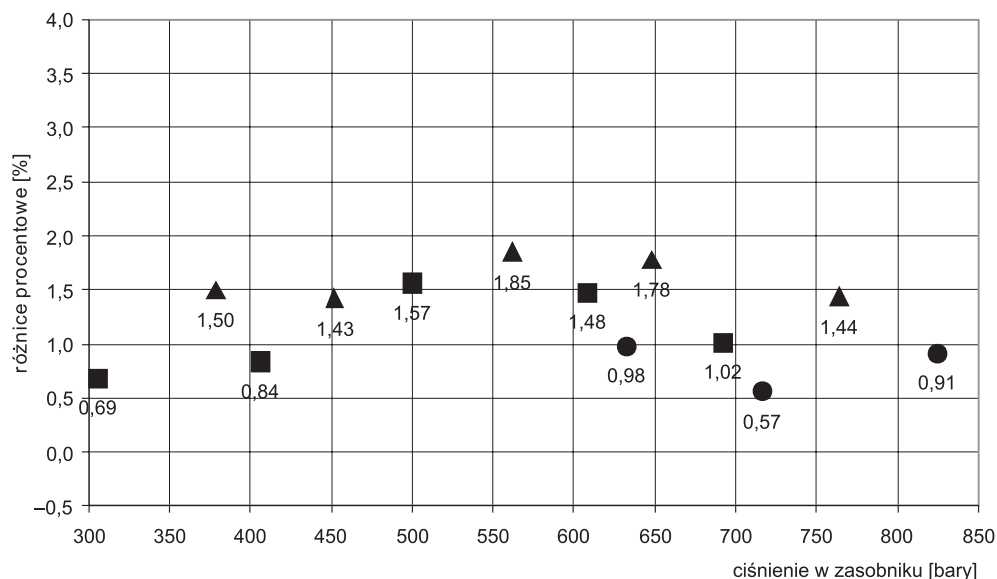
Fig. 1. Percentage differences of sum set and controlled times individual parts of fuel dose depending on rail pressure



Rys. 2. Różnice procentowe sum zadanych i sterowanych czasów poszczególnych części dawki w zależności od zadanego, całkowitego czasu wtrysku

Fig. 2. Percentage differences of sum set and controlled times individual parts of fuel dose depending on total set injection time

Na rysunku 2 przedstawiono zależność omawianych różnic procentowych od zadanego, całkowitego czasu wtrysku. Tu daje się zauważyć podział punktów na grupy odpowiadający przyjętemu w planie badań. W zdecydowanej większości przypadków sumy czasów sterowanych poszczególnych części dawki są mniejsze od zadanych. Widać, że wartości procentowych różnic zależą od wartości całkowitych zadanych czasów wtrysku – im dłuższy całkowity zadany czas i większa liczba części dawki, tym większe procentowe różnice. Na rozbieżności składa się kilka czynników, w tym propagacja sygnału w sterowniku realizacja zadanych czasów przez poszczególne elementy wykonawcze w sterowniku czy współpraca mikrokontrolera z elementami wykonawczymi. Należy jednak zauważyć, że dla większości przypadków, tj. najczęściej stosowanych krótkich czasów i małej liczby podziałów, wartości różnic nie przekraczają 1,5%, co świadczy o dobrej kalibracji urządzenia.



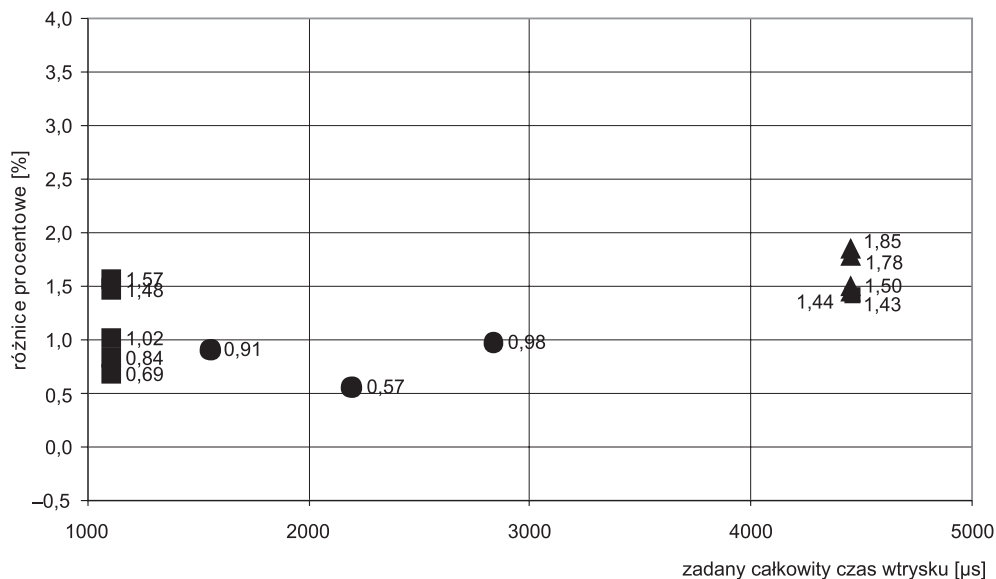
Rys. 3. Różnice procentowe całkowitych zadanych i sterowanych czasów wtrysku w zależności od ciśnienia w zasobniku

Fig. 3. Percentage differences of total set and controlled injection times depending on rail pressure

Na rysunku 3 przedstawiono procentowe różnice całkowitych zadanych i sterowanych czasów wtrysku (czyli sum czasów poszczególnych części i przerw). Całkowite czasy sterowane są zawsze mniejsze od całkowitych zadanych. Wartości różnic są mniejsze niż w przypadkach dotyczących sum czasów sterowanych poszczególnych części dawki i zawierają się w przedziale 0,6–1,9%. Jak można było oczekiwać, największe różnice wartości bezwzględnych (od 63,5 do 82,3 μ s) stwierdzono dla długich czasów pracy wtryskiwaczy, o dużej liczbie podziałów na części (punkty w kształcie trójkąta). Najmniejsze różnice bezwzględne (7,6–17,3 μ s) uzyskano dla przypadków realizujących podział dawki na małą liczbę części. Wartości ciśnienia w zasobniku również nie miały wpływu na analizowane wielkości.

Wykreślono także zależność procentowych różnic całkowitych zadanych i sterowanych czasów od całkowitego zadanego czasu wtrysku (rys. 4). Różnice nie uległy zmianie, jednak

od razu można zauważyć znacznie mniejszy (w stosunku do przedstawionych wcześniej różnic dla poszczególnych części dawki, rys. 2) rozrzut wartości. Wynika on z rozpatrywania dłuższych przedziałów czasowych oraz sposobu wyznaczania analizowanych wartości, który nie uwzględnia czasów włączania i wyłączania poszczególnych części dawki.



Rys. 4. Różnice procentowe całkowitych zadanych i sterowanych czasów wtrysku w zależności od całkowitego, zadanego czasu wtrysku

Fig. 4. Percentage differences of total set and controlled injection times depending on total set injection time

Wydaje się, że całkowita wtrysnięta dawka paliwa jest proporcjonalna do zadanego całkowitego czasu wtrysku. Jednak utożsamianie dawki z zadanymi czasami może być bardzo mylące. Na podstawie przedstawionych wyników pomiarów należy stwierdzić, że występują pewne różnice między zadanymi a sterowanymi, czyli rzeczywiście realizowanymi przez sterownik, czasami wtrysku. Różnice te są mniejsze, gdy rozpatruje się całkowite czasy, a większe, gdy bierze się pod uwagę tylko sumy czasów sterowanych poszczególnych części dawki (tj. sumę czasów t_1 do t_n , gdzie n jest liczbą części podziałów dawki). Różnice są istotne zwłaszcza dla wieloczęściowych dawek. W związku z tym będzie występował różny, w stosunku do założonego, rozkład masy dostarczanego paliwa, choć całkowity czas wtrysku praktycznie nie zostanie zmniejszony. Czasy sterowane są mniejsze od zadanych i aby osiągnąć zakładane wielkości dawek, do algorytmów sterujących pracą układu zasilania należy wprowadzać korekty czasów otwarcia. Ponadto, w przypadku podawania dawek wieloczęściowych należy pamiętać, że we wszelkich rozważaniach dotyczących sterowania pracą wtryskiwaczy czy też oceny stosowanego sterownika należy brać pod uwagę sumy czasów aktywacji wtryskiwaczy, a nie całkowite wartości sekwencji sterujących.

4. Czasy uniesienia iglicy poszczególnych części dawki oraz czasy przerw między nimi

Czasy uniesienia iglicy poszczególnych części dawki wyznaczono na podstawie przebiegów zmian ciśnienia zmierzonego w komorze indykatora dawki wtrysku. Zastosowano podobną metodykę postępowania, jak w przypadku wyznaczania charakterystycznych czasów wtrysku i całkowitych czasów uniesienia iglicy [5]. Nazwy poszczególnych części dawki przyjęto zgodnie z terminologią używaną w anglojęzycznej literaturze, tzn. pierwszą część nazwano „pilot”, drugą „pre”, trzecią „main”, czwartą „after” i piątą „post”. Określono również czasy przerw między czasami uniesienia poszczególnych części dawki. Czasy uniesienia są interesujące ze względu na możliwość szybkiej, porównawczej oceny zmian natężeń i czasów trwania wybranych części dzielonej dawki wtrysku, bez konieczności prowadzenia obliczeń czy dodatkowych pomiarów.

Nie rozpatrywano czasów uniesienia przypadków z drugiej grupy pomiarowej, ze względu na zadawane zmienne wartości zarówno czasów, jak i ciśnień wtrysku.

Na rysunku 5 przedstawiono przebiegi czasów uniesienia dla pięcioczęściowej dawki wtrysku. Przerywanymi liniami, wraz z liczbami odpowiadającymi kolejnym częściom, zaznaczono zadane wartości czasów wtrysku poszczególnych części dawki. Natomiast ciągłymi liniami (również z właściwymi liczbami) wykreślono aproksymowane przebiegi zmierzonych czasów uniesienia iglicy poszczególnych części dawki. Ze względu na wprowadzony wielokrotny podział i stosunkowo wysokie ciśnienia wtrysku, wyraźnie stają się widoczne zmiany czasów uniesienia. Na rys. 5 przedstawiono je w zależności od całkowitej ilości wtrysniętego paliwa. Wszystkie czasy rosną w miarę wzrostu całkowitej dawki, czyli – wobec stałych dla danej części dawki zadanych czasów wtrysku – z przyrostem ciśnienia wtrysku.

Należy zwrócić uwagę na czasy uniesienia dwóch pierwszych, następujących po sobie części: pilot i pre. Mimo zadawania dla obu jednakowych czasów wtrysku (377 μ s), uzyskano różne wartości czasów uniesienia – mniejsze dla pierwszej (82–431 μ s) i większe dla drugiej części (329–613 μ s). Jest to ważne spostrzeżenie z punktu widzenia projektowania procesu wtrysku. Różnice występują w fazie wzniosu iglicy i mają związek z prędkością narastania natężenia prądu sterującego wtryskiwaczem, czyli ze zwiększaniem strumienia magnetycznego w jego cewce. Przy pierwszej aktywacji (przy podawaniu pierwszej części dawki – pilot) natężenie prądu kierowane na cewkę dopiero po pewnym czasie osiąga wartość niezbędną do uniesienia iglicy, a przez to czas uniesienia iglicy osiąga mniejszą wartość. Odrotnie dzieje się podczas aktywacji drugiej części dawki. Zadana wartość czasu przerwy między częściami pilot i pre jest mniejsza od wartości czasu koniecznego do zaniku prądu w cewce po aktywacji poprzedniej części dawki. A zatem ponowne podanie sygnału sterującego powoduje narastanie prądu nie od zera, jak było to w pierwszej części, a od poziomu stanowiącego około 50% wartości maksymalnej, wobec czego szybciej są osiągnięte warunki otwarcia iglicy, co skutkuje wydłużeniem czasu uniesienia iglicy drugiej części.

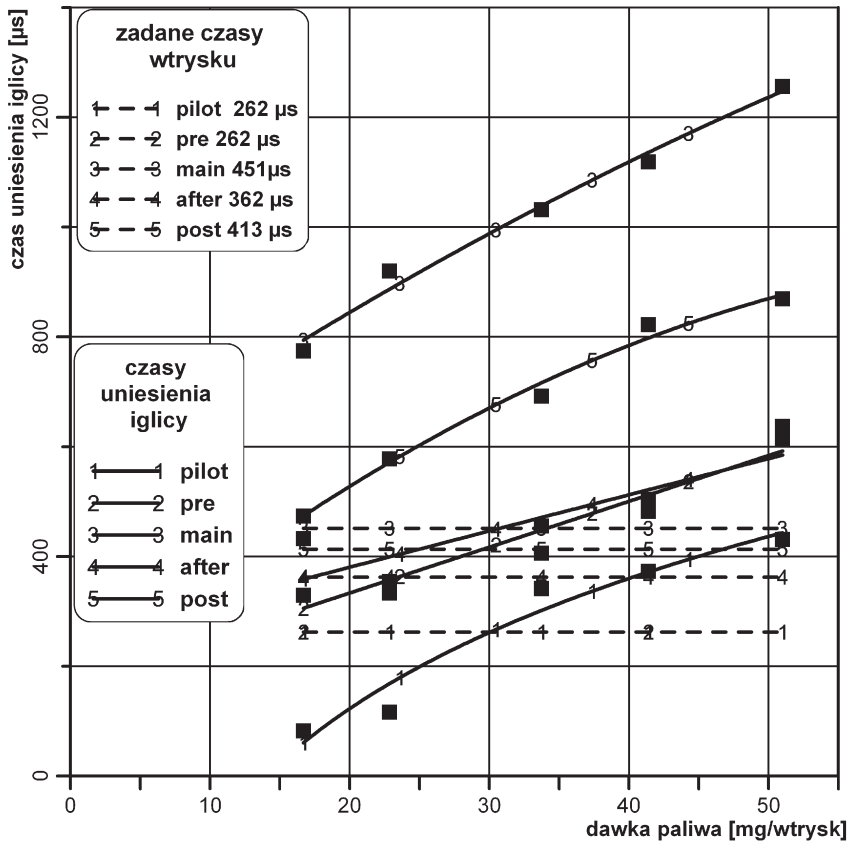
Przebieg i wartości czasów dla trzeciej części dawki (main) wynikają zarówno z omówionych wyżej przebiegów natężenia prądu, jak i wartości zadanego czasu wtrysku. Duży wpływ ma również zadana wielkość przerwy między trzecią i czwartą częścią dawki (między main i after), znacznie większa od pozostałych, co przekłada się na dłuższe czasy opóźnienia końca wtrysku, a tym samym dłuższe czasy uniesienia. Wartości czasu dla czwartej części (after), zbliżone do wartości drugiej części dawki, wynikają przede wszystkim z dużej wartości zadanej przerwy poprzedzającej (1067 μ s). Przerwa umożliwia znaczące zmniejszenie natężenia prądu w cewce po aktywacji trzeciej części i powoduje dłuższy czas narastania strumienia magnetycznego

czwartej części, podobnie jak w przypadku pierwszej części. Ponadto zadany czas czwartej części jest jedynie o 100 μs większy od zadanego czasu drugiej części. Z kolei na wartości czasów uniesienia piątej części dawki mają wpływ zarówno stosunkowo długa przerwa poprzedzająca, jak i większa wartość zadanego czasu i brak ponownej aktywacji po zakończeniu tej części, co powoduje zwiększenie czasów uniesienia.

Większe prędkości narastania czasów uniesienia można zaobserwować dla tych części dawki, po których są zadawane długie przerwy lub po których przerwy nie występują. W tych przypadkach opóźnienie końca wtrysku przyjmuje największe wartości, które wpływają na wzrost czasów uniesienia.

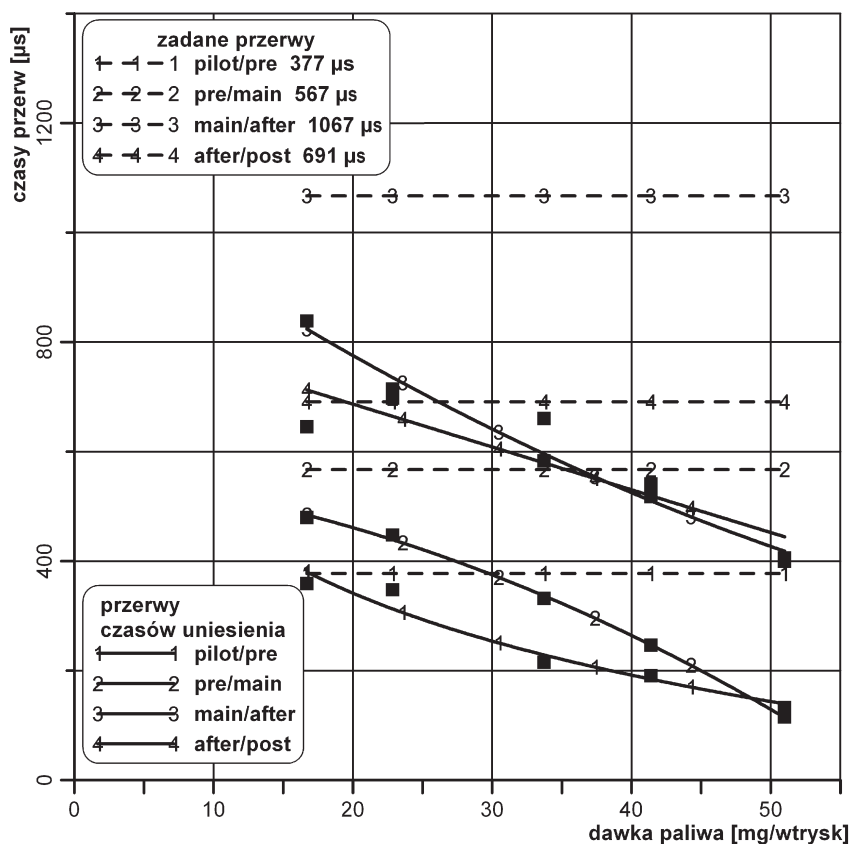
Przerwy cząstkowych czasów uniesienia zmniejszają się wraz ze wzrostem sumarycznej ilości podawanego paliwa (rys. 6). To zjawisko jest związane z omówionym wcześniej zwiększaniem wartości czasów uniesienia, który zawsze odbywa się kosztem przerw.

Podobną analizę wykonano dla dawki paliwa podzielonej na dwie części (pierwsza grupa pomiarów, rys. 7).



Rys. 5. Czasy uniesienia iglicy pięcioczęściowej dawki w zależności od sumarycznej ilości wtrysniętego paliwa

Fig. 5. Needle lift times of the five-part dose depending on fuel delivery

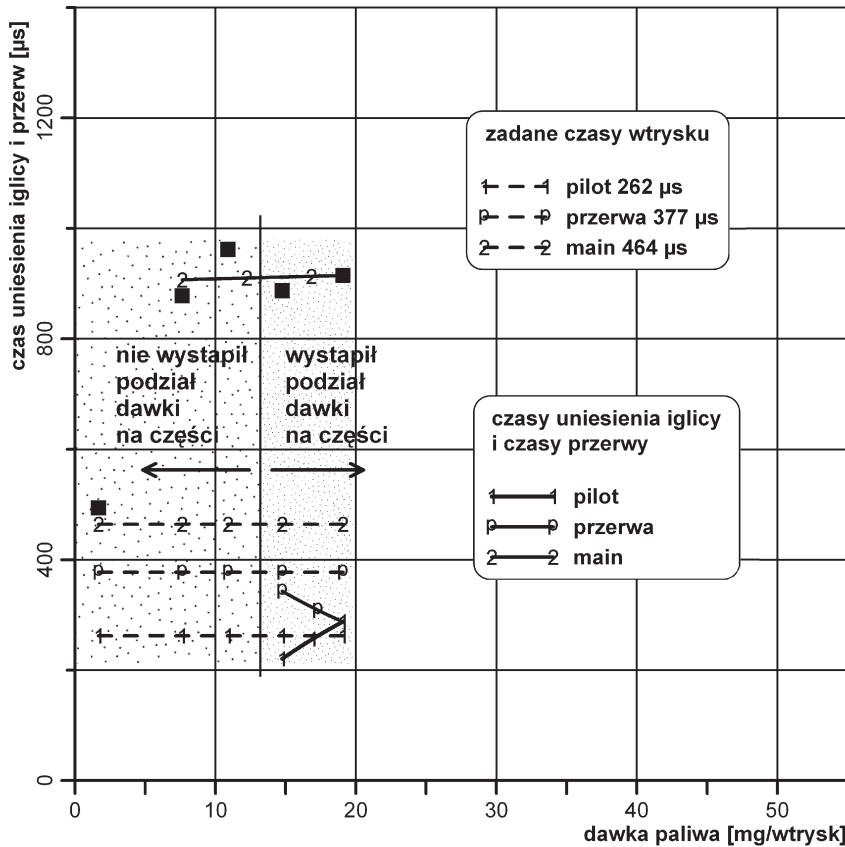


Rys. 6. Przerwy czasów uniesienia iglicy pięcioczęściowej dawki w zależności od sumarycznej ilości wtrysniętego paliwa

Fig. 6. Interval times of the five-part dose depending on fuel delivery

Przebiegi czasu uniesienia dawki pilotującej oraz przerwy między dawką pilotującą a main mogą mieć jedynie charakter poglądowy, ponieważ każdy z nich został wykreślony tylko na podstawie dwóch punktów, które można było odczytać z zarejestrowanych przebiegów. Większej liczby charakterystycznych wartości nie można było pozyskać, pomimo wyraźnego zadawania podziału na części, dla niskich ciśnień w zasobniku nie został on zrealizowany. Podział na dwie części obserwowano dopiero dla ciśnień większych niż 600 barów (dawki większe od 14 mm³/wtrysk). Wtedy na tyle istotnie zwiększa się czas uniesienia związany z pierwszą częścią dawki (pilot), że można go wyodrębnić.

Przebieg czasu uniesienia głównej części dawki (main) w zależności od sumarycznej dawki wtrysku, wynika właśnie z wpływu ciśnienia w zasobniku na czas uniesienia. Jest to widoczne zwłaszcza dla bardzo małej ilości podawanego paliwa i niskiej wartości ciśnienia (pojedynczy punkt w lewej części wykresu), gdzie czas uniesienia ma niewielką wartość, wyraźnie odbiegającą od innych tej grupy pomiarowej. Dla pozostałych punktów czasy uniesienia stabilizują się wokół wartości 900 μs, niezależnie od tego czy podział wystąpił, czy też nie.



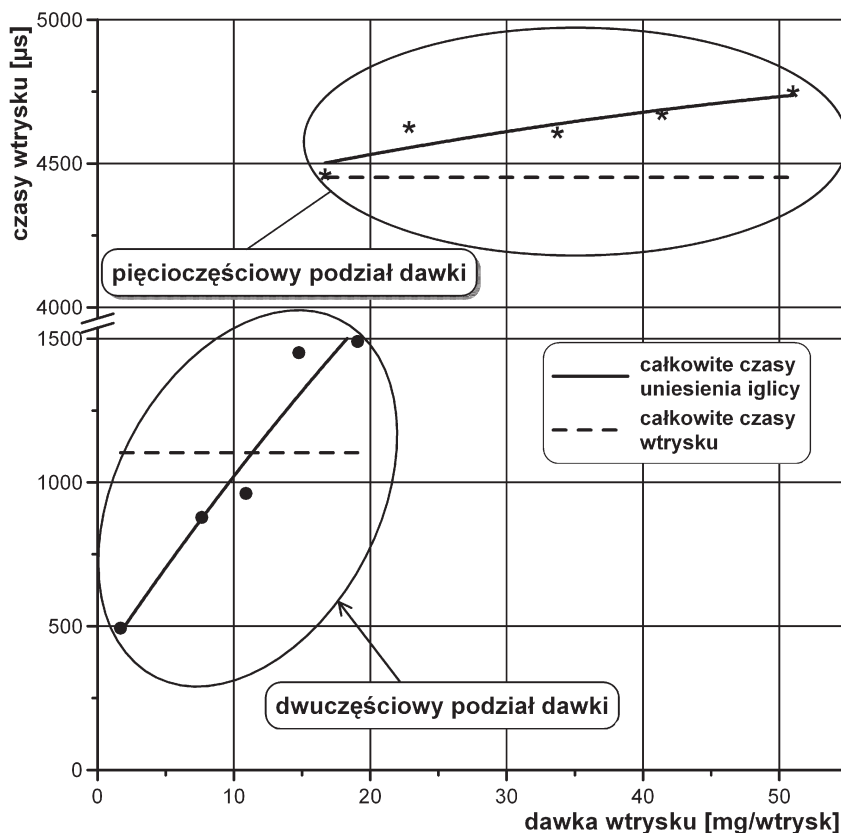
Rys. 7. Czasy uniesienia iglicy i czasy przerwy dwuczęściowej dawki w zależności od sumarycznej ilości wtrysniętego paliwa

Fig. 7. Needle lift times and interval times of the two-part dose depending on fuel delivery

Przeprowadzono również analizy dla całkowitych czasów uniesienia iglicy, to jest dla sum czasów uniesienia i przerw między nimi (rys. 8). Mimo że zarówno w pierwszej, jak i trzeciej grupie pomiarowej zadane czasy wtrysku nie zmieniają się, to całkowite czasy uniesienia iglicy rosną wraz ze wzrostem dawki wtrysku. Sumaryczne wartości zadanych czasów dla pierwszej grupy są blisko czterokrotnie mniejsze niż dla trzeciej grupy i to właśnie w efekcie zadawania dwuczęściowych dawek szybciej rosną całkowite czasy uniesienia. Tu średni przyrost czasu wynosi 57,2 µs/mg paliwa. Dla pięcioczęściowych dawek przyrosty następują znacznie wolniej i wynoszą średnio 0,75 µs/bar. Tak istotne różnice wynikają z przyjętego planu badań, w którym dla pierwszej grupy pomiarowej założono zadawanie stosunkowo krótkich czasów i – dla części punktów – niskich ciśnień wtrysku. Uzyskano w ten sposób małe dawki wtrysku, które mimo zadawania dwuczęściowego podziału w większości nie zostały zrealizowane jako podzielone, właśnie ze względu na zbyt niskie ciśnienie. Zwiększenie ciśnienia powoduje zmniejszenie czasu opóźnienia początku wtrysku i wydłużenie końca wtrysku, a więc wydłużenie całkowitego czasu uniesienia iglicy [5]. Stosunkowo długi czas

osiadania iglicy na gnieździe, jaki wynika z przebiegu prądu sterującego, ma procentowo większy udział w całkowitych czasach uniesienia dwuczęściowych dawek niż w długich, podzielonych na pięć części. Stąd szybkie zwiększanie całkowitych czasów uniesienia dla dwuczęściowych dawek.

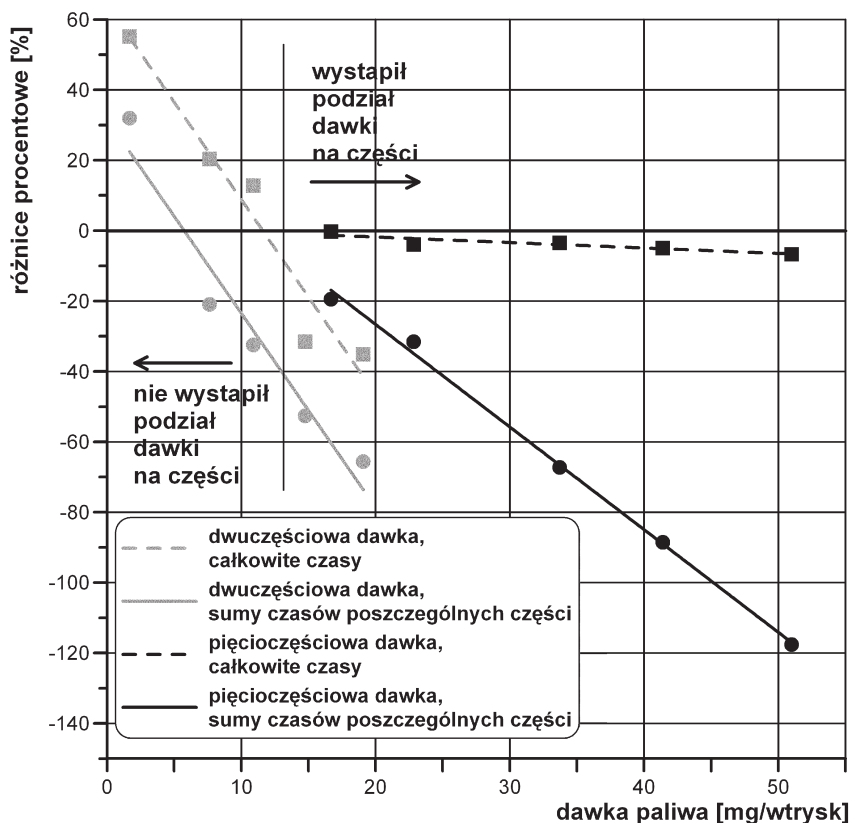
Odczytane wartości czasów uniesienia porównano z zadanymi wartościami czasów wtrysku. Analizę prowadzono zarówno dla sum czasów uniesienia poszczególnych części dawki, jak i dla całkowitych czasów uniesienia. Do oceny wykorzystano procentowe różnice analizowanych czasów, które obliczano jako różnicę zadanego czasu (lub sumy czasów) wtrysku i czasu (lub sumy czasów) uniesienia, odniesioną do zadanego czasu (lub sumy czasów) wtrysku.



Rys. 8. Całkowite czasy uniesienia iglicy dwu- i pięciodzielną dawek w zależności od sumarycznej ilości wtrysniętego paliwa

Fig. 8. Entire needle lift times of the two- and five-part doses depending on fuel delivery

Na rysunku 9 przedstawiono różnice procentowe rozważanych czasów wtrysku wyznaczone dla pierwszej i trzeciej grupy pomiarowej. Wszystkie cechują się liniowym charakterem przebiegu, co oznacza, że w prosty sposób można je wykorzystać do wstępnego prognozowania wartości czasów uniesienia w innych niż zmierzone punktach pracy układu zasilania.



Rys. 9. Różnice procentowe zadanych czasów wtrysku i czasów uniesienia iglicy wyznaczone dla dwu- i pięcioczęściowych dawek

Fig. 9. Percentage differences of sum set and needle lift determined for two- and five portion fuel doses

Można zauważyć istotne rozbieżności między wartościami czasów zadanych i uniesienia iglicy. Są one zwłaszcza duże, gdy rozpatruje się sumy czasów uniesienia iglicy poszczególnych części dawki i odnosi się do odpowiednich sum zadanych czasów wtrysku (ciągłe linie). Sumy czasów uniesienia są w większości przypadków większe niż analogiczne sumy zadane. Wyjątkiem są przypadki obejmujące dawki paliwa mniejsze niż 7 mg/wtrysk. Tu, z powodu stosowania małych ciśnień wtrysku i w konsekwencji niewystąpienia podziału dawki na części, większe są zadane czasy. Dla analizowanych sum dają się zauważyć znaczne zmiany różnic procentowych sięgające w rozpatrywanych zakresach parametrów wtrysku 120% (ciągła, czarna linia). Różnice rosną wraz ze zwiększaniem ilości podawanego paliwa, a wobec zadawania stałych wartości czasów – wraz ze wzrostem ciśnienia paliwa. Największe wartości są osiągnięte dla wieloczęściowych dawek, o większej liczbie podziałów na części, które powodują większe przyrosty sum czasów uniesienia poszczególnych części dawki.

Przy porównaniu całkowitych czasów wtrysku (kreskowane linie) widać, że jedynie dla małych dawek, mniejszych niż 14 mg/wtrysk, dla których nie występuje podział na części,

zadane czasy są większe od czasów uniesienia iglicy. Dla pozostałych zarejestrowano większe wartości czasów uniesienia.

Dla dwuczęściowych, niewielkich dawek, realizowanych początkowo przy niskim ciśnieniu wraz z jego wzrostem następuje szybki przyrost całkowitych czasów uniesienia iglicy. Te zmiany wynikają przede wszystkim ze znaczącego zmniejszenia się opóźnienia początku wtrysku związanego ze wzrostem ciśnienia. Następują one szybciej niż w przypadku dłuższych, pięcioczęściowych dawek, realizowanych przy nieco wyższych ciśnieniach. Ponadto w pierwszej grupie pomiarowej zadawano czasy zawierające tylko jedną przerwę, więc zwiększanie czasu uniesienia poszczególnych części powodowało zarówno zmniejszenie przerwy, jak i zwiększenie całkowitego czasu uniesienia iglicy. Dlatego też dla przypadków tej grupy występują różnice między czasami zadanymi a uniesienia, zwiększające się wraz ze wzrostem dawki, a wobec stałych wartości czasów i ciśnienia paliwa w zasobniku (szara linia kreskowana). Ich wartości zmieniają się od 55 do -35% , co odpowiada przedziałowi bezwzględnych różnic od 600 do $-390 \mu\text{s}$.

Dla dawek pięcioczęściowych również następuje wzrost procentowych różnic (czarna linia kreskowana), jednak znacznie mniejszy, bowiem dla czterokrotnie większych czasów osiągają one maksymalną wartość $-6,7\%$ ($-300 \mu\text{s}$). Zmierzone, bezwzględne wartości różnic są porównywalne dla obu grup pomiarowych, lecz przez odniesienie do większych wartości dla trzeciej grupy uzyskuje się mniejsze wartości procentowych różnic. Ponadto zwiększanie się czasów uniesienia poszczególnych części dawek nie powoduje zwiększenia całkowitego czasu uniesienia, bowiem odbywa się w większości kosztem przerw.

5. Wnioski

Na podstawie przedstawionych wyżej analiz sformułowano następujące wnioski:

A. Dotyczące zadanych i sterowanych czasów wtrysku:

Sterowane czasy wtrysku są mniejsze od zadanych. Wprawdzie przy zadawaniu krótkich czasów mogą zdarzyć się przypadki, dla których powyższe nie jest prawdziwe, jednak przypadki te są jednostkowe.

Największe różnice, sięgające $3,8\%$, między zadanymi a sterowanymi czasami poszczególnych części, występują dla wieloczęściowych dawek. Ta forma podawania paliwa jest z pewnością częściej stosowana we większych jednostkach napędowych. Przy podziale na małą liczbę części różnice są mniejsze i przyjmują wartości od $0,9$ do $1,5\%$.

Procentowe różnice zadanych i sterowanych całkowitych czasów wtrysku są dla wieloczęściowych dawek mniejsze niż dla sum czasów poszczególnych części dawki i dochodzą do $1,9\%$. Podział na małą liczbę części powoduje utrzymanie wartości tych różnic na poziomie podobnym do różnic dla poszczególnych czasów, a więc około $1,5\%$.

Przedstawione różnice mogą stanowić podstawę do oceny układu sterującego wtryskiwaczem pod względem dokładności odwzorowania założonych sekwencji sterujących. Jak można zauważyć, generowanie kilku następujących po sobie impulsów sterujących powoduje powstanie pewnych błędów w układach wykonawczych. Mogą one wynikać z innych niż założono parametrów pracy elektronicznych elementów sterownika. Błędy składają się na wartość korekcyjną, którą należy uwzględnić w algorytmach sterujących dawkowaniem paliwa. Należy podkreślić, że przy ocenie stopnia odwzorowania zadanych czasów wtrysku

należy opierać się na czasach sterowanych poszczególnych części dawki, a nie na całkowitych czasach wtrysku.

W związku z powyższym można stwierdzić, że zaprojektowany i wykonany na potrzeby tej pracy sterownik układu zasilania w paliwo zapewnia należyłą dokładność sterowania dzieloną dawką wtrysku.

B. Dotyczące czasów uniesienia iglicy:

Przy zasilaniu paliwem silnika o zapłonie samoczynnym bardzo istotne jest zagadnienie podania wymaganej wielkości dawki przy określonym ciśnieniu. Innymi słowy, stosownie do punktu pracy silnika konieczne jest uzyskanie właściwego rozpylenia paliwa, przy zastosowaniu odpowiedniej długości kąta (czasu) wtrysku. Z przedstawionych wyżej wyników pomiarów wynika, że zadane czasy różnią się od czasów uniesienia iglicy. W zdecydowanej większości analizowanych przypadków zadane czasy były mniejsze niż czasy uniesienia. Jednak dla małych dawek, realizowanych przy małych ciśnieniach paliwa, powyższa prawidłowość nie obowiązuje. Wynika to właśnie z małych wartości ciśnienia panujących wtedy w części wysokociśnieniowej układu. W tych warunkach, po podaniu sygnału uruchamiającego wtryskiwacz, wznios iglicy następuje z małą prędkością, trwa stosunkowo długo, a tym samym duża część impulsu sterującego zostaje przeznaczona na unoszenie iglicy. Z tej samej przyczyny iglica stosunkowo szybko opada. Stąd tam, gdzie podawane są bardzo małe dawki, większe są zadane czasy. Zatem przy projektowaniu algorytmów sterujących należy zbadać, czy proponowane sekwencje zadawanych czasów wtrysku nie spowodują nadmiernego wydłużenia procesu spalania lub zbyt gwałtownego przyrostu ciśnienia w komorze spalania silnika. Przy doborze czasów wtrysku bardzo pomocna i prosta w realizacji może okazać się analiza porównawcza oparta na zadanych czasach wtrysku i czasach uniesienia iglicy.

Aby mógł nastąpić podział dawki paliwa na części, muszą być spełnione pewne warunki. Przede wszystkim należy wytworzyć odpowiednie ciśnienie paliwa oraz zadawać wystarczająco długie czasy przerw. Należy również wziąć pod uwagę przebiegi krzywych narastania i zaniku natężenia prądu zaworu sterującego. Przy zadawaniu stałych wartości czasów wtrysku czasy uniesienia iglicy rosną wraz ze wzrostem ciśnienia. Przyrost jest uzależniony od wielkości przerwy, bo dla dłuższych przerw zwiększa się czas opóźnienia końca wtrysku i tym czas uniesienia. To z kolei powoduje zmniejszanie przerw między częściami dawki.

Podczas oceny wartości różnic procentowych całkowitych czasów zadanych i uniesienia iglicy należy pamiętać, że wydłużanie czasów uniesienia poszczególnych części dawki następuje przez zmniejszanie zadanych przerw. Tak więc przy dużej liczbie podziałów dawki na części różnice całkowitych czasów ulegają tylko nieznacznym zmianom. Jednak przy krótkich czasach i małej liczbie przerw różnice mogą być znaczne (pierwsza grupa pomiarowa).

Literatura

- [1] Bosch Robert GmbH., *Diesel-Engine Management*, Chichester: John Wiley & Sons, 2005.
- [2] Badami M., Mallamo F., Millo F., Rossi E., *Experimental investigation on the effect of multiple injection strategies on emissions, noise and brake specific fuel consumption of an automotive direct injection Common Rail Diesel engine*, Int. J. Engine Res., Vol. 4, No. 4, London 2003, 299-314.

- [3] Carlucci P., Ficarella A., Laforgia D., *Effects on combustion and emissions of early and pilot fuel injections in Diesel engines*, Int. J. Engine Res., Vol. 6, No. 1, London 2005, 43-60.
- [4] Jorach R., Bercher I., Meissonnier G., Milovanovic N., *Common-Rail-System von Delphi mit magnetventilen und Einkolben-Hochdruckpumpe*, MTZ 2011, 3, 186-191.
- [5] Knefel T., *The evaluation of the characteristic injection times of a multiple fuel dose*, J. of KONES, Vol. 18, No. 2, Kraków 2011, 205-213.
- [6] Wang X., Kikutami T., Takeuchi K., Nakane N., *Development Toward Diesel Revolution Using Ultra High Pressure CRS with Closed-Loop Control System for Heavy Duty Engine*, Proceedings of the World Automotive Congress FISITA 2010, F2010-A-164, Budapest 2010.

RAFAŁ LONGWIC*, WINCENTY LOTKO**, KRZYSZTOF GÓRSKI**

MODELE REGRESYJNE SIECI NEURONOWYCH W ZASTOSOWANIU DO IDENTYFIKACJI PRZEBIEGU PARAMETRÓW PROCESU SPALANIA W SILNIKU O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM

REGRESSION MODELS OF NEURAL NETWORKS IN APPLICATION TO THE IDENTIFICATION OF THE COMBUSTION PROCESS PARAMETERS IN THE DIESEL ENGINE

Streszczenie

W artykule przedstawiono zastosowanie modeli regresyjnych sieci neuronowych dostępnych w programie Statistica do identyfikacji przebiegu wybranych parametrów procesu spalania zachodzącego w silniku o zapłonie samoczynnym. Badania prowadzono metodą swobodnego przyspieszania. Przeanalizowano, na ile metoda sieci neuronowych jest czuła na modyfikacje składu paliwa.

Słowa kluczowe: sieci neuronowe, silnik o zapłonie samoczynnym, proces spalania

Abstract

In the paper demonstrates models of regression neural networks available in Statistica for identification of selected parameters of the combustion process research conducted by free acceleration. Referring to the method of neural network is sensitive to modifications in the composition of the fuel.

Keywords: neural networks, Diesel engine, combustion process

* Dr hab. inż. Rafał Longwic, Katedra Pojazdów Samochodowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Lubelska.

** Prof. dr hab. inż. Wincenty Lotko, dr inż. Krzysztof Górski, Instytut Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Radomska.

1. Wstęp

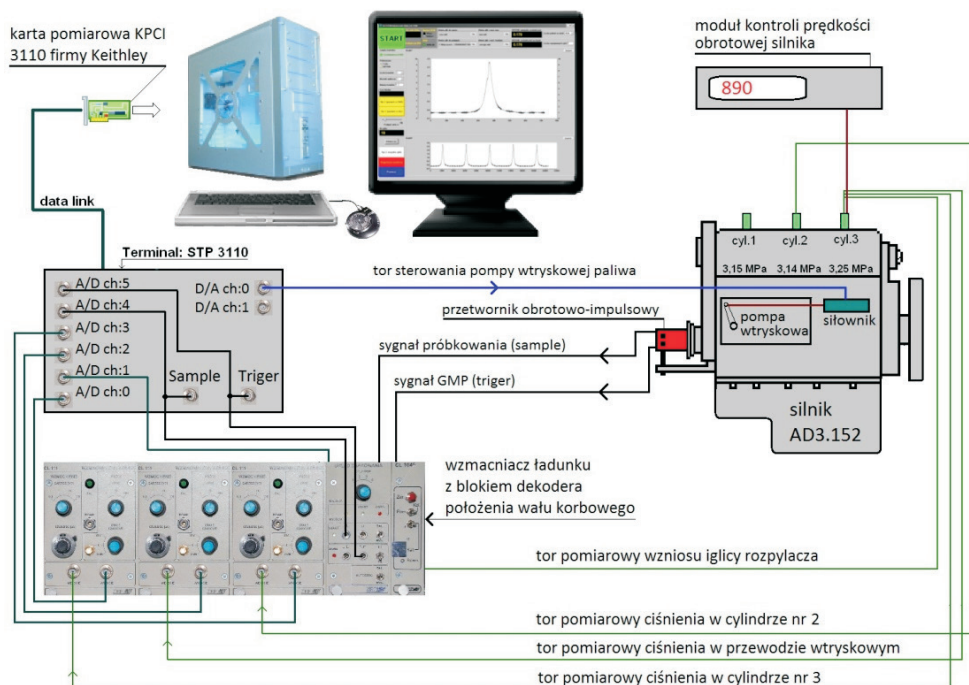
Sieci neuronowe to techniki analityczne wzorowane na (hipotetycznym) procesie uczenia w systemie poznawczym i funkcjach neurologicznych mózgu. Są one zdolne do przewidywania nowych obserwacji (określonych zmiennych) na podstawie innych obserwacji (dokonanych na tych samych lub innych zmiennych) po przeprowadzeniu procesu tzw. uczenia w oparciu o istniejące dane [13]. W artykule wykorzystano metodę sieci neuronowych dla zbudowania modelu wpływu kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa i prędkości obrotowej wału korbowego silnika na wartości średniego ciśnienia indykowanego uzyskiwanego w warunkach swobodnego przyspieszania, przy zasilaniu silnika mieszaninami oleju napędowego (ON) z eterem etylo-tert-butyłowym (EETB). Badania dotyczące zastosowanie EETB w mieszaninach z ON są częścią przedsięwzięcia naukowego podejmowanego przez autorów, a dotyczącego poszukiwania dodatku do oleju napędowego, który wpływałby na poprawę przebiegu procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym (ZS) [7, 8]. W tym zakresie wykazano m.in. bardzo korzystny wpływ EETB na ograniczenie emisji cząstek stałych (PM) [7]. Również rezultaty badań prowadzonych przez innych autorów wykazują szereg korzyści ekologicznych wynikających z zastosowania EETB jako dodatku zawierającego tlen do oleju napędowego [10, 14].

Należy również mieć na uwadze fakt, że szereg różnic we własnościach fizykochemicznych EETB w stosunku do oleju napędowego ma wielokierunkowy wpływ na przebieg procesu spalania i wtrysku przebiegającego w warunkach statycznych jak i nieustalonych. Zbudowanie modelu fizycznego uwzględniającego ten wpływ może być bardzo trudne lub wręcz niemożliwe w realizacji. Rozwiązaniem w tym zakresie jest zatem zastosowanie modelu sieci neuronowych. Wykorzystano zatem metodę sieci neuronowych dla stworzenia modelu przebiegu średniego ciśnienia indykowanego (wielkość wyjściowa) dla silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach rozpędzania. Przyjęto, że wejściami ilościowymi w modelu sieci neuronowych jest prędkość obrotowa wału korbowego silnika i kąt dynamicznego początku tłoczenia paliwa. Wejściem jakościowym była zawartość objętościowa EETB w mieszaninie z olejem napędowym. Zbiór uczący uzyskano na podstawie przeprowadzonego eksperymentu. Zdecydowano się na wybór metody sieci neuronowych z uwagi na nieliniowy charakter modelu oraz możliwość jego prostej implementacji w zagadnieniach sterowania [1–4, 9, 11, 12].

2. Badania empiryczne – pozyskanie danych do zbioru uczącego sieci neuronowych

Przeprowadzone badania empiryczne miały na celu uzyskanie danych niezbędnych dla zbudowania modelu przebiegu średniego ciśnienia indykowanego silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach rozpędzania, w oparciu o metodę sieci neuronowych. Rejestrowano prędkość obrotową wału korbowego silnika i ciśnienie wewnątrz komory spalania, w warunkach swobodnego rozpędzania wywołanego skokową zmianą położenia dźwigni sterującej dawką paliwa. Obiektem badawczym był niedoładowany silnik o zapłonie samoczynnym z wtryskiem bezpośrednim.

W celu wykonania badań empirycznych zestawiono stanowisko pomiarowe pokazane na rys. 1 [8].



Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego [8]

Fig. 1. Schematic plot of the experimental stand [8]

Badany silnik był wyposażony w czujniki rejestrujące zmiany ciśnienia w komorze spalania oraz w przewodzie wtryskowym paliwa. W tym celu zastosowano piezokwarcowe czujniki QC34D oraz 5Qp6002, firmy AVL. Zmiany wzniosu iglicy rozpylacza rejestrowano za pomocą miniaturowanego, transformatorowego czujnika przemieszczeń, który współpracował ze wzmacniaczem CL104. Obydwa wymienione elementy systemu pomiarowego zostały wyprodukowane przez firmę ZEPWN Marki w Polsce.

W badaniach stosowano mieszaniny oleju napędowego z EETB o własnościach fizykochemicznych przedstawionych w tabeli 1. Metodę oraz warunki pomiaru ww. parametrów fizykochemicznych przedstawiono w pracy [8]. Przykładowo w paliwie EETB30 zawartość objętościowa EETB w mieszaninie z olejem napędowym wynosiła 30%. Testowany olej napędowy, w odmianie przejściowej, zawierał 4,8% (objętościowo) dodatku FAME (estrów nienasyconych kwasów tłuszczowych).

Na rys. 2 pokazano przykładową rejestrację ciśnienia w komorze spalania dla 30 kolejnych cykli pracy silnika w warunkach swobodnego rozpędzania. Metodę prowadzonej próby rozpędzania opisano między innymi w [6].

W zarejestrowanym przebiegu ciśnienia w komorze spalania można wyróżnić trzy okresy pracy silnika – rys. 1 (przebieg pierwotny bez obróbki numerycznej – obarczony zjawiskiem dryftu temperaturowego [6]):

1) okres pracy na biegu jałowym – prędkość obrotowa wału korbowego i temperatura oleju pracującego silnika są równe wartościom ustalonym dla warunków początkowych, położ-

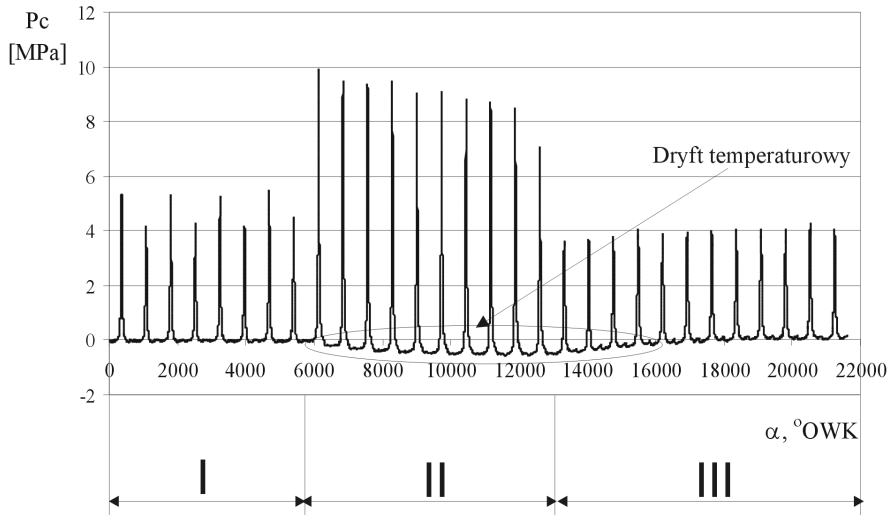
żenie listwy sterującej dawką paliwa $h \cong \text{const}$, przyspieszenie kątowe wału korbowego silnika $\varepsilon = 0$;

- 2) okres pracy w warunkach swobodnego rozpędzania – $n \neq \text{const}$, nieustalony stan cieplny silnika, $h = h_{\text{max}}$, $\varepsilon \neq 0$;
- 3) okres pracy na biegu luzem – $n = n_{\text{max}}$, quasi-ustalony stan cieplny silnika, $h \cong \text{const}$, $\varepsilon = 0$.

Tabela 1

Własności fizykochemiczne badanych paliw [8]

Paliwo	Napięcie powierzchniowe [mN/m]	Liczba cetanowa [-]	Gęstość [g/cm ³]	Wartość opałowa [MJ/kg]	Lepkość kinematyczna [mm ² /s]
ON	25,9	52,7	0,839	42,8	2,79
EETB10	24,6	46	0,831	42,1	2,24
EETB20	23,3	42,7	0,821	41,1	1,79
EETB30	22,1	38,4	0,814	40,8	1,47
EETB40	21,2	31,4	0,804	40,0	1,21



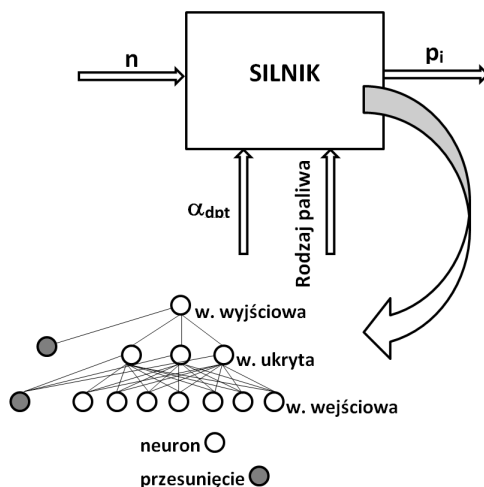
Rys. 2. Wartości ciśnienia w komorze spalania dla 30 kolejnych cykli pracy silnika w warunkach swobodnego rozpędzania – przebieg pierwotny bez żadnej obróbki numerycznej

Fig. 2. Values of the pressure in the combustion chamber for 30 next cycles of work of the engine in conditions of free speeding up – original course without no numeric treatment

Uzyskane przebiegi ciśnienia w komorze spalania posłużyły do obliczenia wartości średniego ciśnienia indykowanego. Dane te wykorzystano jako zbiór uczący w metodzie sieci neuronowych.

3. Model regresyjny sieci neuronowych

W wyniku przeprowadzonych obliczeń uzyskano model sieci neuronowej typu MLP (Multilayer Perceptrons), którego schematyczny widok przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Schemat modelu sieci neuronowych

Fig. 3. Diagram of the neural networks

Perceptron wielowarstwowy (MLP) to najczęściej wykorzystywana architektura sieci neuronowej [11–13]. Każdy neuron oblicza tu ważoną średnią z doprowadzonych do niego wejść, a wynik przelicza za pomocą funkcji przejścia i przekazuje na wyjście. W każdej warstwie neuronów sieci MLP jest też składnik przesunięcia. Jest to dodatkowy neuron, który na wyjściu zawsze ma wartość 1. Wartość ta oddziałuje na wszystkie neurony następnej warstwy ważoną wagą, która bywa nazywana progim. Neurony, łącznie z neuronem przesunięcia, zorganizowane są w topologię jednokierunkowych warstw. Sieć MLP ma więc prostą interpretację modelu z wejściem, wyjściem, szeregiem wag i progów jako parametrów dostosowywanych dla osiągnięcia generalizujących własności modelu [13]. Taka sieć, z odpowiednią liczbą warstw i neuronów w warstwach, może modelować zależność o niemal dowolnej złożoności. Dobór właściwej liczby warstw ukrytych i liczby występujących w nich neuronów jest w przypadku perceptronu najistotniejsza. Nie bez znaczenia jest też wybór funkcji aktywacji i metody uczenia sieci.

Opracowany model posiada strukturę złożoną z siedmiu neuronów w warstwie wejściowej, trzech neuronów w warstwie ukrytej i jednego neuronu w warstwie wyjściowej (sieć MLP 7-3-1). Jako funkcję aktywacji w warstwie ukrytej przyjęto funkcję typu logistycznego. Jako funkcję aktywacji w warstwie wyjściowej przyjęto funkcję typu tangens hiperboliczny [13]. Uzyskano jakość uczenia na poziomie 0,948. Jakość testowania wynosiła 0,971, a jakość walidacji 0,898. Błąd uczenia wynosił 0,000082, a błąd testowania i walidacji odpowiednio 0,000108 i 0,000115. Zastosowano algorytm uczenia o oznaczeniu BFG S 86 [13].

4. Analiza odpowiedzi modelu sieci neuronowej

Na rysunkach 4 i 5 pokazano powierzchnię odpowiedzi dla opracowanego modelu sieci neuronowej MLP 7-3-1. Na rys. 4 zobrazowano wpływ kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa i prędkości obrotowej wału korbowego silnika na uzyskiwane wartości średniego ciśnienia indykowanego w warunkach swobodnego rozpędzania. Wnioskowanie na podstawie modelu oparte było o obserwacje pochodzące z zastosowania wszystkich paliw, których własności fizykochemiczne zawarto w 2. rozdziale pracy. Analiza powyższej powierzchni odpowiedzi wskazuje, że:

- dla początkowych cykli procesu swobodnego rozpędzania (małe wartości prędkości obrotowej) większe wartości średniego ciśnienia indykowanego uzyskiwano dla mniejszych kątów dynamicznego początku tłoczenia paliwa,
- największe wartości średnich ciśnień indykowanych uzyskiwano dla dużych kątów dynamicznego początku tłoczenia paliwa i dla dużych wartości prędkości obrotowych silnika,
- dla małych kątów dynamicznego początku tłoczenia paliwa i dużych prędkości obrotowych wartości średniego ciśnienia indykowanego gwałtownie malały.

Powyższe obserwacje są zgodne z ogólną teorią w obszarze silników spalinowych [6–8]. Wzrost kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa (oczywiście w pewnym zakresie) będzie powodował wzrost prędkości narastania ciśnienia (zjawisko, które może być niekorzystne), ale również wzrost maksymalnej wartości ciśnienia spalania. W efekcie może wystąpić nieznaczny wzrost średnich ciśnień indykowanych. Zbyt późny wtrysk paliwa przy dużych wartościach prędkości obrotowej silnika może powodować zbyt późny samozapłon w procesie spalania i dalszy wtrysk paliwa będzie przedłużał się na suw rozprężania co wpłynie na zmniejszenie średnich ciśnień indykowanych.

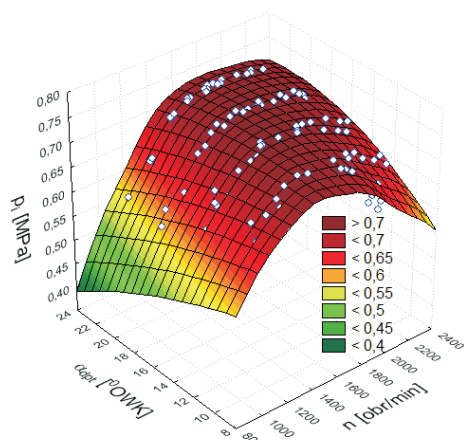
Na rys. 5 zobrazowano wpływ zawartości EETB w mieszaninie objętościowej z ON i prędkości obrotowej wału korbowego silnika na uzyskiwane wartości średniego ciśnienia indykowanego w warunkach swobodnego rozpędzania. Wnioskowanie na podstawie modelu oparte było o obserwacje pochodzące z pomiarów dla wszystkich ustawień kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa. Analiza wartości powyższej powierzchni odpowiedzi wskazuje, że wzrost zawartości EETB w mieszaninie z ON wpływa na zmniejszenie wartości średnich ciśnień indykowanych uzyskiwanych w warunkach swobodnego rozpędzania. Słuszność powyższego wniosku potwierdza choćby pobieżna analiza własności fizykochemicznych badanych paliw (tabela 1). Wynika z niej, że wraz ze wzrostem zawartości EETB w mieszaninie z ON maleje wartość opałowa oraz gęstość i lepkość paliwa. Dwa z ostatnich parametrów oddziałują dodatkowo na zmniejszenie dawki wtrysku.

Najbardziej interesującą powierzchnię odpowiedzi zamieszczono na rys. 6. Obrazuje ona jak kąt dynamicznego początku tłoczenia paliwa i zawartość EETB w mieszaninie z ON wpływają na średnie ciśnienie indykowane w warunkach swobodnego rozpędzania wału korbowego silnika. Wnioskowanie na podstawie modelu oparte było o obserwacje pochodzące z pomiarów dla wszystkich z prędkości wału korbowego silnika. Analiza powyższej powierzchni pozwala na optymalizację doboru kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa i zawartości EETB w mieszaninie z ON w celu uzyskania maksymalnych wartości średniego ciśnienia indykowanego. Stwierdzono między innymi, że:

- dla zawartości do około 20% EETB w mieszaninie z ON, w zakresie kątów dynamicznego początku tłoczenia paliwa od 8° do 24° OWK (zakres zmienności kąta uwzględniony w modelu jest szerszy od zakresu wynikającego z badań empirycznych) uzyskiwano naj-

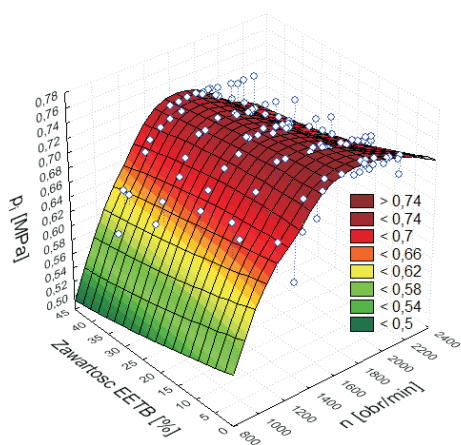
większe wartości średniego ciśnienia indykowanego dla warunków swobodnego rozpeczędzenia silnika,

- porównywalnie wysokie poziomy wartości średniego ciśnienia indykowanego uzyskiwano dla zawartości ETTB w mieszaninie z ON w zakresie od około 30% do 45%, ale dla kątów dynamicznego początku tłoczenia paliwa w zakresie zmienności od około 20° do 24°OWK,
- najmniejsze wartości średniego ciśnienia indykowanego uzyskiwano dla dużych zawartości EETB w mieszaninie z ON i dla małych kątów dynamicznego początku tłoczenia paliwa (rys. 6).



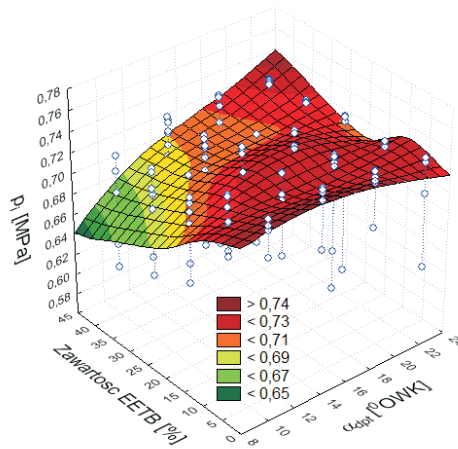
Rys. 4. Powierzchnia odpowiedzi dla modelu sieci neuronowej – $p_i = f(a_{dp}, n)$

Fig. 4. The surface of answer of neural network for model – $p_i = f(a_{dp}, n)$



Rys. 5. Powierzchnia odpowiedzi dla modelu sieci neuronowej – $p_i = f(\text{paliwo}, n)$

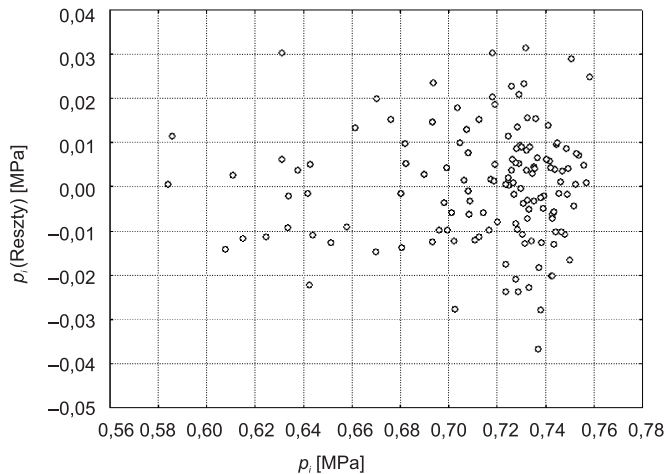
Fig. 5. The surface of answer of neural network for model – $p_i = f(\text{fuel}, n)$



Rys. 6. Powierzchnia odpowiedzi dla modelu sieci neuronowej – $p_i = f(\text{paliwo}, a_{dpt})$

Fig. 6. The surface of answer of neural network for model – $p_i = f(\text{fuel}, a_{dpt})$

Ponadto na rys. 7 zobrazowano wzajemną zależność pomiędzy obserwowanymi wartościami średniego ciśnienia indykowanego a różnicami pomiędzy tymi wartościami średniego ciśnienia indykowanego uzyskanymi w wyniku obliczeń z wykorzystaniem modelu – tzw. resztami [13]. Wartości tak obliczonych reszt nie przekraczały 0,038 MPa. Jednocześnie reszty zbliżone do zera występowały dla największej liczby obserwacji w zakresie dużych wartości średniego ciśnienia indykowanego tj. w obszarze najbardziej interesującym dla analizy pracy silnika w warunkach rozpędzania.



Rys. 7. Różnice (reszty) pomiędzy wartościami średniego ciśnienia indykowanego uzyskanymi z modelu a obserwowanymi wartościami średniego ciśnienia indykowanego

Fig. 7. The differences (the rest) among values of mean indicated pressure from model and the observed values of mean indicated pressure

5. Wnioski

Złożone zjawiska zachodzące w obrębie procesów roboczych silnika nie zawsze pozwalają na budowę opisujących je modeli fizycznych. Podejmuje się wówczas próbę identyfikacji modelu fizycznego na podstawie obserwacji pochodzących z badań empirycznych. W celu wykonania ww. identyfikacji posługiwano się dotychczas metodami aproksymacji danych empirycznych za pomocą określonych funkcji matematycznych lub wykorzystywano analizę harmoniczną (w odniesieniu do zjawisk zmiennych w czasie) [3]. W ostatnim okresie wykorzystuje się nowe techniki identyfikacji modeli na podstawie badań empirycznych. Można do nich zaliczyć dla przykładu dyskretną lub ciągłą analizę falkową [1, 4] czy też wykorzystywaną w niniejszym artykule metodę sieci neuronowych [2]. Metoda sieci neuronowych opiera się o teorię sztucznej inteligencji, a jej zaletą w stosunku do wymienionych powyżej metod jest możliwość „uczenia się”, co ma szczególne znaczenie w odniesieniu do procesów sterowania, czy też diagnostyki.

W artykule pokazano zastosowanie modelu regresyjnego sieci neuronowych do identyfikacji modelu wpływu kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa i zawartości EETB w mieszaninie z ON na uzyskiwane wartości średniego ciśnienia indykowanego. Uzyskano sieć neuronową MLP 7-3-1 opartą o teorię perceptronu wielowarstwowego. Zobrazowano działanie modelu sieci neuronowej za pomocą powierzchni odpowiedzi. Oszacowano błędy wykonanych obliczeń. Uzyskano interesujące spostrzeżenia w zakresie możliwości stosowania EETB jako dodatku do oleju napędowego dla silników o zapłonie samoczynnym. Na uwagę zasługuje fakt, że złożony charakter wpływu stosowanych mieszanin zamodelowano za pomocą wejścia jakościowego, które opisano jako zawartość objętościową EETB w mieszaninie z ON. Wnioski wynikające z działania modelu wydają się znajdować potwierdzenie w ogólnej teorii działania silników spalinowych [6–8].

Literatura

- [1] Bogus P., Merkisz J., *Misfire detection of locomotive diesel engine by non-linear analysis*. Mech. Syst. Signal. Proc. 19, 2005, 881-889.
- [2] Brace C. J., Deacon M., Vaughan N.D., *Prediction of emissions from turbo-charged passenger car diesel engine using a neural network*, Scholl of Mechanical Engineering, University of Bath, 2001.
- [3] Chłopek Z., *Modelowanie procesów emisji spalin w warunkach eksploatacji trakcyjnej silników spalinowych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1999.
- [4] Daw C.S., Finney C.E.A., Kennel M. B., Coccelly F.T., *Observing and modelling nonlinear dynamics in an inetrnal combustion engines*, Phys. Rev., E, 57, 1998, 2811-2819.
- [5] Kacprzak T., Ślot K., *Sieci neuronowe komórkowe*, PWN, Warszawa–Łódź 1995.
- [6] Longwic R., *Analiza procesu ciśnienia indykowanego silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach nieustalonych*, Monografia, Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, Lublin 2005.

- [7] Lotko W., Górski K., *Zasilanie silnika wysokoprężnego mieszaninami ON i EETB*, WNT, Warszawa 2011.
- [8] Lotko W., Górski K., Longwic R., *Nieustalone stany pracy silnika wysokoprężnego zasilanego olejem napędowym z eterem etylo-tert-butylowym*, Monografia, WKiŁ, Warszawa 2010.
- [9] Mamala J., Jantos J., *Weryfikacja algorytmów sterowania samochodowym układem napędowym z wykorzystaniem sieci neuronowych*, Teka Komisji Naukowo-Problemovej PAN, Kraków 2005.
- [10] Menezes E.W., Silva R., Cataluña R., Ortega R.J.C., *Effect of ethers and ether/ethanol additives on the physicochemical properties of diesel fuel and on engine tests*, FUEL 85, 2006, 815-822.
- [11] Osowski S., *Sieci neuronowe do przetwarzania informacji*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2000.
- [12] Rutkowska D., *Sieci neuronowe, algorytmy genetyczne i systemy rozmyte*, PWN, Warszawa–Łódź 1997.
- [13] Tadeusiewicz R., *Sieci neuronowe*, Akademicka Oficyna Wydawnicza RM, Warszawa 1993.
- [14] Li T., Suzuki M., Ogawa H., *Effects of ethyl tert-butyl ether addition to diesel fuel on characteristics of combustion and exhaust emissions of diesel engines*, FUEL 88(10), 2009, 2017-2024.

PIOTR OLEKSYK*

WPŁYW ZASILANIA SILNIKA PALIWEM LPG NA TRWAŁOŚĆ ZAWORÓW

THE INFLUENCE OF LPG SUPPLY ON ENGINE VALVE LIFE

Streszczenie

W artykule opisano badania mające na celu sprawdzenie, dlaczego dochodzi do wypalania gniazd zaworowych oraz zaworów w silnikach, które nie zostały wyposażone w hydrauliczną kompensację luzu zaworowego, a zostały przystosowane do spalania alternatywnego paliwa LPG. Zaprezentowano także wyniki badań po zastosowaniu środków zaradczych w postaci systemu dodatkowego smarowania gniazd zaworowych typu Flash-Lube.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, LPG, zawory silnikowe

Abstract

The paper describes a study to verify why the valve seats and valves are becoming firing in the engines, which were not equipped with compensation, of hydraulic valve clearance and they were designed to burn alternative LPG fuel. There were also presented results after application of some prevention measures in the form of additional remedial measures systems Flash-Lube which is using to protect and lubricate the valve seats.

Keywords: internal combustion engine, LPG, engine valves

* Mgr inż. Piotr Oleksyk, Dyrektor Techniczny, Czakram sp. j., Tarnów.

1. Wstęp

W pojazdach silnikowych powszechnie stosujemy paliwo alternatywne, jakim jest mieszanina propanu i butanu, znana pod skrótem LPG (*Liquified Petroleum Gas*). W dobie drożących paliw popularność tego paliwa jest coraz większa. W Polsce zakłady zajmujące się przystosowaniem silników do spalania LPG pojawiły się na początku lat 90. ubiegłego stulecia, różnica ceny pomiędzy benzyną a gazem (ok 50%) pozwoliła na duży rozwój tej branży na przestrzeni ostatnich dwudziestu lat. Początki to proste silniki wyposażone w gaźniki, następnie jedno- i wielopunktowy wtrysk paliwa do kolektora dolotowego, kończąc obecnie na bezpośrednim wtrysku benzyny do komory spalania. Pierwsze instalacje to dość proste konstrukcje wyposażone w dwustopniowy reduktor gazu oraz mieszalnik gazu wykorzystujący zjawisko zwężki Venturiego [2, 3, 5].

Do regulacji ilości podawanego gazu służy ręczny zawór wieloobrotowy, ustalający maksymalny przepływ gazu. Taki system nie zawsze sprawdzał się i często dochodziło do złego doboru mieszalnika lub niewłaściwej regulacji czy też prób regulacji takowej instalacji przez właścicieli pojazdów. Konsekwencją tego najczęściej było zubażanie mieszanki gazowo powietrznej, co w konsekwencji prowadziło do podwyższenia temperatury spalania i zwiększonego obciążenia cieplnego komory spalania. Skutkiem tego było wypalanie gniazd zaworowych oraz zaworów [2, 4].

Druga generacja instalacji gazowych to zastąpienie regulatora ręcznego elektrycznym silnikiem krokowym, sterowanym przez sterownik zwany Lambda Control System. Bardziej rozwinięte konstrukcje wykorzystywały sygnały z czujników położenia przepustnicy, sondy lambda, otwarcia przepustnicy oraz prędkości obrotowej silnika. Pozwoliło to na stworzenie kilku strategii zasilania w zależności od stanu pracy silnika w danym momencie, które obejmują:

- bieg jałowy,
- zakres średniego obciążenia,
- chwilowe wzbogacanie mieszanki podczas nagłego przyspieszania,
- zubożenie mieszanki podczas hamowania silnikiem (zwane cut-off),
- pełne obciążenie,
- zakres pracy ogranicznika prędkości obrotowej [3, 4].

Tego typu instalacja, w dodatku dobrze wyregulowana, nie dopuszczała pracy na zubożonej mieszance, więc praca silnika na paliwie LPG nie powinna powodować wypalania gniazd zaworowych oraz zaworów. Niestety praktyka pokazała, że część silników zasilanych LPG mimo odpowiedniej mieszanki miało problem z wypalaniem gniazd oraz zaworów. Powodem tego jest mimo wszystko wyższa temperatura spalania, spowodowana różnicami w składzie chemicznym pomiędzy benzyną a gazem LPG. Wynika to zwykle z mniejszej prędkości spalania ubogiej mieszanki [3, 6].

Wieloletnie doświadczenia z branży pokazały grupy samochodów, które nie mają problemów z wypalaniem zaworów i są to pojazdy wyposażone w hydrauliczne popychacze z automatyczną regulującą luzu zaworowego. Odwrotnie jest z samochodami wyposażonymi w ręczną regulację luzu zaworowego, spotykaną najczęściej w silnikach japońskich marek. Ostatnie lata pokazały, że również coraz więcej samochodów europejskich wyposażanych jest w silniki bez hydraulicznej kompensacji luzu zaworowego. Z tego względu coraz więcej firm zaczęło oferować systemy smarujące gniazda i zawory silników zasilanych gazem. Artykuł opisuje badania prowadzone dla silników zasilanych paliwem LPG prowadzone

w okresie kilku lat, które w przeszłości miały problem z wypalaniem gniazd zaworowych oraz zaworów. Na podstawie dokonanych badań wykazano że istnieją silniki, w których z zastosowaniem paliwa LPG dochodzi do wypalania gniazd oraz zaworów, po stosunkowo krótkim okresie eksploatacji. Wykazano również, że można zapobiegać i znacznie ograniczyć ten proces [1, 6].

2. Opis badań

Badaniem objęto dziesięć pojazdów, część pojazdów poddano badaniom podczas eksploatacji na paliwie LPG w momencie wystąpienia problemu wypalania gniazd zaworowych, który objawiał się ciągłym zanikiem luzów zaworowych. Powodowało to spadek mocy silnika, nierówną pracę na biegu jałowym, gaśnięcie silnika oraz nadmierne zużycie paliwa. Badania drugiej grupy pojazdów rozpoczęły się w podczas montażu instalacji gazowej [3].

W pierwszej kolejności dokonywano sprawdzenia luzu zaworowego a w przypadku stwierdzenia odchyłki od tolerancji podanej przez producenta wykonywano regulację do górnej granicy podawanej przez producenta samochodu. Wyniki z kontroli luzu zaworowego zapisywano w tabeli w celu porównania przy następnej kontroli.

Kontrolę i ewentualną regulację luzu zaworowego dokonywano po całonocnym chłodzeniu pojazdu w temperaturze ok. 20°C w celu wyeliminowania błędów pomiarowych spowodowanym niepełnym wystudzeniem silnika. Następnie pojazd był poddawany normalnej eksploatacji 10-15 tys. km. Po tym przebiegu dokonywano sprawdzenia luzu zaworowego celem sprawdzenia skali problemu zmniejszania luzu zaworowego. W przypadku zmniejszenia luzu zaworowego poniżej minimalnej wartości podawanej przez producenta dokonywano ponownej regulacji luzu zaworowego. Kolejnym krokiem był montaż zestawu smarującego firmy Flash-Lube, prowadzenie ponownych badań eksploatacyjnych. Kolejne przeglądy były dokonywane w odstępach 10-15 tys. km. Wyniki porównywano do poprzednich, dokonywano także skrupulatnej analizy zużycia środka smarującego w stosunku do zużywanego paliwa [1].

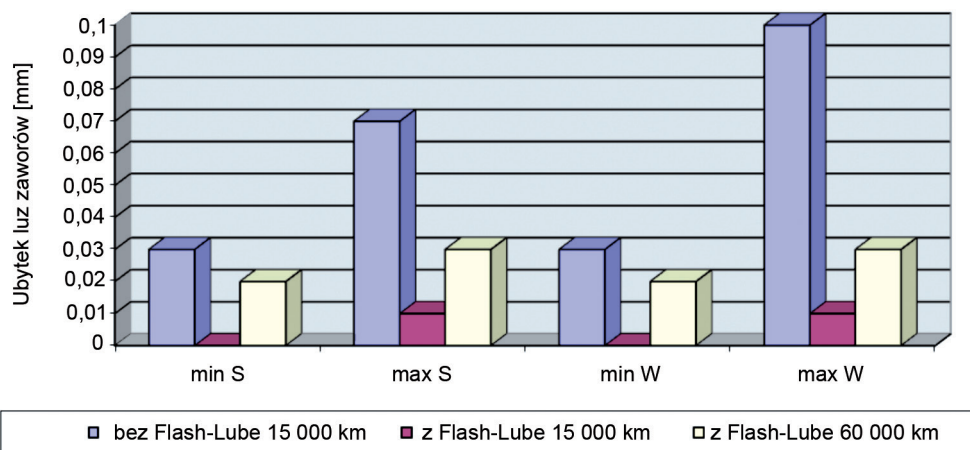
3. Wyniki badań i ich analiza

Badaniom poddano samochody wybranych marek, które najczęściej serwisowano w stacji montażu instalacji zasilania paliwem LPG.

3.1. Subaru Impreza STI 2.0 16V

Przed montażem instalacji gazowej sprawdzono luzy zaworowe i dokonano ich regulacji. Producent samochodu zaleca regulację luzów zaworowych po przebiegu 100 tys. km. Podczas sprawdzenia luzów zaworowych okazało się, że większość zaworów ma luzy bliskie minimalnej wartości rekomendowanej przez producenta, a trzy zawory były poniżej dopuszczalnej wartości. Luz zaworowy dla tego silnika wynosi 0,2 mm dla zaworów ssących oraz 0,25 mm dla zaworów wydechowych, odchyłka wynosi +/- 0,05mm. Przypuszczać można, że w tym silniku luzy zaworowe będą się kasować, więc regulacji dokonano w górnej odchyłce (0,25 mm zawory ssące oraz 0,30 mm zawory wydechowe). W pojeździe

przy przebiegu 54 543 km zamontowana została instalacja gazowa typu Sequent 56. Pojazd w pierwszym etapie badań został oddany do eksploatacji przez 15 000 km bez zastosowania środka smarującego, celem zbadania skali problemu. Pierwszy przegląd oraz sprawdzenie luzów zaworowych nastąpiło przy stanie licznika 70 143 km. Stwierdzono, że po dystansie 15 000 km z zastosowaniem instalacji gazowej luzy zaworowe uległy znacznemu zmniejszeniu, a ich wartość mieściła się w dolnej tolerancji zakładanej przez producenta. Należy jednak zaznaczyć, że zmniejszenie luzów zaworowych o 0,03–0,07 mm dla zaworów ssących oraz o 0,03–0,1 mm dla zaworów wydechowych jest nie do przyjęcia. Takie zmiany wartości luzów zaworowych wskazują, że należałoby dokonywać ich regulacji co najmniej 30 000 km, zamiast po 100 000 km, jak zakłada to producent, w przeciwnym razie uszkodzeniu (wypaleniu) ulegną gniazda i zawory. Dokonano regulacji luzów zaworowych do wartości wyjściowej 0,25–0,35 mm, przy czym zamontowany również został dozownik typu Flash-Lube. Po kolejnych czterech przeglądach po pokonaniu łącznego dystansu 60 000 km z zastosowaniem systemu Flash-Lube wyniki badań wykazały zmniejszenie procesu kasowania luzów zaworowych 0,02–0,03 dla zaworów ssących i wydechowych. Stwierdzono również, że eksploatacja instalacji LPG z użyciem środka Flash-Lube nie będzie wymagała częstszej regulacji luzów zaworowych, niż przewidział to producent samochodu [1].

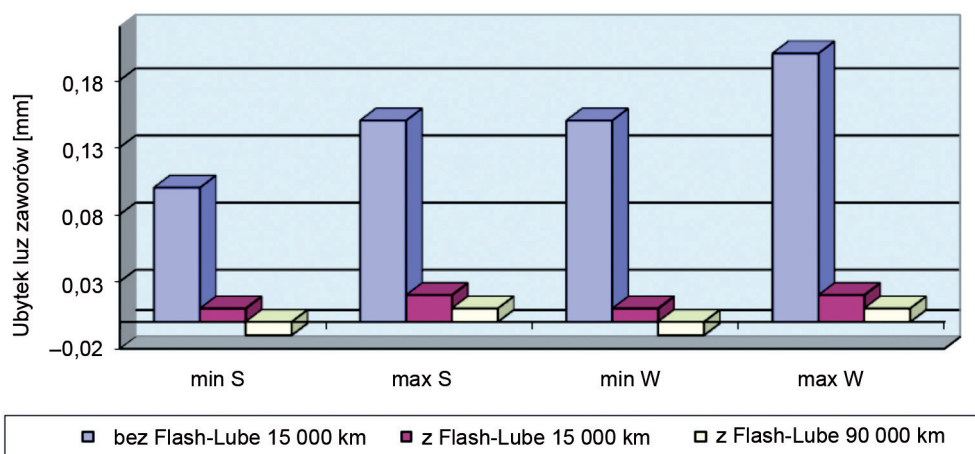


Rys. 1. Minimalna i maksymalna wartość luzów zaworowych, w zależności od przebiegu pojazdu Subaru Impreza STI, bez zastosowania i z zastosowaniem środka smarującego (min S, max S – minimalna i maksymalna wartość luzów zaworu ssącego, min W, max W – minimalna i maksymalna wartość luzów zaworu wydechowego)

Fig. 1. Minimum and maximum values of valve clearances, depending on the mileage of the car Subaru Impreza STI, with and without a lubricant (min S, max S – minimum and maximum value of the suction valve clearances; min W, max W – minimum and maximum value of the exhaust valve clearances)

3.2. Honda Accord 1,8 16 V

Badany pojazd był eksploatowany z instalacją gazową przez 50 000 km, bez zastosowania środka smarującego, co spowodowało zmniejszenie się luzów zaworowych o 0,–0,15 mm dla zaworów ssących oraz 0,15–0,20 mm dla zaworów wydechowych, w stosunku do wartości nominalnej. Dalsza eksploatacja pojazdu bez środka smarującego spowodowałaby zniszczenie głowicy silnika. Zamontowano dozownik Flash-Lube oraz dokonano regulacji luzów zaworowych do wartości zalecanej przez producenta, przegląd ustalono po 15 000 km. Po przejechaniu tego dystansu i badaniu pojazdu okazało się, że zmniejszenie wartości luzów zostało wyraźnie zahamowane. Kolejne przeglądy, nawet po 90 000 km eksploatacji z dodatkowym smarowaniem potwierdziły to zjawisko, a nawet okazało się, że po dłuższej eksploatacji luz zaworowy minimalnie się zwiększa [1].



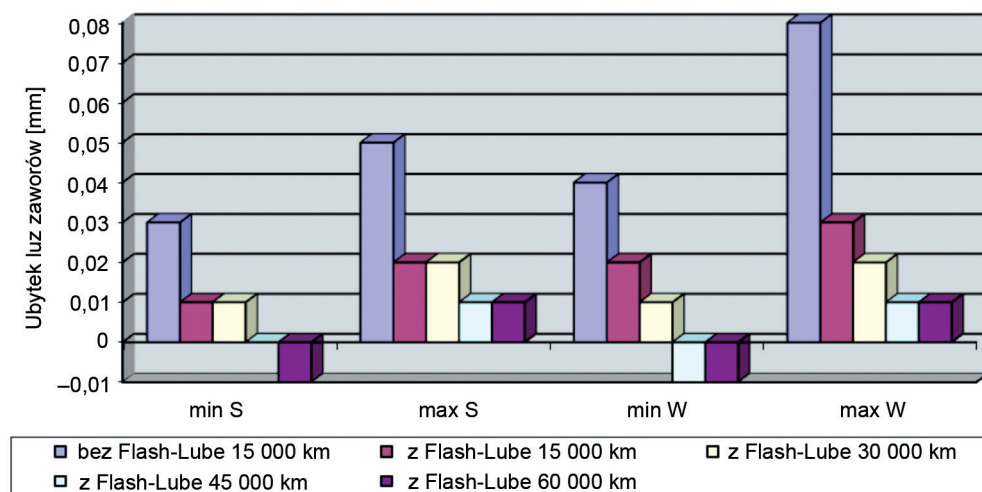
Rys. 2. Minimalna i maksymalna wartość kasowania luzów zaworowych, w zależności od przebiegu pojazdu Honda Accord 1,8 16V, bez zastosowania i z zastosowaniem środka smarującego (min S, max S – minimalna i maksymalna wartość luzów zaworu ssącego, min W, max W – minimalna i maksymalna wartość luzów zaworu wydechowego)

Fig. 2. Minimum and maximum value of the valve clearances elimination depending on the mileage of the car Honda Accord 1,8 16V, with and without a lubricant (min S, max S – minimum and maximum value of the suction valve clearances; min W, max W – minimum and maximum value of the exhaust valve clearances)

3.3. Honda CRV 2.0 16V VTI

Po montażu instalacji gazowej eksploatowano pojazd przez 15 000 km bez zastosowania środka Flash-Lube, celem zbadania skali problemu. Pierwszy przegląd wykazał znaczne zmniejszenie się luzów zaworowych – zawory ssące do 0,05 mm, a wydechowe do 0,08 mm. Luzy zaworowe zostały wyregulowane do wartości zalecanych przez producenta i dodatkowo został zamontowany dozownik Flash-Lube. Pojazd przekazano do dalszej eksploatacji. Po przejechaniu 15 000 km stwierdzono wyraźne zmniejszenie kasowania luzów zaworowych. W przypadku zaworów ssących luz zmniejszył się do 0,02 mm, natomiast w przy-

padku zaworów wydechowych do 0,03 mm. Zatem nie było konieczności regulacji luzów zaworowych. Pojazd przeznaczono do eksploatacji na kolejny dystans 15 000 km, po których okazało się, że proces zmniejszania się wartości luzów w dalszym ciągu jest znikomy od 0,01 mm dla zaworów ssących do 0,02 mm dla zaworów wydechowych. Kolejne przeglądy wykazały, że proces zmniejszania się luzów został całkowicie zahamowany. Świadczył o tym fakt, że na niektórych zaworach luz nie zmienił się w ogóle, a w kilku przypadkach nawet się zwiększył. Na tym etapie badania zakończono [1].



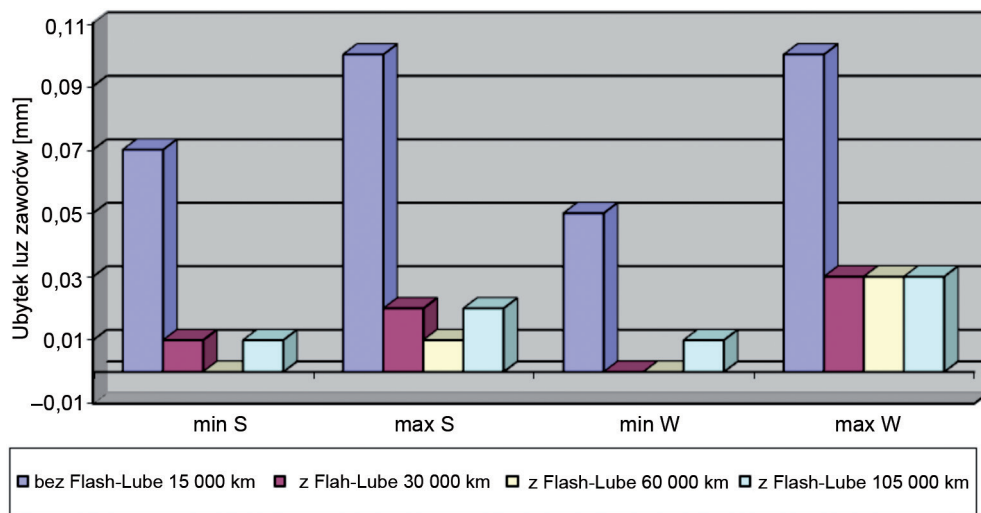
Rys. 3. Minimalna i maksymalna wartość kasowania luzów zaworowych, w zależności od przebiegu pojazdu Honda CRV 2.0 16V VTI, bez zastosowania i z zastosowaniem środka smarującego (min S, max S – minimalna i maksymalna wartość luzów zaworu ssącego, min W, max W – minimalna i maksymalna wartość luzów zaworu wydechowego)

Fig. 3. Minimum and maximum value of the valve clearances elimination depending on the mileage of the car Honda CRV 2.0 16V VTI, with and without a lubricant (min S, max S – minimum and maximum value of the suction valve clearances; min W, max W – minimum and maximum value of the exhaust valve clearances)

3.4. Toyota Corolla 1,4 16 V VVTI

Przed zamontowaniem instalacji gazowej sprawdzono luzy zaworowe, i dokonano ich regulacji. Następnie zamontowano instalację gazową typu Sequent Fast, bez zastosowania środka smarującego, aby zbadać skalę problemu. Po przebiegu 15 000 km z zastosowaniem instalacji gazowej okazało się, że luzy zaworowe uległy zmniejszeniu 0,07–0,10 mm dla zaworów ssących oraz 0,07–0,10 mm dla zaworów wydechowych. Takie zmiany wartości luzów zaworowych powodują konieczność regulacji zaworów co 30 000 km, zamiast co 100 000 kilometrów, jak zaleca producent. Zaniedbanie tych czynności przyczynia się do uszkodzenia (wypalenia) gniazd i zaworów. Dokonano regulacji luzów zaworowych do wartości wyjściowej 0,25 mm dla zaworu ssącego i 0,35 mm dla zaworu wydechowego oraz zamontowany został dozownik środka smarującego. Wyznaczono przegląd po 15 000 km. W trakcie testu silnik zużył 1450 ml płynu Flash-Lube. Wyniki pomiarów wskazują jedno-

znacznie, że zastosowanie środka smarującego znacznie ograniczyło kasowanie luzów zaworowych. Przy tak małym kasowaniu luzów zaworowych następne sprawdzenie zaplanowano po 30 000 km. W trakcie testu silnik zużył 3150 ml płynu Flash-Lube. Wyniki pomiarów potwierdziły, że płyn ten spełnia swoją rolę. Luzy zaworowe maleją nieznacznie pomimo dużej liczby przejechanych kilometrów. Przypadek ten wskazuje, że z zastosowaniem środka Flash-Lube, bezpiecznie można przeprowadzać regulację zaworów zgodnie z zaleceniami producenta, czyli co 100 000 km. Z tego powodu wydłużono termin kolejnego przeglądu do 45 000 km. W trakcie testu silnik zużył 4250 ml płynu. Wyniki pomiarów wartości luzów zaworowych były bardzo podobne do uzyskanych podczas poprzednich przeglądów. Można stwierdzić, że z zastosowaniem środka Flash-Lube regulacja zaworów nie jest wymagana nawet po przebiegu 100 000 km. Na tym etapie badania zakończono [1].

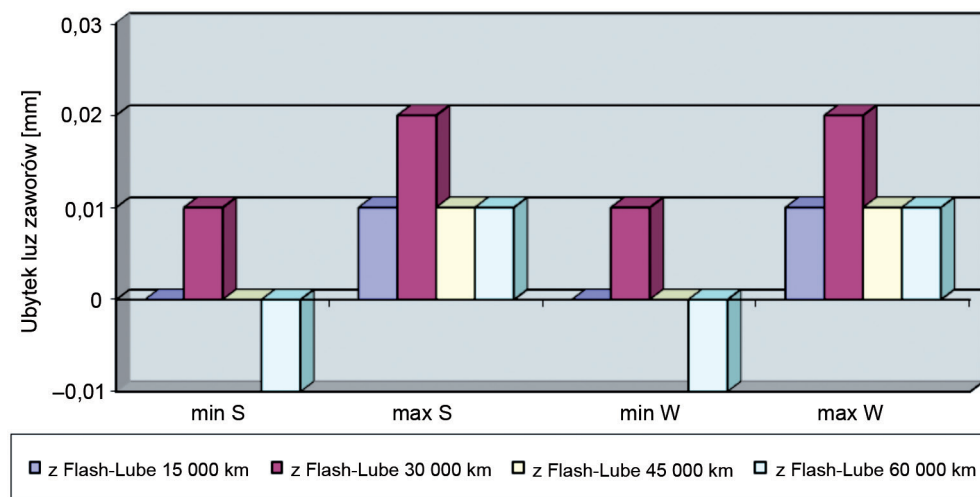


Rys. 4. Minimalna i maksymalna wartość luzów zaworowych, w zależności od przebiegu pojazdu Toyota Corolla 1,4 16V VVTI, bez zastosowania i z zastosowaniem środka smarującego (min S, max S – minimalna i maksymalna wartość luzów zaworu ssącego, min W, max W – minimalna i maksymalna wartość luzów zaworu wydechowego)

Fig. 4. Minimum and maximum value of the valve clearances depending on the mileage of the car Toyota Corolla 1,4 16V VVTI, with and without a lubricant (min S, max S – minimum and maximum value of the suction valve clearances; min W, max W – minimum and maximum value of the exhaust valve clearances)

3.5. Toyota Land Cruiser 4.0 V6 VVTI

Instalacja gazowa została zamontowana do praktycznie nowego pojazdu (300 km) wraz z dozownikiem płynu smarującego. Przeglądy pojazdu wykonywane co około 15 000 km wykazały, iż luzy zaworowe zmniejszają swoją wartość w zadowalających granicach, a po przebiegu 60 000 km proces kasowania luzu zaworowego zostaje zahamowany całkowicie, a luzy zaworowe nawet ulegają zwiększeniu [1].

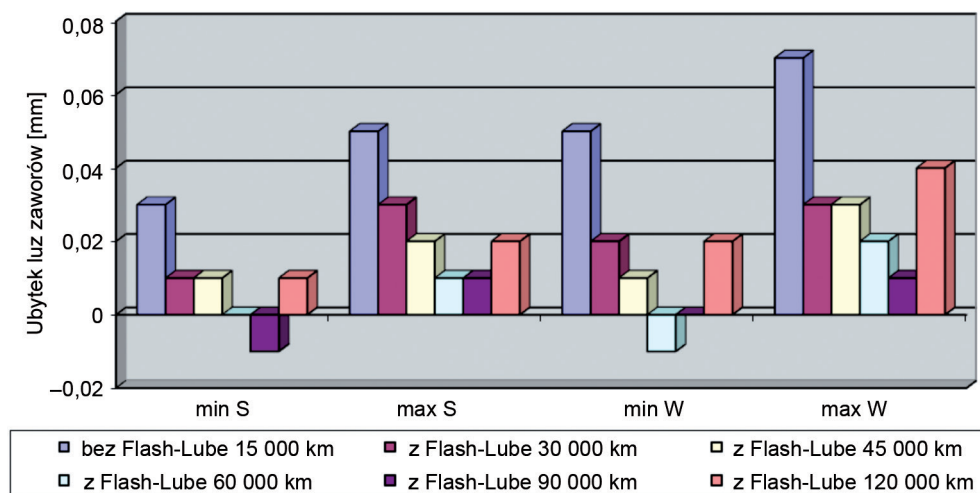


Rys. 5. Minimalna i maksymalna wartość kasowania luzów zaworowych, w zależności od przebiegu pojazdu Toyota Land Cruiser 4.0 V6 VVTI, z zastosowaniem środka smarującego (min S, max S – minimalna i maksymalna wartość luzów zaworu ssącego, min W, max W – minimalna i maksymalna wartość luzów zaworu wydechowego)

Fig. 5. Minimum and maximum value of the valve clearances elimination depending on the mileage of the car Toyota Land Cruiser 4.0 V6 VVTI, with a lubricant (min S, max S – minimum and maximum value of the suction valve clearances; min W, max W – minimum and maximum value of the exhaust valve clearances)

3.6. Toyota RAV 4 2,0 16 V

Po zamontowaniu instalacji gazowej i przebiegu 15 000 km okazało się, że luzy zaworów ssących zmniejszają swoją wartość do 0,05, a wydechowych o wartość do 0,07 mm. W związku z powyższym w pojeździe zamontowano dozownik Flash-Lube. Kolejny dystans 15 000 km wykazał zmniejszenie się wartości luzu zaworowego do wartości 0,03 mm. Kolejne 15 000 km eksploatacji wykazało zahamowanie procesu kasowania luzu zaworowego, o wartości do 0,01 mm. Następny przegląd wyznaczono po 30 000 km, który wykazał, iż wartości luzów praktycznie się nie zmieniły, a w niektórych przypadkach ulegały zwiększeniu. Natomiast po kolejnych 30 000 km okazało się, że wartości kasowania luzów zaworowych zwiększyły się, do 0,02 mm dla zaworów ssących oraz 0,04 mm dla wydechowych. Przyczyną tego była eksploatacja pojazdu przez około 20 000 km po europejskich autostradach, z bardzo dużymi prędkościami. W tego typu przypadkach środek smarujący nie jest dostarczany do silnika w wystarczających ilościach. Powodem tego jest brak podciśnienia w kolektorze ssącym, wywołanym dużym obciążeniem silnika [1].



Rys. 6. Minimalna i maksymalna wartość kasowania luzów zaworowych, w zależności od przebiegu pojazdu Toyota RAV 4 2,0 16V VVTI, z zastosowaniem środka smarującego (min S, max S – minimalna i maksymalna wartość luzów zaworu ssącego, min W, max W – minimalna i maksymalna wartość luzów zaworu wydechowego)

Fig. 6. Minimum and maximum value of the valve clearances elimination depending on the mileage of the car Toyota RAV 4 2,0 16V VVTI, with a lubricant (min S, max S – minimum and maximum value of the suction valve clearances; min W, max W – minimum and maximum value of the exhaust valve clearances)

3.7. Toyota Yaris 1.0 VVTI

Instalacja gazowa Sequent 24 została zamontowana zaraz po zakupie pojazdu, po przebiegu 3000 km, wraz z dozownikiem płynu smarującego. Ze względu na mały przebieg pojazdu nie były kontrolowane luzy zaworowe. Pojazd był eksploatowany w szkole jazdy. Przy pierwszym przeglądzie wykonanym po dystansie 15 000 km zauważono, że luzy mieszczą się w tolerancji producenta, ale niesprawdzenie luzów zaworowych przed montażem było błędem, ponieważ nie wiadomo, czy zmierzone luzy są wynikiem stosowania środka Flash-Lube, czy też pojazd opuścił fabrykę z takimi luzami. Po przejechaniu kolejnych 15 000 km średnie zmniejszanie się luzów zaworowych wynosiło 0,02 mm dla zaworów ssących oraz 0,03 mm dla wydechowych, natomiast na trzecim cylindrze zaobserwowano bardzo niepokojące zjawisko zmniejszania się wartości luzów aż o 0,05 mm w przypadku zaworów ssących oraz 0,08 mm w przypadku zaworów wydechowych. Dokonano wówczas regulacji luzów zaworowych do wartości zalecanych przez producenta. Pojazd został oddany do eksploatacji na kolejne 15 000 km. Po tym przebiegu, podczas przeglądu okazało się, że średnie wartości zmniejszania się luzów zaworowych są w granicy 0,02 mm dla zaworów ssących i wydechowych. Natomiast na trzecim cylindrze problem zamiast zostać zahamowany, jeszcze bardziej się pogłębił. Luzy zaworowe dla zaworów ssących zmniejszyły się o 0,10 mm, a dla wydechowych 0,14 mm. Fakt ten był powodem do poszukiwania przyczyny zaistniałego zjawiska. Postanowiono zrobić gruntowny przegląd, w trakcie którego po demontażu kolek-

tora ssącego okazało się, że podczas montażu instalacji gazowej mechanik użył nadmiernej ilości kleju do osadzenia dyszy wtryskiwacza gazu (klej spowodował częściowe zaklejenie dyszy). Skutkiem tego błędu była zbyt uboga mieszanka gazu na trzecim cylindrze, a to spowodowało wyższą temperaturę spalania i sukcesywne wypalanie się zaworu i gniazda. Instalacja została ponownie zmontowana, a luzy zaworowe wyregulowane do wartości nominalnych. Przy kolejnym przeglądzie wykonanym po dystansie 15 000 km problem z trzecim cylindrem już nie występował, poza tym średnie zmniejszanie się luzów zaworowych wynosiło 0,02 mm dla zaworów ssących i wydechowych, co świadczy o bardzo dobrym wyniku. Dalsza eksploatacja samochodu na dystansie 60 000 km wykazała całkowite zahamowanie procesu zmniejszania się wartości luzów zaworowych, a tym samym potwierdziła zasadność stosowania Flash-Lube. Na tym badania zakończono [1].

4. Wnioski

Przeprowadzone badania wykazały jednoznacznie, że niektóre silniki zasilane paliwem LPG muszą zostać wyposażone w system dodatkowego smarowania gniazd i zaworów. Badania wykazały również, że głównym powodem zmniejszania się wartości luzów zaworowych jest podwyższona temperatura spalania, często spowodowana ubogą mieszanką, jak to miało miejsce w przypadku toyoty yaris. W tym przypadku błąd montażysty spowodował częściowe zaklejenie dyszy wtryskującej gaz i w związku z tym jeden cylinder, przy większych obciążeniach, pracował na ubogiej mieszance paliwowo powietrznej. Mieszanka taka powoduje wydłużenie procesu spalania i wzrost temperatury spalania, co w konsekwencji prowadzi do zmniejszania wartości luzów zaworowych, a następnie wypalenia gniazd i zaworów. Jako przykład można podać czasy kryzysu paliwowego, kiedy w celu zmniejszenia jednostkowego zużycia paliwa stosowano w nieumiejętny sposób modyfikacje polegające głównie na zmianie głównej dyszy paliwowej na mniejszą. Skutek tego był dokładnie taki sam jak w przypadku badanej toyoty yaris z częściowo zaklejoną dyszą wtryskującą gaz. Wieloletnia praktyka w montażu i serwisowaniu pojazdów zasilanych paliwem LPG wykazała przypadki zmniejszania się wartości luzów zaworowych w pojazdach, które teoretycznie nie miały do tego skłonności i nie były na liście pojazdów wymagających dodatkowego smarowania gniazd i zaworów. Wnikliwa analiza tych przypadków pokazała, że pojazdy te były wyposażone w najprostsze instalacje gazowe, niejednokrotnie nie mogące sprostać wymaganiom silnika (zapotrzebowanie na paliwo), lub instalacje były pierwszej generacji, gdzie ilość gazu dostarczanego do silnika regulowana jest ręcznie, z dużą dozą subiektywizmu. W konsekwencji uszkodzeniu ulegała głowica, tak jak to miało miejsce przed laty przy próbach zmniejszenia zużycia paliwa. Należy również wskazać na przypadek Toyoty RAV 4, w której system smarowania gniazd i zaworów działał poprawnie do momentu eksploatacji samochodu z dużymi prędkościami na bardzo długich odcinkach drogi, a tym samym z dużym i ciągłym otwarciem przepustnicy. Okazuje się, iż podczas tego rodzaju eksploatacji samochodu, system Flash-Lube nie działał poprawnie, gdyż w systemie tym podciśnienie panujące w kolektorze zasysa środek smarujący w momencie, gdy przepustnica jest zamknięta, podciśnienie jest największe, a tym samym ilość środka podawanego do silnika jest największa. Natomiast wraz ze zwiększaniem się obciążenia i otwieraniem przepustnicy, podciśnienie spada, a wraz z nim spada ilość środka dostarczanego do smarowania zaworów. Problem ten można jednak rozwiązać. Sposobem na to może być zastosowanie urządze-

nia odwracającego zasadę działania tego systemu, czyli na biegu jałowym przy zamkniętej przepustnicy, i dużym podciśnieniu ilość środka smarującego podawanego do silnika byłaby niewielka, a wraz ze wzrostem obciążenia dozowanie środka by się zwiększało. Uzyskać to można poprzez elektronicznie sterowane dozowanie środka za pośrednictwem elektrozaworu (urządzenie jest już w fazie testów i przygotowania do produkcji, przez firmę Flash Lube), lub mechanicznie, które udało się osiągnąć przy pomocy firmy ślusarskiej, która wykonała prototypy urządzenia. W urządzeniu tym podciśnienie poprzez membranę i zaworek powoduje ograniczenie dostarczania środka, natomiast wraz ze spadkiem podciśnienia sprężyna zamontowana w urządzeniu otwiera zaworek proporcjonalnie do spadku podciśnienia, i ilość dostarczanego środka do silnika jest coraz większa.

W wyniku przeprowadzonych badań można stwierdzić, iż istnieje grupa silników wymagająca dodatkowego smarowania gniazd i zaworów w przypadku zasilania silnika paliwem alternatywnym LPG. Zjawisku niekorzystnych zmian wartości luzów zaworowych oraz towarzyszącej mu destrukcji gniazd i zaworów można zaradzić stosując system smarowania gniazd i zaworów Flash-Lube. Poza tym, ponad wszelką wątpliwość, w niektórych przypadkach czynnikiem, który powoduje owe zjawisko, jest nadmierna temperatura spalania, wywołana dość często zbyt ubogą mieszanką paliwowo-powietrzną. Problem ten nie wynika ze stosowania paliwa LPG, lecz nieprawidłowego doboru instalacji gazowej w pojazdach samochodowych [1, 3].

Literatura

- [1] Oleksyk P., Toporkiewicz J., *Potrzeba dodatkowego smarowania gniazd zaworowych w silnikach benzynowych zasilanych paliwem LPG*, praca magisterska, Uniwersytet Pedagogiczny, Kraków 2010.
- [2] Majerczyk A.T.S., *Układy Zasilania gazem propan-butan.*, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2003.
- [3] Materiały Szkoleniowe oraz wyniki badań firmy Czakram Jacek Okoński sp. j.
- [4] www.czakram.pl
- [5] S o w a A., *Samochodowe instalacje zasilania gazem.*
- [6] www.flashlube-europe.com

JANUSZ LUBAS*

TRIBOLOGICZNE WŁAŚCIWOŚCI STALI Z BOREM W WĘZŁACH CIERNYCH SMAROWANYCH OLEJAMI SILNIKOWYMI

TRIBOLOGICAL PROPERTIES STEEL WITH BORON IN LUBRICATED ENGINE OIL OF FRICTION PAIRS

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki badań właściwości tribologicznych ulepszonej cieplnie stali stopowej zawierającej dodatek boru w warunkach ograniczonego smarowania. Badania tribologiczne przeprowadzono na testerze typu rolka-kłoczek w warunkach smarowania obszaru tarcia olejami Lotos mineralny i syntetyczny. Do prób zastosowano przeciwpróbki wykonane ze stopu łożyskowego CuPb30. Zastosowanie stali z borem na element pary ciernej umożliwia uzyskanie zbliżonego poziomu zużycia stopu łożyskowego do obserwowanego w skojarzeniu z elementem azotowanym jonizacyjnie. Natomiast zastosowanie w tych parach ciernych oleju syntetycznego wpływa na obniżenie współczynnika tarcia i temperatury w obszarze tarcia w większym stopniu niż zastosowanie oleju mineralnego.

Słowa kluczowe: zużycie, obróbka powierzchniowa, tarcie ślizgowe

Abstract

The paper presents test results of the tribological properties of quenched and tempered steel containing boron additive. The tribological test was performed on the block on ring wear tester, under limited lubrication conditions: the friction area was lubricated with the mineral and synthetic Lotos oils. Counterparts made of the CuPb30 bearing alloy were used for the tests. The application of steel with boron on the element of a friction pair allows for obtaining a comparable level of wear of the bearing alloy to the one observed in the friction pair with the nitrided element. On the other hand, the use of synthetic oil in these friction pairs has a larger impact on lowering of a friction coefficient and temperature in the friction area than the application of the mineral oil.

Keywords: wear, surface treatment, sliding friction

* Dr inż. Janusz Lubas, Instytut Techniki, Wydział Matematyczno-Przyrodniczy, Uniwersytet Rzeszowski.

1. Wstęp

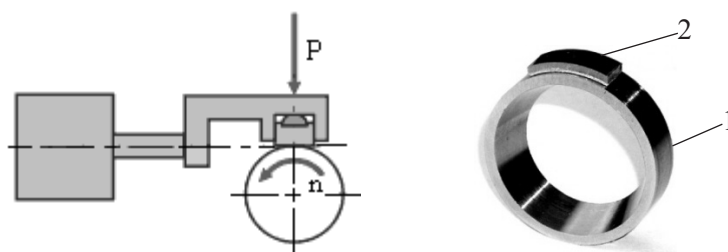
Poszukiwanie materiałów konstrukcyjnych spełniających wysokie wymagania eksploatacyjne przy niskich kosztach jego produkcji spowodowało zainteresowanie stalami zawierającymi bor. Ponieważ większość stosowanych pierwiastków stopowych w stalach charakteryzuje się ograniczoną dostępnością i znacznymi kosztami, w takiej sytuacji bor wydaje się jednym z najlepszych pierwiastków stopowych pod względem kosztów i dostępności. Również nowoczesne metody metalurgiczne pozwalają na produkcję stali stopowych z borem przy minimalnej zawartości boru i korzystnych właściwościach mechanicznych tych stali uzyskiwanych po procesach obróbki cieplnej [1].

Wyniki badań wykazują, że stale stopowe z dodatkiem boru charakteryzują się lepszymi właściwościami mechanicznymi, zwiększoną odpornością na zużycie i odpornością na korozję. Dodatek boru do stali stopowej zwiększa jej właściwości mechaniczne jak twardość, wytrzymałość na rozciąganie, granice plastyczności oraz zmniejsza zużycie w kontakcie z materiałami ściernymi [2, 3]. Badania eksperymentalne odporności na zużycie w warunkach tarcia suchego wykazały redukcję zużycia, a także stabilizację wartości współczynnika tarcia zarówno w warunkach tarcia suchego, jak i smarowania wodą [2].

Jednak nie ma dotąd opublikowanych badań określających właściwości tribologiczne stali z borem w połączeniu z innymi metalami stosowanymi w urządzeniach mechanicznych. Dlatego istotne jest określenie wpływu ulepszonej cieplnie stali z borem na warunki pracy węzła ciernego i zużycie jego elementów w warunkach ograniczonego smarowania.

2. Opis badań

Celem pracy jest wykazanie możliwości zastosowania stali stopowej z borem w węzłach ciernych pracujących w warunkach tarcia mieszanego. Badania tribologiczne przeprowadzono na testerze typu rolka-kłosek (rys. 1).



Rys. 1. Schemat testera rolka-kłosek (a) i struktura badana para cierna (b) (P – siła obciążająca, n – prędkość obrotowa czopa, 1 – próbka pierścieniowa, 2 – przeciwpróbka)

Fig. 1. Scheme of block on ring tester (a) and structure of the tested friction pair (b) (P – force loading, n – rotation speed of pin, 1 – ring sample, 2 – counterpart)

Do realizacji programu badań wykonano próbki pierścieniowe z dwóch gatunków stali: 38CrAlMo5-10 i 30MnB4. Próbki ze stali 38CrAlMo5-10 azotowano jonowo w atmosferze $H_2 + N_2$, w temperaturze 500°C i czasie 6 h, a wytworzona warstwa azotowana charaktery-

zuje się mikrotwardością rzędu 1100 HV_{0,1} i jest szeroko stosowana na elementach narażonych na zużycie w warunkach tarcia. Próbki pierścieniowe ze stali 30MnB4 (0,0025–0,004% B) ulepszano cieplnie (temperatura hartowania 800°C, temperatura odpuszczania 450°C). Próbki ze stali 30MnB4 po obróbce cieplnej uzyskały strukturę martenzytyczną o twardości 38–40 HRC. Próbki pierścieniowe skojarzone zostały podczas testu z przeciwpróbkami wykonanymi ze stopu łożyskowego CuPb30, a obszar tarcia smarowano olejami silnikowymi Lotos mineralny 15W/40 i Lotos syntetyczny 5W/40.

Badania stanowiskowe realizowano wg określonego algorytmu, obejmującego wstępne docieranie próbek oraz właściwy proces współpracy przy założonych parametrach obciążenia. Proces docierania realizowano na stanowisku badawczym pod obciążeniem wynoszącym 5 MPa, do momentu uzyskania całkowitego przylegania przeciwpróbki ze stopu łożyskowego do próbki pierścieniowej. W badaniach w cyklu rozruchu pary kinematycznej przyjęto, że parę rozpędzono od prędkości $n = 0$ do 500 obr./min w czasie 30 s. Wielkościami mierzonymi była wartość współczynnika tarcia i wartość temperatury w obszarze tarcia w zależności od nacisku jednostkowego. Pomiar współpracy pary ciernej w ustalonych warunkach tarcia przeprowadzono przy prędkości obrotowej próbki pierścieniowej 100 obr./min i skokowej zmianie nacisku jednostkowego. Podczas tych prób rejestrowano w czasie rzeczywistym przebieg wartości współczynnika tarcia i temperatury w węźle tarcia w funkcji zmiennego obciążenia, a także rejestrowano wartości zużycia liniowego. Po zakończeniu prób stanowiskowych warstwy powierzchniowe elementów pary ciernej poddano sprawdzeniu w celu określenia zmian chropowatości powierzchni. Przedstawione wyniki badań momentu tarcia, siły tarcia i zużycia są uśrednioną wartością z trzech pomiarów, natomiast wyniki pomiarów parametrów chropowatości są uśrednioną wartością z pięciu pomiarów.

3. Wyniki badań

Pomiary chropowatości próbek pierścieniowych i przeciwpróbek ze stopów łożyskowych wykazały istotne zmiany w warstwie wierzchniej po zakończeniu testu (tabele 1 i 2). Wyniki pomiarów nie pozwalają na wyznaczenie jednoznacznej funkcji łączącej te zmiany z ukształtowaniem warstwy powierzchniowej. Jednak w określonych kompozycjach par ślizgowych można wyodrębnić pewne charakterystyczne trendy zmian w wybranych parametrach chropowatości. Pomiarów próbek pierścieniowych z warstwą azotowaną i ulepszaną cieplnie wykazały wzrost wartości badanych parametrów chropowatości od kilku do kilkudziesięciu procent, w stosunku to wartości początkowej zmierzonej przed próbami. Natomiast pomiary geometrii powierzchni współpracujących z nimi przeciwpróbek wykazały wzrost od kilkunastu do kilkuset procent. Przy czym w parze ciernej z próbką ulepszaną cieplnie i smarowaniu obszaru tarcia olejem syntetycznym zarejestrowano zmniejszenie parametru R_a przeciwpróbki o kilka procent w stosunku to wartości początkowej wartości. W parach z próbkami azotowanymi nie zarejestrowano istotnych zmian w strukturze geometrycznej powierzchni próbki pierścieniowej w zależności od gatunku zastosowanego oleju, natomiast geometria powierzchni próbki ulepszanej cieplnie wykazuje istotne różnice. Zastosowanie do smarowania obszaru tarcia oleju mineralnego wpłynęło na zmniejszenie parametrów R_a i S_m i zwiększenie parametrów R_z i R_y w stosunku do skojarzeń smarowanych olejem syntetycznym (tabela 1).

Chropowość powierzchni próbek pierścieniowych

Parametry chrop.	Lotos mineralny		Lotos syntetyczny	
	Wartość	[%]	Wartość	[%]
Próbka azotowana				
R_a	0,39	22	0,37	16
R_z	2,9	16	2,8	14
R_v	4	25	4,1	28
S_m	81	56	79	52
Próbka ulepszana cieplnie ze stali 38MnB4				
R_a	0,31	8	0,33	15
R_z	2,4	13	2,3	8
R_v	3,9	50	2,8	8
S_m	53	11	45	29

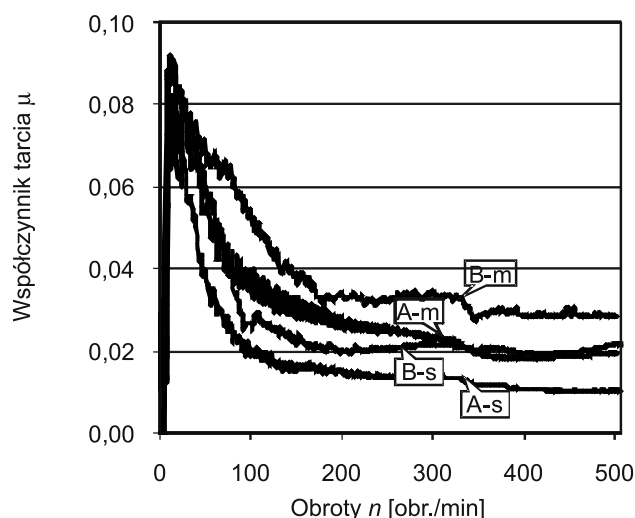
Pomiary geometrii powierzchni przeciwpróbek wykazały, że w skojarzeniach z próbką ulepszaną cieplnie i smarowaniu olejem syntetycznym zmiany chropowości powierzchni przeciwpróbek są znacznie mniejsze niż w warunkach smarowania olejem mineralnym. W skojarzeniach z próbką pierścieniową azotowaną parametry chropowości przeciwpróbki R_a i S_m są mniejsze w warunkach smarowania olejem syntetycznym (R_a jest mniejsze o 50%), natomiast parametry R_z i R_v są większe w stosunku do smarowania obszaru tarcia olejem mineralnym. Pomiary struktury geometrycznej przeciwpróbek po współpracy z próbką pierścieniową ulepszaną cieplnie wykazały mniejsze zmiany parametrów chropowości w warunkach smarowania olejem syntetycznym (najistotniejsze zmiany dotyczą parametru R_a , który uległ zmniejszeniu, i parametrów R_z i R_v , które są mniejsze o 60% i 39% w stosunku do smarowanych olejem mineralnym) (tabela 2).

Tabela 2

Chropowość powierzchni przeciwpróbek CuPb30

Parametry chrop.	Lotos mineralny		Lotos syntetyczny	
	Wartość	[%]	Wartość	[%]
Próbka azotowana				
R_a	0,64	28	0,57	14
R_z	3,7	23	4,2	40
R_v	5,7	68	6,4	88
S_m	115	140	105	119
Próbka ulepszana cieplnie ze stali 38MnB4				
R_a	0,60	20	0,45	-4
R_z	5,1	70	3,8	27
R_v	6,9	103	5,5	62
S_m	109	127	97	102

Zmierzone wartości parametrów chropowatości powierzchni informują o intensywności tarcia oraz jego wpływie na kształtowanie struktury geometrycznej elementów wężła ślizgowego. W wyniku procesów zachodzących w obszarze tarcia pod wpływem wymuszeń zewnętrznych system tribologiczny przetwarza istniejące początkowo struktury geometryczne obu elementów w układ o strukturze zapewniającej najbardziej korzystne warunki tarcia. W wyniku tych zmian powstaje struktura geometryczna odzwierciedlająca zmiany zapewniające danemu skojarzeniu uzyskanie pewnego optimum funkcjonalności i ukształtowanie eksploatacyjnej warstwy wierzchniej [4, 5]. Procesy tarcia formujące warstwy powierzchniowe w parze ciernej nie muszą prowadzić do zmniejszania wysokości chropowatości powierzchni współpracujących elementów w stosunku do początkowych wartości, ale ukształtowana chropowatość współpracujących elementów jest indywidualną cechą określonej kompozycji skojarzenia i warunków pracy wężła ciernej [5].

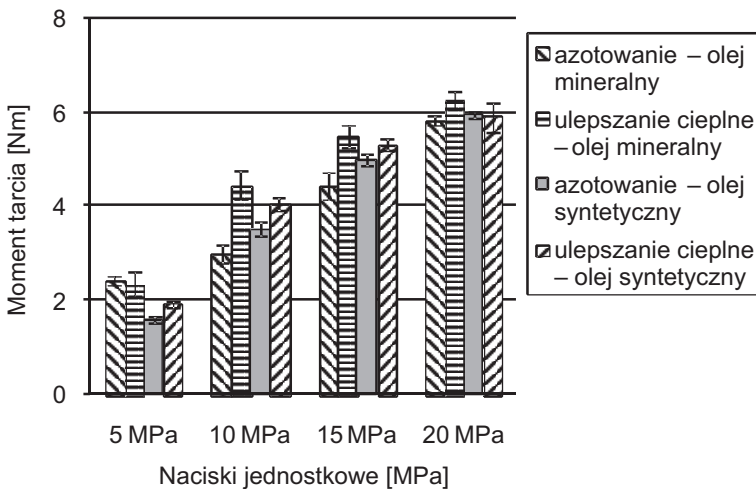


Rys. 2. Zmiana współczynnika tarcia podczas rozpędzania pary ciernej (nacisk jednostkowy 20 MPa); A – próbka azotowana, B – próbka ulepszana cieplnie, m – olej mineralny, s – olej syntetyczny

Fig. 2. Change of the friction coefficient during the ramp-up of friction pair (unit pressure 20 MPa); A – nitrided sample, B – quenched and tempered sample, m – mineral oil, s – synthetic oil

W warunkach tarcia mieszanej współpracę wężła ślizgowego charakteryzuje duża dynamika zmian wartości mierzonych parametrów pod wpływem zewnętrznych wymuszeń. Określenie tendencji tych zmian jest szczególnie istotne w czasie rozruchu pary ciernej. Ocena zachodzących zmian jest możliwa poprzez rejestrację obliczeniowego współczynnika tarcia w funkcji zmiennej prędkości ślizgania. Zarejestrowane wykresy przedstawiają typowe przebiegi współczynnika tarcia dla par ciernych przy naciskach 20 MPa, w warunkach rozruchu wężła kinematycznego (rys. 2). Podczas pierwszej fazy rozruchu pary ciernej następuje gwałtowny wzrost oporu tarcia, a następnie istotny jego spadek. Rejestrowane przebiegi współczynnika tarcia dla wyższych prędkości ślizgania są zróżnicowane i można obserwować po przekroczeniu ~180 obr./min stabilizację oporów tarcia w parach ciernych z próbkami pierścieniowymi ulepszanymi cieplnie. Przy czym w skojarzeniach smarowanych olejem

mineralnym stabilizacja współczynnika tarcia występuje na poziomie $\mu = 0,032$, a parach ciernych smarowanych olejem syntetycznym $\mu = 0,02$. Natomiast w parach ciernych z próbkami azotowanymi obserwuje się spadek oporów tarcia wraz ze wzrostem prędkości obrotowej próbki pierścieniowej. Charakterystyczny spadek wartości współczynnika tarcia obserwuje się po przekroczeniu 320 obr./min i smarowaniu pary ciernej olejem mineralnym. Wówczas spadek oporów tarcia wystąpił zarówno w skojarzeniu z próbką azotowaną jak i z próbką pierścieniową ulepszaną cieplnie, przy czym w skojarzeniu z próbką pierścieniową ulepszaną cieplnie spadek wartości współczynnika tarcia jest znacznie większy niż w parze z próbką azotowaną. Obserwacja przebiegów współczynnika tarcia wykazała, że smarowanie obszaru tarcia olejem syntetycznym generuje mniejsze opory tarcia niż smarowanie olejem mineralnym. Najniższe opory tarcia zmierzono w parach ciernych z próbką pierścieniową azotowaną podczas smarowania obszaru tarcia olejem syntetycznym $\mu \approx 0,01$, a najwyższe w parach z próbką ulepszaną cieplnie podczas smarowania olejem mineralnym $\mu \approx 0,028$.



Rys. 3. Moment tarcia podczas rozruchu pary ciernej

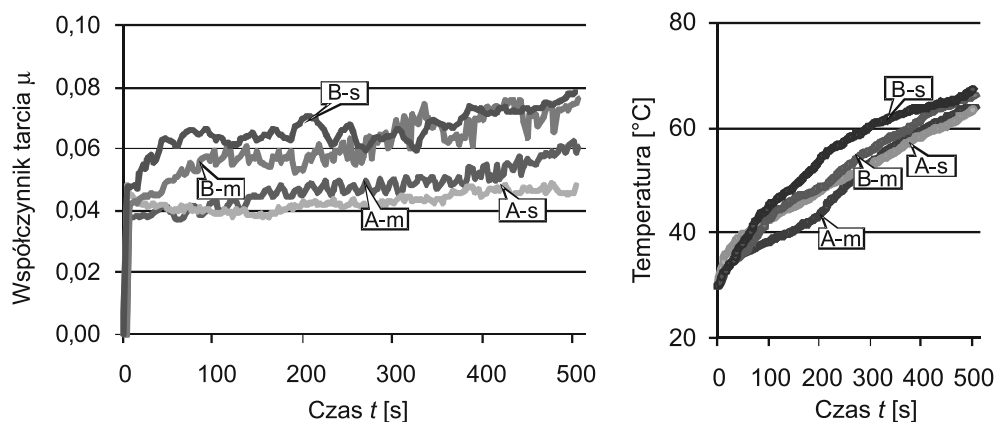
Fig. 3. Moment of friction at the start-up of the friction pair

W parach ślizgowych istotnym zagadnieniem jest wyznaczenie wartości maksymalnego momentu rozruchowego pary ciernej, który wpływa na procesy tarcia w dalszym cyklu pracy. Na podstawie otrzymanych pomiarów można stwierdzić, że wzrost obciążenia w istotnym sposób kształtuje wartość momentu rozruchowego (rys. 3). Przy niskich naciskach jednostkowych (5 MPa) obserwuje się niższe wartości momentu rozruchowego w warunkach smarowania olejem syntetycznym o około 18–30% w stosunku do par ciernych smarowanych olejem mineralnym. Przy wyższych obciążeniach (10–15 MPa) nie obserwuje się tak wyraźnej różnicy oporów tarcia w zależności od zastosowanego oleju silnikowego, a zaczyna dominować ukształtowanie warstwy powierzchniowej próbki pierścieniowej. Zaś przy maksymalnych naciskach jednostkowych (20 MPa) zmierzone wartości momentu tarcia są porównywalne dla wszystkich badanych kompozycji par ciernych. Najwyższe wartości momentu tarcia występują w skojarzeniu z próbką ulepszaną cieplnie w warunkach sma-

rowania olejem mineralnym przy obciążeniu od 10 do 20 MPa, natomiast najniższe wartości momentu tarcia w tych warunkach obciążenia zmierzono w parach z próbką azotowaną i smarowaniu olejem mineralnym.

Obserwacja zmian parametrów tarcia w okresie rozruchu informuje o zachowaniu się układu w czasie dalszej jego pracy. Najkorzystniejsze warunki pracy występują w parach kinematycznych, w których po wzroście współczynnika tarcia w początkowym etapie rozruchu następuje jego znaczne obniżenie i stabilizacja na stałym poziomie. Wartość momentu rozruchowego decyduje o zapotrzebowaniu energetycznym układu kinematycznego w chwili jego uruchomienia. Natomiast w parach, w których w tym czasie następuje ukształtowanie równowagi tribochemicznej, powstają optymalne warunki do pracy układu. Wzrost obciążenia w układzie ciernym intensyfikuje procesy fizykochemiczne w obszarze tarcia i zmiany mikrogeometrii powierzchni tarcia w wyniku adaptacji systemu do warunków wymuszeń zewnętrznych. Zarejestrowane zmiany zmniejszą przyrost oporów tarcia w wyniku plastycznej deformacji nierówności szczególnie miększego materiału łożyskowego i intensyfikacji procesów tworzenia warstw przeciwwzrostowych. W węzłach ciernych, w których po okresie rozruchu występuje znaczny spadek współczynnika tarcia, o poprawie warunków tarcia decyduje wzrost efektywności smarowania warstwy oleju w wyniku zaistniałych zmian tribochemicznych. Powstała warstwa graniczna wpływa na stabilizację lub zwiększenie obszarów, w których występują mikrokliny smarne. Zmiany te prowadzą do obniżenia oporów tarcia przy wzroście prędkości ślizgania próbki pierścieniowej. W parach o stabilnym przebiegu współczynnika tarcia w funkcji prędkości ślizgania próbki pierścieniowej, warstwa powierzchniowa tego elementu zapewnia właściwości ślizgowe, które umożliwiają równowagę zachodzących zjawisk tribochemicznych w obszarze styku. Powstały stan równowagi umożliwia samoregulację procesów zachodzących w obszarze tarcia, co wpływa na stabilizację oporów ruchu pomimo wzrostu prędkości ślizgania próbki pierścieniowej [6, 7].

Przebieg procesów tarcia w obszarze tarcia zmienia się wraz z upływem czasu, co prowadzi to zmiany współczynnika tarcia i temperatury w obszarze tarcia (rys. 4). Zarejestrowane zmiany współczynnika tarcia w funkcji czasu trwania próby wykazały korzystne właściwości próbek pierścieniowych azotowanych w stosunku do próbek ulepszanych cieplnie. Najniższe opory tarcia występują w skojarzeniach z próbką pierścieniową azotowaną przy smarowaniu olejem mineralnym. W współczynnik tarcia w tych skojarzeniach nie przekracza 0,05. Pomimo początkowych wysokich wartości oporów tarcia w parze tej obserwuje się spadek współczynnika tarcia, a następnie powolny wzrost. W skojarzeniu z próbką azotowaną podczas smarowania olejem syntetycznym zarejestrowany przebieg współczynnika tarcia wykazuje tendencję do trwałego wzrostu oporów tarcia wraz z czasem trwania próby i przy końcu próby $\mu \approx 0,06$. Najwyższe pory tarcia zmierzono w skojarzeniach z próbkami pierścieniowymi ulepszanymi cieplnie, a zarejestrowane trendy zmian współczynnika tarcia są zbliżone w obu skojarzeniach. W początkowym okresie współpracy występuje znaczący wzrost współczynnika tarcia, a następnie jego stabilizacja i ponowny wzrost aż do osiągnięcia wartości $\mu = 0,07$. Rejestrowane temperatury w obszarze tarcia nie wykazują tak istotnych zmian, jednak można zaobserwować w skojarzeniach z próbką pierścieniową azotowaną podczas smarowania olejem mineralnym w początkowym okresie współpracy wolniejszy wzrost temperatury, a bardziej intensywny w okresie końcowym. Odmienny charakter zmian wystąpił w skojarzeniu z próbką ulepszaną cieplnie podczas smarowania olejem syntetycznym, gdzie w początkowym okresie wystąpił intensywny przyrost temperatury, by w okresie końcowym próby przyrost temperatury się zmniejszył. Zmierzone temperatury w obszarze tarcia pod koniec próby mieściły się dla badanych skojarzeń w przedziale od 64 do 67°C.



Rys. 4. Zmiana współczynnika tarcia i temperatury w parze ciernej z czasem trwania próby (przy naciskach jednostkowych 20 MPa); A-m – para z próbką azotowaną i smarowana olejem mineralnym, A-s – para z próbką azotowaną i smarowana olejem syntetycznym, B-m – para z próbką ulepszaną cieplnie i smarowana olejem mineralnym, B-s – para z próbką ulepszaną cieplnie i smarowana olejem syntetycznym

Fig. 4. Change of the friction coefficient and temperature with time duration of the test (at unit pressures of 20 MPa); A-m – friction pair with nitrided sample and lubricated with mineral oil, A-s – friction pair with nitrided sample and lubricated with synthetic oil, B-m – friction pair with quenched and tempered sample and lubricated with mineral oil, B-s – friction pair with quenched and tempered sample and lubricated with synthetic oil (at unit pressures of 20 MPa)

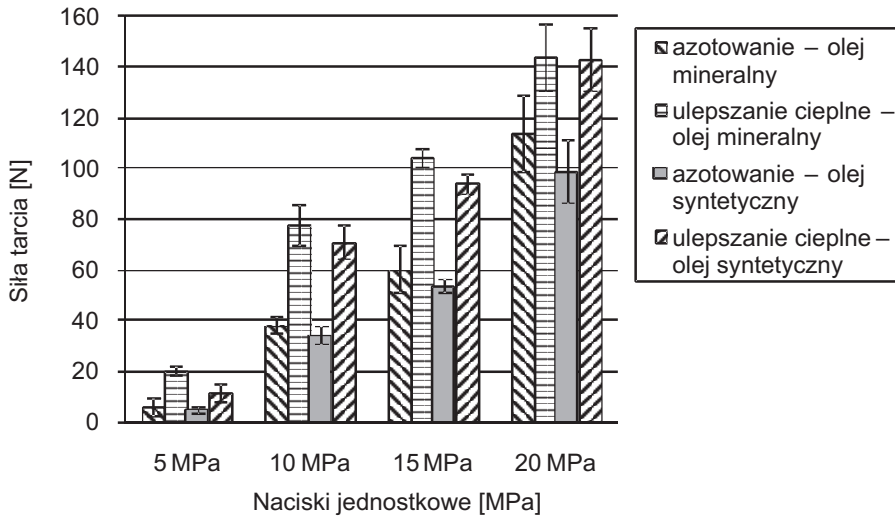
Zarejestrowane przebiegi współczynnika tarcia i temperatury wskazują na zdolność adaptacji pary ślizgowej do warunków tarcia wraz z wydłużaniem się czasu pracy węzła ślizgowego. Występujące zmiany w reakcji węzła ślizgowego na ustabilizowane wymuszenie w chwili startu i upływ czasu dają odpowiedź, czy układ umożliwi długotrwałą i niezawodną pracę. W początkowym okresie pracy pary ślizgowej zawsze występuje intensywny wzrost współczynnika tarcia, a następnie zarejestrowane wartości współczynnika tarcia wskazują na stabilizację warunków tarcia lub intensyfikację procesu tarcia. Stabilizacja oporów tarcia w badanych skojarzeniach wskazuje na dopasowanie się kompozycji skojarzenia do istniejących wymuszeń i ukształtowanie trwałych warstw przeciwzuzyciowych i przeciwwzartarciowych. Warstwy te zapewniają rozdzielenie współpracujących obszarów warstw powierzchniowych i ograniczanie intensywności występowania bezpośrednich kontaktów nierówności powierzchni. W tych warunkach tarcia występuje stan równowagi między procesami niszczenia i powstawania warstw w procesach tribochemicznych przebiegających w węzle tarcia. Poziomy zarejestrowanych wartości współczynnika tarcia i temperatury mogą posłużyć do oszacowania prawdopodobieństwa uszkodzenia pary ślizgowej w wyniku jej zatarcia pod wpływem wystąpienia wymuszeń zewnętrznych lub awaryjnego zużycia elementów pary [6].

Poprawne funkcjonowanie skojarzenia ciernego ograniczają warunki obciążenia spowodowane głównie wielkością nacisków jednostkowych. Pomiar siły tarcia wykazały istotne różnice w wartości oporów tarcia pomiędzy badanymi parami ciernymi. Najniższe siły tarcia zmierzono w skojarzeniach z próbkami azotowanymi, a najwyższe w skojarzeniach z próbkami ulepszanymi cieplnie (rys. 5). Różnice w wielkości siły tarcia pomiędzy parami

z próbkami azotowanymi i ulepszanymi cieplnie wynoszą od 40 do 55%. Zaobserwowano również wyższe opory tarcia w parach ciernych smarowanych olejem mineralnym niż w parach ciernych smarowanych olejem syntetycznym. I w przypadku par ciernych z próbkami pierścieniowymi azotowanymi można zaobserwować zwiększanie się różnicy pomiędzy wartością siły wraz z wzrostem nacisków jednostkowych i tak przy niskich obciążeniach (5 MPa) różnica wynosi ~ 1 N, a przy najwyższych naciskach jednostkowych (20 MPa) siła tarcia przekracza 13 N. Natomiast w parach z próbkami ulepszanymi cieplnie przy najniższych naciskach obserwuje się największą różnicę pomiędzy parami smarowanymi olejem mineralnym i syntetycznym, a przy największych obciążeniach siła tarcia jest porównywalna dla obu olejów smarujących parę cierną.

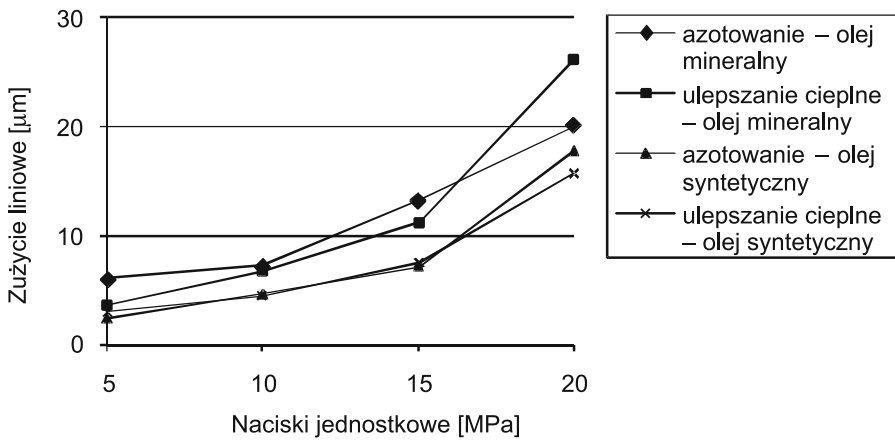
W warunkach zmiennych nacisków jednostkowych o stałej prędkości obrotowej próbki pierścieniowej (100 obr./min) przeprowadzono pomiary zużycia elementów pary ciernej. Przeprowadzone pomiary próbek pierścieniowych nie wykazały mierzalnego zużycia, co dowodzi, że uzyskane wyniki pomiarów zużycia liniowego dotyczą głównie zużycia materiału przeciwpróbki (rys. 6). Wyniki pomiaru zużycia przeciwpróbki wykazały zwiększone zużycie stopu łożyskowego w parach ciernych smarowanych olejem mineralnym w stosunku do par smarowanych olejem syntetycznym. W warunkach smarowania olejem syntetycznym wartości zużycia w parach z próbkami pierścieniowymi azotowanymi i ulepszanymi cieplnie są do siebie zbliżone w zakresie nacisków jednostkowych od 5 do 15 MPa. Natomiast dalszy wzrost nacisków powoduje wzrost zużycia stopu łożyskowego w parze ciernej z próbką pierścieniową azotowaną i jest wyższe o około 14% w stosunku do pary ciernej z próbką ulepszaną cieplnie. Natomiast zastosowanie oleju mineralnego generuje wyższe zużycie materiału przeciwpróbki, przy czym przebieg zmian jest zbliżony do rejestrowanych w wyżej opisanych parach i przy naciskach 20 MPa nie przekracza 20 μm . Inny przebieg zużycia obserwuje się w skojarzeniu z próbką ulepszaną cieplnie przy smarowaniu obszaru tarcia olejem mineralnym. Przy niskich naciskach (5 MPa) wartość zużycia przeciwpróbki jest zbliżona do zmierzonej w parach smarowanych olejem syntetycznym. Dalszy wzrost obciążenia powoduje zbliżone wartości zużycia do rejestrowanych w skojarzeniu z próbką azotowaną, zaś wzrost powyżej 15 MPa prowadzi do istotnego wzrostu zużycia i wówczas zużycie przeciwpróbki przekracza 25 μm .

Występujące różnice w zużyciu stopu łożyskowego i brak mierzalnych zmian zużycia próbek pierścieniowych z technologicznymi warstwami powierzchniowymi są efektem oddziaływania współpracujących warstw powierzchniowych na siebie, jak również występowaniem zjawisk fizykochemicznych na ich powierzchniach w wyniku wymuszeń zewnętrznych. Zjawiska te wynikają z przebiegu elementarnych procesów zużycia w obszarze styku pary ślizgowej, na elementarnych powierzchniach styku współpracujących warstw powierzchniowych [6]. Istotne znaczenie odgrywa tutaj oddziaływanie czynnika smarnego, który ulegając przemianom, tworzy korzystne lub niekorzystne warunki tarcia. Zmiany te powodują powstawanie warstw granicznych na wytworzonych warstwach powierzchniowych charakteryzujące się dużą odpornością na przerywanie lub też uleganiem szybkiemu zniszczeniu pod wpływem zmiennych warunków pracy. W warunkach współpracy występują również wtórne zjawiska procesu tarcia i zużycia. Do tych zjawisk zalicza się oddziaływanie oddzielonych cząstek zużycia na trące warstwy powierzchniowe, przenoszenie cząstek materiału z jednego elementu na drugi, emisje elektronów i przepływ prądu korozyjnego [6–8].



Rys. 5. Zmiana siły tarcia w zależności od nacisków jednostkowych (obroty próbki pierścieniowej 100 obr./min)

Fig. 5. Change of the friction force depending on the unit pressure (rotation of the ring sample 100 rpm)



Rys. 6. Zużycie liniowe przeciwpróbek

Fig. 6. Linear wear of counterparts

4. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań eksperymentalnych i analizy ich wyników można wyciągnąć następujące wnioski:

1. Zmiany w strukturze geometrycznej elementów pary ciernej wykazały tendencję do ukształtowania chropowatości powierzchni odpowiedniej do warunków tarcia i kompozycji pary.
2. Olej lotos syntetyczny wpływa na obniżenie współczynnika tarcia, momentu tarcia i temperatury w obszarze tarcia w większym stopniu niż olej mineralny.
3. Użycie w skojarzeniu ślizgowym stali 30MnB4 po ulepszeniu cieplnym zapewnia porównywalny poziom zużycia materiału stopu łożyskowego do skojarzeń z azotowaną stałą 38CrAlMo5–10, gdy obszar tarcia jest smarowany olejem Lotos syntetyczny.
4. Pomiary zużycia próbek pierścieniowych z technologicznie ukształtowanymi warstwami powierzchniowymi (azotowana i ulepszana cieplnie) po przeprowadzonych próbach nie wykazały mierzalnego zużycia tribologicznego, natomiast wystąpił znaczący wzrost chropowatości powierzchni w obszarze styku z przeciwpróbką.

Literatura

- [1] L'opez-Chipres E., Mejia I., Maldonado C., Bedolla-Jacuinde A., El-Wahabi M., Cabrera J.M., *Hot flow behavior of boron microalloyed steels*, Materials Science and Engineering, A 480, 2008, 49-55.
- [2] Kassfeldt E., Lundmark J., *Tribological properties of hardened high strength Boron steel at combined rolling and sliding condition*, Wear, 267, 2009, 2287-2293.
- [3] Hardell J., Kassfeldt E., Prakash B., *Friction and wear behaviour of high strength Boron steel at elevated temperatures of up to 800°C*, Wear, 264, 2008, 788-799.
- [4] Kuhlmann-Wilsdorf V., *Effects of local high pressure and extreme shears at tribological contact spots*, Tribology and Interface Engineering Series, 39, 2001, 417-428.
- [5] Zwierzycki W., *Prognozowanie niezawodności zużywających się elementów maszyn*, ITE, Radom 1999.
- [6] Ozimina D., *Przeciwzużyciowe warstwy wierzchnie w układach tribologicznych*, Politechnika Świętokrzyska, Kielce 2002.
- [7] Szczerek M., Wiśniewski M., *Tribologia i trybochemia*, ITE, Radom 2000.
- [8] Schouwenaars R., Jacobo V.H., Ortiz A., *Microstructure aspect of wear in soft tribological alloys*, Wear, 263, 2007, 727-735.

VLADIMIR KATARGIN, ILYA PISAREV, SERGEY KHMELNITSKY*

REPAIR COSTS MANAGEMENT BASED ON MODELS OF UNITS RELIABILITY IN TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL MACHINES

ZARZĄDZANIE KOSZTAMI NAPRAWY NA PODSTAWIE MODELI NIEZAWODNOŚCI URZĄDZEŃ TRANSPORTOWYCH I MASZYN TECHNICZNYCH

Abstract

The approach proposed allows using a more balanced, rational and economically efficient method to the procedures of maintenance and capital repair of transport and technological machines creating reliability models. To create such models one uses mathematical tools allowing to process obtained experimental data as geometric parameters of aggregates or units and on their basis make up approximating functions of the parts surfaces wear out during the unit operating time. The patterns of the parts wear out surfaces and the available information on the extreme wear out values serve as the limiting criterion for the onset of a condition in which the failure of parts or the whole unit occurs. For the characteristics of aggregates reliability simulation modeling techniques are involved that allow the model to obtain the approximating functions for each of the wear out surface of the entire set of components included in the structure of the unit. The information obtained is applied to the entire fleet of automobiles of the same type; this information provides the basis for determining the quantitative reliability and durability of the test unit. This approach dealing with reliability assessment involves making up a hierarchical model of the structural and functional parameters, which allows you to more fully analyze the failures of the unit and rank them in accordance with the criterion of reliability. Using the model suggested we can estimate both the full and residual life of the unit, determine its basic reliability parameters; the model also allows to take into account the restoration of the units constituent elements involved in repair.

Keywords: *reliability, unit, repair, parts wear out, model*

Streszczenie

Proponowana metoda pozwala na zastosowanie lepiej wyważonych, racjonalnych i efektywnych ekonomicznie metod w procedurach eksploatacji i generalnych remontów w branży transportowo-maszynowej przez tworzenie modeli niezawodności. Do tworzenia takich modeli stosuje się narzędzia matematyczne umożliwiające przetwarzanie danych doświadczalnych w parametry geometryczne agregatów i urządzeń oraz tworzenie na tej podstawie aproksymacyjnych funkcji zużycia powierzchni poszczególnych części podczas pracy. Wzory powierzchni zużycia części i dostępne informacje na temat ekstremalnych wartości zużycia służą jako kryterium graniczne dla początku warunków, w jakich następuje uszkodzenie części lub całego urządzenia. Do symulacji charakterystyk niezawodności agregatów zastosowano takie metody modelowania, które pozwalają na uzyskanie w modelu aproksymacyjnych funkcji dla każdej powierzchni zużycia całości lub poszczególnych elementów urządzenia. Otrzymane informacje mają zastosowanie do floty samochodów tego samego typu. Informacje te dają podstawę do jakościowego określenia niezawodności i trwałości badanego urządzenia. Metoda związana z oceną niezawodności wymaga stworzenia modelu hierarchicznego parametrów strukturalnych i funkcjonalnych, co umożliwia pełną analizę uszkodzeń urządzenia i jego ocenę według kryterium niezawodności. Przy zastosowaniu proponowanego modelu można ocenić zarówno pełną, jak i uwzględnienie regeneracji elementów naprawianego urządzenia.

Słowa kluczowe: niezawodność, naprawa, zużycie części, model

* Prof. PhD. Vladimir Katargin, PhD. Ilya Pisarev, Sergey Khmelnsky, Transport Department of SFU.

Low reliability of local transport and technological machines (TTM) makes the transport companies purchase new automobiles, a large quantity of spare parts, spend significant amount of money eliminating sudden failures, as well as bear significant losses of idle equipment. All this affects the cost of transport services and, consequently, makes unfavorable changes in pricing policy of service and transport companies, and as a result can not compete with the developed countries of Western Europe.

As the long-standing practice of the leading transport companies shows it is possible to reduce repair expenses significantly only if we achieve a better quality of repair and, consequently, increase automobiles reliability implementing planned maintenance and repair. This approach to repair enables the companies to save considerably on the material (spare parts) and labor force, which frees up cash capital to improve efficiency of their work. Thus, the main objective in improving the quality of repair is primarily to assess the reliability of automobiles, their components and units.

Of great interest is the study of such transmission part as a five-speed manual gearbox of Russian cars "Gazelle", "Volga" and their modifications, since they are multi-purposes vehicles having wide range of conditions and operating modes, which leads to high loads on the transmission components, including gearboxes.

The list of functions performed by a gearbox requires its high degree of reliability; however, it typically includes from ten to some hundred parts or elements, which determine aggregate or unit reliability. Judging by the development of new technologies, reliability of aggregate components has been improved, but the improvement rate of aggregate complexity itself lags behind. Thus, the newly developed transmission units, as well as in service units are to meet increasingly high quality requirements; this in turn requires appropriate methods of calculation, assessment and prediction of their reliability.

A number of scientific papers are dedicated to the issues of assessment of the vehicles reliability. First of all one should point out the conventional methods of assessing the level of reliability [1], based on the determination of an acceptable level of probability of failure-free operation. Using these methods we usually carry out passive experiments to monitor the controlled sample of studied elements of the whole system in order to fix the failures and to obtain reliability characteristics. However, the methods of this type have several drawbacks. One of the key drawbacks is the inability to estimate the parameters of reliability, if you do not know the statistics on failures of elements, for example, during the commissioning of new vehicle models. The second drawback may include inability to use such methods for parallel commissioning tests, which in most cases reduces the methods reliability. In addition, the methods of this type do not take into consideration the use of automobile parts residual life.

There exists a procedure of estimating the level of reliability [2], based on the application of restoration theory. The latter allows to take into account the limiting value of structural parameter of the car and the characteristic feature of its change, as well as economic factors, but does not assess the efficiency of the vehicle or its component parts using the current diagnostic parameter.

Quite perspective trend of the reliability level evaluation of the automobile units is to develop approaches based on an analysis of the dimensional characteristics of the parts and their mutual links using creation, analysis and calculation of the size chains [3].

The existing method has been based on the above mentioned reliability level of research diagnostic parameter evaluation which takes into account the pattern of the technical

condition parameter and its possible value [4]. Using this method one can estimate both the full and residual life of aggregates being diagnosed, but the latter does not take into account the restoration of vehicles working ability or their components. Besides, the development of this method allows to analyze (in most cases) only one link of parts, without considering the whole set of interrelated or interacting elements of the unit and this can negatively affect the accuracy of above mentioned methods.

Many scientific papers of SFU (KSTU) researchers contributing to the appearance of alternative ways of estimating the reliability both of automobiles and their units are based on providing accuracy of contact parts of the dimensional chains [5, 6].

Of greatest interest is the work of [6] in which the quality of the repair is estimated by the residual life of the contact links of dimensional chains. This approach allows determining the reliability of the unit as a whole most accurately; moreover, it reveals the structural elements of dimensional links, limiting the reliability of the unit. However, determining the residual life of the car, the authors neglected the identification of patterns of the parts surfaces wear out, considering the linear characteristics. The purpose of this work was not connected with the analysis of refurbished units' reliability, but only confirmed the adequacy of the proposed research hypotheses.

Having presented you the shortcomings of the existing and alternative methods we would like to suggest a new approach of the automobile units' reliability assessment. This approach can consist of four main stages.

The first stage is characterized by the creation of a hierarchical structural model, which gives an objective and complete information about the number of elements in the unit and their visual interaction. This stage also includes the procedure of wearing out dimensional model creation, which is an integration of interacting and interdependent elements of the size chains (Fig. 1).

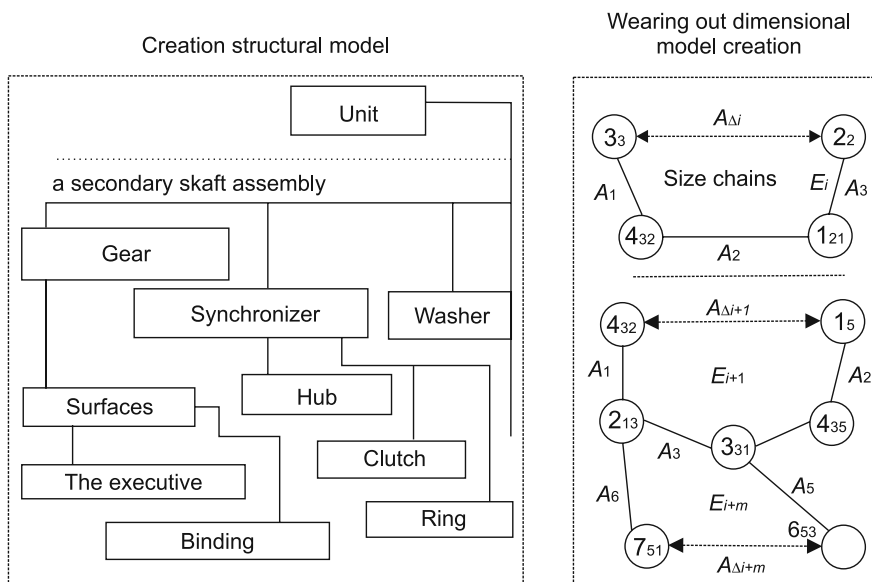


Fig. 1. Structural and wearing out dimensional models

Rys. 1. Modele strukturalne i modele wymiarowe zużycia

The stage of this procedure allows to estimate operating time prior to the elements dimensional links failure or residual life, taking into account the influence of adjacent structure elements.

From a number of studies concerning the parts of wear out surfaces having various functional purposes [4, 7, 8], it is known that the process of wear out surfaces dynamically loaded adjacent car parts even at steady-state operating conditions is nonlinear, but in most cases is close to exponential dependence. That is the process of wear out is characterized by the function:

$$Y = a \cdot e^{bL} \tag{1}$$

where:

- e – basis of natural algorithms,
- L – operating time,
- a, b – coefficients of the regression function, defining the nature and degree of changes in size.

The second stage of the proposed approach deals with obtaining such an approximating function of the parts surfaces wear out as a result of the unit operating time (Fig. 2).

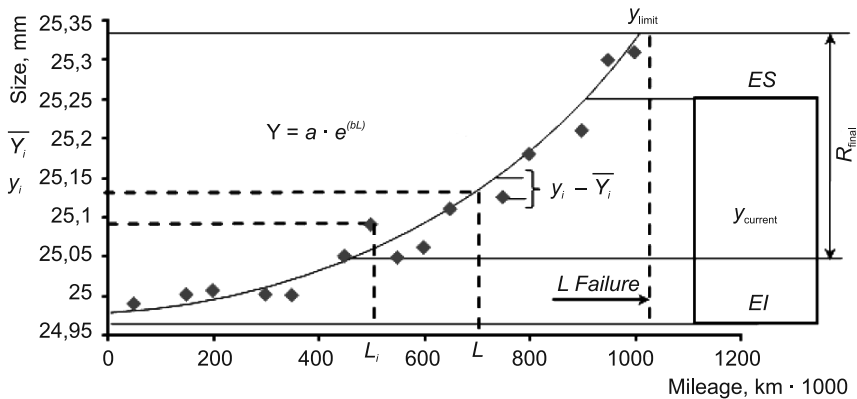


Fig. 2. Approximating function of the parts surfaces wear out

Rys. 2. Aproxymatywne funkcje zużycia powierzchni części

To get approximating function of the unit operating time one uses the least squares method, the essence of which is to find the coefficients a and b depending on z $Y = ae^{bx}$, which describes the experimental data best of all. This condition implies the minimum sum of squared deviations of calculated values from experimental data:

$$Y = \sum_{i=1}^n \left(y_i \left(a e^{bL_i} \right) \right)^2 \rightarrow \min \tag{2}$$

Highly relevant and weighty problem is that the susceptibility of emerging approaches to assess the reliability of the processes of recovery of parts or units of vehicles. Dependence of automobile parts surfaces wear out (1) subject to the requirements may be written as follows:

$$Y = ae^{bL} \pm \Delta S \quad (3)$$

where $\pm \Delta S$ – excess or decrease of the actual size within its tolerance with respect to the expectation of the investigated geometrical parameter restored or new parts.

Thus, accumulating statistics of geometric parameters of aggregate parts during its life cycle and knowing the limits of these characteristics one can identify approximating dependence of the parts surfaces wear out or dimensional chain link, besides the curve equation is determined and an array of empirically derived coefficients a and b is defined for the purpose of further modeling.

The integration of geometric dimensions, placed in a closed circuit, which determine adjacent position of one or more components surfaces can be represented as a system of dimensional chains E_i , formed at the stage of creating a dimensional model of the studied unit.

When aggregate parts working ability is violated we may calculate the difference between the initial value y_i and $A\Delta$ dimensional chain E_1 (Fig. 1) and y as extreme values (Fig. 2) one may observe the failure when one of the size chain constituent links ($A_1; A_2; A_3$) reaches its maximum value (Fig. 1).

To manage automobile units repair costs it is necessary to obtain basic quantitative indicators of reliability and durability. To have the above mentioned information one must obtain functional dependence (3) of the surfaces wear out process of all the details included in the hierarchical structure of the system connected with the entire fleet of cars, that is for the total amount of objects under control. However, obtaining such data to identify patterns in the natural experiment on the existing transportation facilities is not possible due to cultural aspects and specificity of their work, which does not allow you to disassemble the unit in such a way as to be able to measure the geometric parameters of all the details in the structure of the unit. One possible solution to this problem is the use of simulation techniques, in which the system under study is replaced by a model describing the real system. System in this case includes the patterns of the parts surfaces wear out, and the initial data for the modeling process will be random values a and b of equation (3). This task is carried out in the third stage.

Suppose we have a number N of controlled systems (units) Q_i , where i – the serial or identification number of the unit at the enterprise (Fig. 3).

Each system Q_i has structural elements M_i (parts), and functional elements Z_i (surfaces). These elements, taken together, form a dimensional model of the studied unit, where the distance between the surfaces of parts and dimensional parameters i – there considered as links of dimensional chains. Having a random sample $x_m = (x_1, \dots, x_m)$ from the whole integration $\{x\}$ of independent, identically distributed random coefficients values a and b , obtained during experimental studies described above, the values of these coefficients can be modeled by mathematical methods. It should be noted that groups of these factors are inherent in a specific structural and functional parameters, i.e. they are connected with functional parameters wear out surfaces Z_i , (Fig. 3). Completing the modeling process we obtain massive data amount using the known coefficients values, as well as the current value of the geometrical parameter ΔS (the links of size chains) inherent to all aggregate parts, (Fig. 3 (a)). Having executed this procedure N times, one gets an integration of functional dependencies, which give a complete description of all systems under control using wearing out criteria z_i , functional elements Z_i taking into consideration units operating time value L_i (Fig. 3).

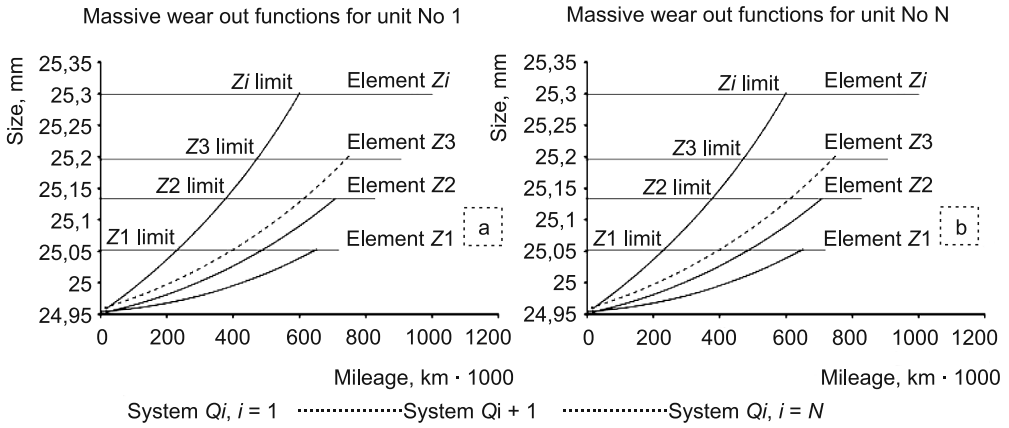


Fig. 3. Massive of modeled wear out functions

Rys. 3. Zamodelowane funkcje zużycia

The fourth stage is evaluation of reliability properties rates in the investigated system. This process can be divided into two main sub stages. The first sub stage is characterized by obtaining point estimates of reliability characteristics (Fig. 4).

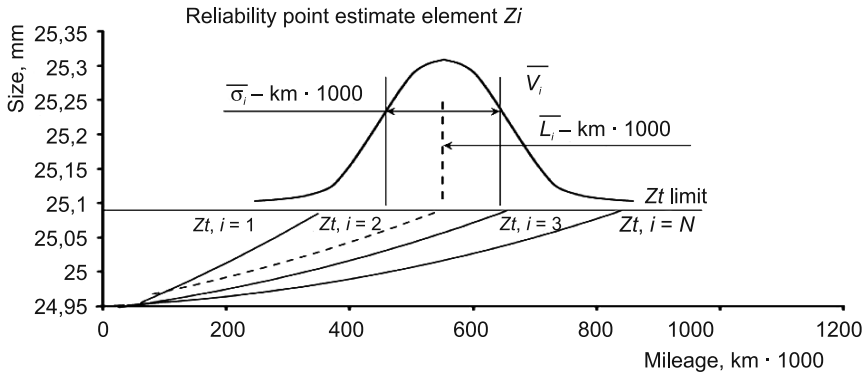


Fig. 4. Diagram of reliability point estimates

Rys. 4. Wykres ocen niezawodności

To get these parameters all curves integration of wear out Z_i is grouped according to their functional characteristics and one makes up a beam of curves describing the random process of geometric parameters changes during units operating time. When we know the limiting value of the functional element geometrical parameter we can determine point estimates: failures variables – \bar{V}_i , mean square deviation – $\bar{\sigma}_i$, mean operating time before failure – \bar{L}_i .

Mean operating time before failure is the mathematical expectation of the unit or its part prior to the first failure, while at the same time, any element of the unit operating time is a discrete uniformly distributed random value, that is why mean operating time prior to failure is determined by the formula:

$$M[L] = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n L_i \quad (4)$$

where:

n – the number of aggregate structural elements,

L_i – operating time prior to failure in the aggregate structural elements of TTM.

For qualitative assessment of automobiles aggregates reliability level it is necessary to know not only the main parameters of the system reliability as a whole, but also be able to get, evaluate and analyze the same characteristics of the aggregate structural elements. For this purpose functional elements massive is sorted in groups according to the increase of their mean operating time at which the functional element of geometrical parameters reaches its maximum value (Fig. 5).

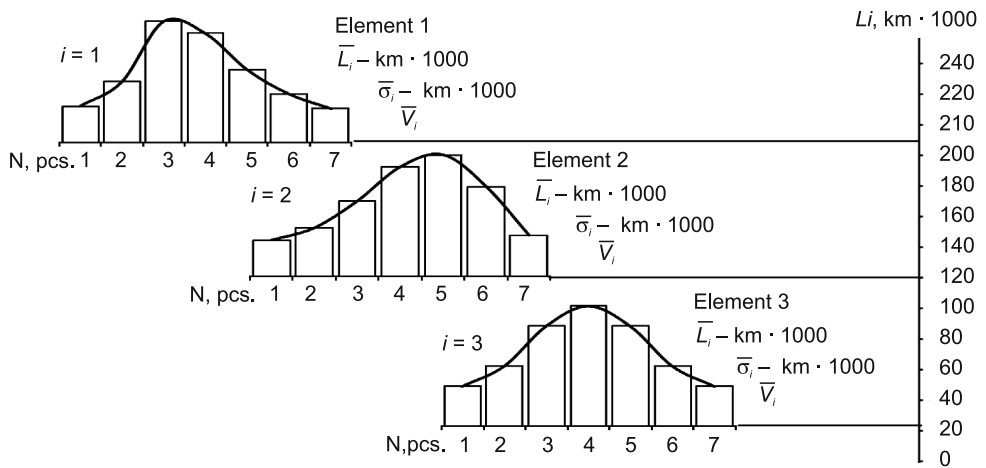


Fig. 5. Grouping of elements according to their mean operating time

Rys. 5. Elementy pogrupowane według ich średniego czasu działania

This will allow disclosing structural and functional parameters of the whole system reliability.

The second stage of reliability assessment is characterized by obtaining the system reliability parameters (Fig. 6).

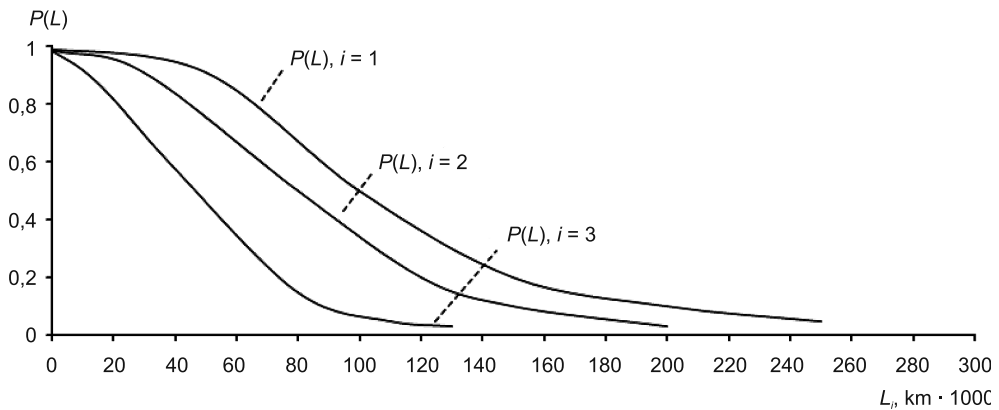


Fig. 6. Evaluation of a system non failure operation rates

Rys. 6. Ocena bezawaryjnego działania systemu

Reliability, tend to be probabilistic in nature, the most common of these are indicators such as the probability of failure-free operation and the mean time to failure.

For these indicators point to the known values of the characteristics of reliability evaluation of structural elements made of reliability of the system. Probability of each structural elements failure is determined according to the formula:

$$P_i = n_i/N \quad (5)$$

where:

n_i – the number of structural elements failure during modeling,

N – the number of auto structural elements in operating conditions taken for control.

The proposed approach TTM aggregates reliability level based on modeling of dimensional chains operating time prior to failure has substantial advantages in comparison with statistical evaluating methods:

- Application of the above discussed method provides models working ability to evaluate reliability carrying out parallel operating tests which increase their “susceptibility” and accuracy;
- Use this method allows to estimate both full and residual life of aggregates being diagnosed and also allows taking into account extreme values of auto aggregates functional elements geometrical parameters.

Besides such approach has great practical importance:

- Allows to predict expenses for auto aggregates repair and plan technological process of repair;
- The suggested method allows putting reasonable requirements to auto design and production technology of units;
- Gives new prerequisites to develop resource consuming repair technologies.

The advantages listed and practical value of the described method offers new opportunities for further development of automated means to evaluate auto aggregates reliability level taking into consideration cars functional elements geometrical parameters. Applying the proposed approach at production site one may estimate auto aggregates reliability level according to common principles in the theory of reliability on the stages of commissioning, trial operation, and besides to simulate aggregate parameters and obtain its reliability characteristics.

References

- [1] Kuznetsov E.S., Boldin A.P., Vlasov V.M, (ed.) Kuznetsov E.S., *Automobile technical maintenance*, M. Science, 2001, 535.
- [2] Shainin A.M., *Automobiles reliability of operation*, M.:MARI, 1973, 148.
- [3] Dekhterinsky L.V., Akmaev K.H., *Automobile repair. Textbook for university high schools*, Transport, 1992, 295.
- [4] Anajin A.D., Mikhlin V.M., Gabitov I.I. et. al., *Diagnostics and maintenance of cars: Textbook for university high schools*, M, «Academy», 2008, 432.
- [5] Katargin V.N., Sorokin A.G., *Modeling technique of repair dimensional links in auto aggregates*, Collected articles, "Transport vehicles of Siberia", KSTU Krasnoyarsk, 1999.
- [6] Katargin V.N., Pisarev I.S., *Automobile aggregates repair with chains analysis*, Automobile industry (journal of HAC), 2008, 27-29.
- [7] Avdonjkin F.N., *Optimization of the technical condition of cars changes*, M., Transport, 1993, 350.
- [8] Skundin G.I., *Mechanical transmission of wheeled and tracked tractors*, M., Machine-building industry, 1969, 342.

VLADIMIR KATARGIN*, MARK EVGENEVICH KORYAGIN*,
ALLA VLADIVIROVNA KAMOLTCEVA**,
DMITRI ALEKSANDROVICN MOROZOV**

PERFORMANCE MANAGEMENT OF THE MAINTENANCE STAFF ON THE BASIS OF CLASSIFICATION OF ITS SKILLS

ORGANIZACJA OCENY OSIĄGÓW PRACOWNIKÓW OBSŁUGI NA PODSTAWIE KLASYFIKACJI ICH UMIEJĘTNOŚCI

Abstract

The task of improving productivity is relevant to all spheres of human activity. One of the partial solution to this problem is to estimate the current staff and the prospects for its improvement. Assessment staff can be attributed to the most complex tasks due to the probabilistic nature of the processes occurring in human societies. It is known that in many industries different methods of assessment staff have developed. They are based on the desire to ensure the accuracy of estimates and the high predictive validity. In this paper, the authors of the methods of estimating repair and maintenance personnel on the basis of the classification of its skills. This technique is based on the authors' model estimates to reduce training time for young professionals to work with the tool, and the authors proposed an alternative method of evaluation of performance of works on servicing cars for young professionals. In addition, the authors assessed the possible use of automated equipment for storage and delivery of an instrument to reduce training time and increase productivity of repair and maintenance personnel.

Keywords: car service, working criteria, model of training workers

Streszczenie

Zadanie poprawy wydajności dotyczy wszystkich sfer ludzkiej działalności. Jednym z częściowych rozwiązań tego problemu jest ocena personelu i perspektywy jego rozwoju. Ocenę personelu można zaliczyć do najbardziej skomplikowanych zadań ze względu na probabilistyczny charakter procesów zachodzących w społecznościach ludzkich. Opracowano wiele różnych metod oceny personelu. Ich podstawowym celem jest zapewnienie dokładności estymacji i duża prawidłowość prognozowania. W artykule opisano metodę oceny pracowników naprawy i obsługi na podstawie klasyfikacji ich umiejętności. Metoda oparta jest na autorskim modelu estymacyjnym i ma na celu skrócenie czasu szkolenia młodych pracowników, uczących się posługiwania narzędziami. Autorzy artykułu zaproponowali alternatywną metodę oceny wyników pracy młodych pracowników obsługi samochodów. Ponadto autorzy ocenili możliwości zastosowania automatycznych urządzeń do magazynowania i wydawania przyrządów, co skraca czas szkolenia i zwiększa wydajność personelu naprawy i obsługi.

Słowa kluczowe: serwis samochodowy, kryteria pracy, model szkolenia pracowników

* Prof. PhD. Vladimir Katargin, PhD. docent Mark Evgenevich Koryagin, Sibirsky Federal University, Russia.

** PhD. docent Alla Vladivirovna Kamoltceva, Eng. Dmitri Aleksandrovich Morozov, Kuzbassky State Technical University, Russia.

Influence of qualification of the personnel on labor productivity including service of cars is difficult to overestimate. It influences the quality of carrying out of technological process service of cars, and for speed of its carrying out. The personnel estimation can be carried to complicated problems owing likelihood character of the processes occurring in human communities.

In many branches various methods of an estimation of the personnel are known. On their basis the aspiration to provide accuracy of an estimation and high prognostic validity is necessary. It is accepted to understand the degree of conformity of the results received by means of tools of an estimation such as validity, with indicators of real working efficiency.

The authors have developed a pricing model to reduce training time for young professionals to work with the tool. The mathematical form of record of model will have the following appearance:

Properties of function:

- 1) monotonously decreasing when each time speed of work increases,
- 2) its convex downwards when time of performance of work is reduced in the beginning faster,
- 3) time of performance of work when the young expert comes nearer to time of performance of operation by the skilled expert infinitely closes,
- 4) speed of reduction of time of performance of operation (between the young and skilled expert) is identical.

Function of time of the maintenance and repairs with increasing repair and maintenance staff (PMA) qualification is:

$$T(i) = \tau(1 + A \exp(-Bi)) \quad (1)$$

where:

- τ – the maximum operation time (the time of an experienced worker),
- A – the initial complexity of the operation (equivalent to primary education),
- B – the speed of learning a particular specialist, depending on the individual,
- i – number of operations.

Checking the properties of the function (to simplify the proof, we assume that i – a real number):

- 1) The function is decreasing if its derivative is negative:

$$T'(i) = -\tau B A \exp(-Bi) < 0 \quad (2)$$

- 2) The function is convex if its second derivative is positive:

$$T''(i) = \tau B^2 A \exp(-Bi) > 0 \quad (3)$$

- 3) It is obvious that the limit function exists:

$$\lim_{i \rightarrow \infty} T(i) = \lim_{i \rightarrow \infty} \tau(1 + A \exp(-Bi)) = \tau \quad (4)$$

- 4) Speed of learning is the first derivative, and the difference between the time of the operation between the young and experienced professionals. Then the ratio of these indices does not depend on:

$$\frac{T'(i)}{T(i) - \tau} = \frac{-\tau B A \exp(-Bi)}{\tau(1 + A \exp(-Bi)) - \tau} = -\tau B \quad (5)$$

To obtain the parameters A and B we need conduct the following transactions with statistics run-time operations in the training: $T(1)$, $T(2)$, $T(i)$.

We pass on this type of data to:

$$\left(\frac{T(i)}{\tau} - 1 \right) = \delta_i \quad (6)$$

where:

$T(i)$ – run-time intern i -th operation.

This value shows how much run-time intern works more than an experienced one. Then from (1), (2), we obtain:

$$\delta_i = A \exp(-Bi) \quad (7)$$

According to the parameters found by the method of least squares (OLS) [2]:

$$\ln \delta_i = \ln A - Bi \quad (8)$$

we set:

$$\ln A = a \quad (9)$$

$$\ln \delta_i = a - Bi \quad (10)$$

If $\ln(\delta)$ is a linear function of a and B . Using the method of the least squares we find a , B . Then:

$$A = \exp(a) \quad (11)$$

The young expert infinitely comes nearer to the professional. Therefore setting up the time of performance of operation in advance it is possible to calculate the training period.

For example, if T – required time at runtime operation, then solving the equation:

$$T(i) = T \quad (12)$$

$$T(i) = \tau(1 + A \exp(-Bi)) = T \quad (13)$$

We obtain

$$\left(\frac{T}{\tau} - 1 \right) = A \exp(-Bi) \quad (14)$$

$$i = \frac{\ln \left(\frac{\frac{T(i)}{\tau} - 1}{A} \right)}{-B} = \left[\frac{\ln \left(\frac{T(i)}{\tau} - 1 \right) - \ln A}{-B} \right] \quad (15)$$

How often a young professional approaches to a professional with a possible deviation of 5% – the maximum permissible deviation according to the standard rate for this experiment, which allows to estimate the rate of specialist training enough accurately.

$$i = \frac{\ln\left(\frac{0,05}{A}\right)}{-B} = \frac{-2,99 - \ln A}{-B} \quad (16)$$

On the basis of the dependence, the authors proposed the classification criterion for working on service vehicles – the complexity of developing of a new service operation (Fig. 1).

The development of a new operation – is to develop an employee in accordance with a certain dynamic stereotype to perform this work, as a result of repetitive rise a specialized skills specialist selects the best practices and methods of his implementation, which ensures that he works in the optimum (the project) with a minimum rate of physical and neural costs [3].

The complexity of developing a new service operation depends on the initial complexity of the operation (according to the basic knowledge and skills and vehicle maintenance and repair) and speed training operations (parameter equal to the rate of employee training, and characterizing the required number of transactions performed by an intern in order to achieve the specialist level) .

For qualitative assessment of the development of a new operation service the authors offer the following initial conditions for the classification.

The initial complexity of the operation:

Low – requires a performer of basic knowledge and skills; average complexity – requiring from the player-specific knowledge and skills;

High complexity – requiring deep knowledge of the performer of a car and experience in conducting such operations.

Speed training operations: Low speed, average speed, high speed. The complexity of the development of a new operation PMA. Low speed, average speed, high speed.

Accordingly, the combination of these two criteria corresponds to the various difficulties of mastering the new service operation.

By the method of assessment staff on the basis of mathematical models of learning repair work by the authors were determined numerical values for each element classification. Also, the authors of the enterprise conducted expert interviews to determine similar parameters (numerical values of bounds) according to experts. The data obtained by these two methods differ slightly.

The initial complexity of the operation:

- Low – requires a performer of basic knowledge and skills: 1 to 3,
- Medium-complexity requires a performer of specific knowledge and skills, from 3 to 7.5,
- High complexity – requiring deep knowledge of the performer of a car and experience in conducting such operations: more than 7.5.

Speed training operations:

- Low speed – from 0 to 0.02,
- Average speed – from 0.021 to 0.054,
- High speed – from 0.055 and above.

The evaluation of the operation we calculated (2):

$$S_o = \frac{K_n + V_o}{2} \tag{17}$$

where the complexity of the operation – is essential to the initial qualification.

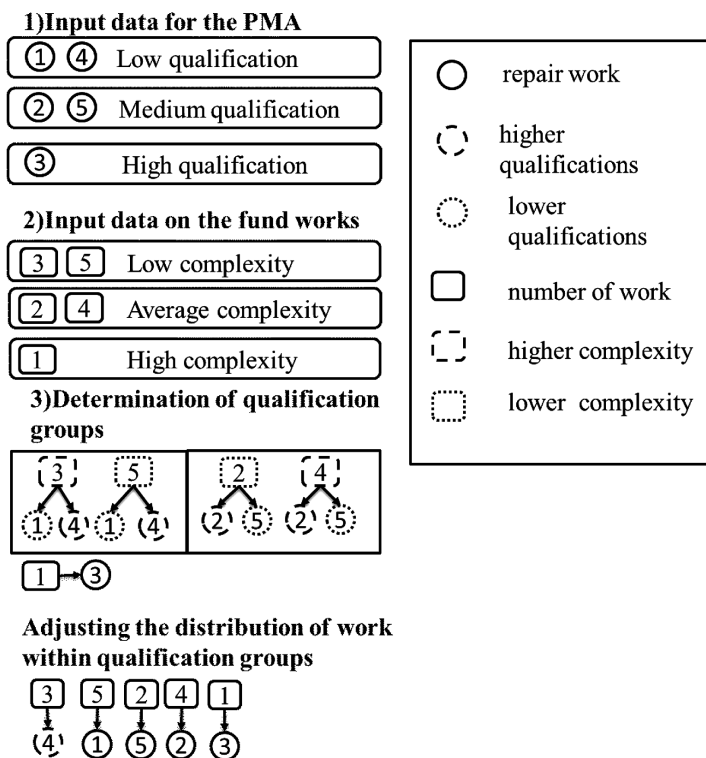


Fig. 1. Methodology for the classification of works of service complexity

Rys. 1. Metodologia klasyfikacji prac serwisowych

The data obtained shows the results in Table 1.

Table 1

The complexity of developing a new service operation	
The complexity of the operation	The numerical limits
High	> 3.8
Medium	1.51–3.80
Low	< 1.5

Using the resulting classification of the development of new service and operations staff calculations based on a mathematical model of training maintenance workers to determine the list of operations PMA, which a person with certain skills will perform a set rate-watch, and determine the rate of development of new operations.

Conclusions:

1. The developed technique allows to estimate the complexity of the specific transaction service directly to a specific learning disability specialist criteria: initial complexity and speed of learning.
2. Using this technique allows you to specify the qualifications of each professional level, particularly beginners.
3. This scaling can be used as a tool for work-sharing service among professionals based on their skills and speed of execution of works PMA cars.
4. The proposed method allows us to apply a system of ranking experts as a tool for managing the workforce on the basis of personal qualities.

References

- [1] Labor Code of the Russian Federation, Section 4, Payment and regulation of labor, Chapter 20, General Provisions, Article 129, Concepts and definitions (of 30 December 2001 N 197-FZ (Customs Code) (as amended on June 30)), 2006.
- [2] Hr-portal *Mode of access to the magazine* (<http://www.hr-portal.ru>).
- [3] Knyaz'kov A.N., *Account of the human factor in the development of maintenance and repair of vehicles*, A.N. Knyaz'kov, *Modern way of machinery and vehicles of the Kuzbass*, tr. I Vseross. researcher, Technical. conference, 2007, 441-444.
- [4] Bolyshev L.N., *Tables of mathematical statistics*, State Publishing House of Physical-Mathematical Literature, Moscow 1983, 417.
- [5] Volkova V.N., *Basics of systems theory and systems analysis*, SPbGTU, St. Petersburg 2001. 514.
- [6] Katargin V.N., *The method of calculation of the required number of specialists for the region's transport systems*, V.N. Katargin, A.N. Knyaz'kov, *Transport System of Siberia: Proceedings of the III All-Russian*, Nauchn.-Tech. conference, 2005, 96-98.
- [7] Linnik V., *Least-squares method and the basis of mathematical-statistical theory of processing observations*, State Publishing House of Physical-Mathematical Literature, Moscow 1958, 336.
- [8] *Metod qualification assessment of repair and maintenance personnel of enterprises automotive service*, Katargin V.N. (and others), Bulletin of Krasnoyarsk, State, Technical, University, 2003, Vol. 31, 47-56.
- [9] Mozhayskaya I., *Methods of assessment in personnel selection*, PINTALAB.RU: site recruitment agency, 1991 (<http://www.pintalab.ru/articles/9.html> – date accessed 21.11.2010).
- [10] Method 10. Raygorodsky rapid diagnosis of nervous system properties of psychomotor performance, EP Ilyina (tapping test), *Practical psychodiagnostics. Techniques and tests*, Textbook, AIM Press, Samara 2001, 528-530.

VLADIMIR KATARGIN, VIKTOR MIKAILOVISH TERSKIKH*

IMPROVING THE EFFICIENCY OF MAINTENANCE AND REPAIR ON ENTERPRISES OFFICIAL DEALERS USING THE AUTOMATED SYSTEM INVENTORY MANAGEMENT

POPRAWA WYDAJNOŚCI EKSPLOATACJI I NAPRAWY W PRZEDSIĘBIORSTWACH STOSUJĄCYCH ZAUTOMATYZOWANY SYSTEM ZARZĄDZANIA MAGAZYNAMI

Abstract

The paper suggests the decision-making technique to control processes of spare parts supplies and turnovers. The basis of the technique is the imitating simulation determination of warehouse parameters values which allow to optimize the given system operation. The obtained data allow the expert in planning stocks to make an optimal decision out of a variety of offered alternatives to attain the formulated aim according to the company's policies and financial possibilities.

Keywords: planning of spare parts supplies, stocks control, multiproduct analysis, imitating simulation of systems

Streszczenie

W artykule zaproponowano metodę podejmowania decyzji w zakresie procesów kontroli dostawy i obrotu częściami zamiennymi. Podstawą tej metody jest naśladowanie symulacyjnego określania wartości parametrów magazynowania, co pozwala na optymalizację działania danego systemu. Uzyskane dane pozwalają projektantowi systemu składowania na podjęcie optymalnej decyzji przy wyborze wśród oferowanych możliwości tak, aby osiągnąć zamierzony cel zgodnie z polityką danego przedsiębiorstwa i jego finansowymi możliwościami.

Słowa kluczowe: planowanie zaopatrzenia w części zamienne, kontrola magazynów, analiza wielotowarowa, imitacyjna symulacja systemów

* Prof. PhD. Vladimir Katargin, MSc. Viktor Mikhailovich Terskikh, Sibirsky Federal University, Russia.

The quality of control of a warehouse of spare parts and materials substantially influences the performance of transport infrastructure enterprises such as official automobile dealers, transportation companies, and automobile spare parts shops in particular. The main purpose of control is to provide the warehouse with a complete set of necessary assortment in sufficient quantities and minimum costs connected with its storage. The problem of stocks control of automobile spare parts and materials in the warehouse is multicriterion. Criteria of estimating the warehouse performance can be stocks turnover Y , grade of service U , the warehouse average stock \bar{N} , and some others. Auto parts have multivariate properties and consequently have their own features of realization which are not characteristic, for example, of food provisions.

The core of the offered technique of the automatic control system is the imitating simulation process. The set of initial data for simulation contains turnover statistics of each item of stocks in the warehouse, their purchase cost, sale price, storage expenses, etc. Output data are quantitative estimations of efficiency parameters of the warehouse control. The purpose of the problem is to obtain optimal values of the parameters of the control system of stocks for a specific auto transportation enterprise (a concrete set of initial data).

The initial data for demand forecasting has been the information obtained as a result of full-scale observation of spare parts turnover at the warehouse. If there was an opportunity to properly select theoretical distribution for the collected statistical data of spare parts sales, then we used it, if not, then we specified empirical distribution function. To forecast spare parts demand, a sample of the obtained distributions had been made.

Having analyzed the work of “For Auto” company of the city of Krasnoyarsk which sells spare parts of the KamAZ brand in nomenclature volume of five thousand items, we developed two imitating simulations of stocks control: with the fixed volume of the order and the “maximum-minimum” model. In the former the warehouse stock is replenished each time by the known fixed amount $Q = \text{const}$ (the volume of the order) as soon as it reaches the specified minimum admissible level N_{\min} . The latter strategy of control is in that the order for supplies is also realized at the moment when the stock reaches level N_{\min} , while providing its increase up to the specified maximum admissible level N_{\max} , i.e. $Q = N_{\max} - N_{\min}$.

The values of all the listed parameters of the stocks control system are applied in the problem to each position of the total many thousand nomenclature. Therefore the unit of measure had been accepted as a universal amount equal to average quantity of parts supplied from the warehouse for one day. Thus, the expression $N_{\min} = 15$ means that for each item of stocks the minimum admissible level in the warehouse is equal to its average quantity sold for 15 days. Further in the text the units of measure have been omitted for convenience of formatting.

An optimizing experiment has been made on the models. In the former model we changed values of two input parameters of the control system—the volume of the order in a range from $Q = 10$ to $Q = 30$ and the minimum admissible volume of stock N_{\min} in a range from 10 to 30 with interval 5. And in the latter—the values of the minimum admissible volume of stock N_{\min} in a range from 10 to 30 and the maximum admissible volume of stock N_{\max} in a range from $N_{\min} + 10$ to $N_{\min} + 30$ with interval 5. Average warehouse stock \bar{N} , deficit level of spare parts D (%), and grade of service of clients U (%) had been chosen as the output parameters. The obtained results are presented in the table and figure. The grade of service is understood as probability of availability of a demanded part in the warehouse. The deficit level is equal to the ratio of a backlog demand to the satisfied one.

Dependences of indices of the warehouse control efficiency on the parameters of the stocks control system

Model with the fixed volume of the order							The “maximum-minimum” model						
1. Average warehouse stock													
		Minimum warehouse stock							Minimum warehouse stock				
		10	15	20	25	30			10	15	20	25	30
Volume of the order	10	7.3	10.4	13.7	17.3	20.6	Maximum warehouse stock	$N_{min}+10$	8.6	12.0	15.5	19.1	22.6
	15	10.0	13.4	16.8	20.4	24.0		$N_{min}+15$	11.0	14.5	18.1	21.7	25.3
	20	12.7	16.1	19.7	23.3	27.0		$N_{min}+20$	13.5	17.0	20.6	24.3	27.9
	25	15.4	18.9	22.5	26.1	29.7		$N_{min}+25$	16.1	19.6	23.2	26.8	30.5
	30	17.9	21.5	25.2	28.8	32.5		$N_{min}+30$	18.5	22.2	25.7	29.5	33.1
2. Deficit													
		Minimum warehouse stock							Minimum warehouse stock				
		10	15	20	25	30			10	15	20	25	30
Volume of the order	10	32.29	20.03	12.01	8.33	5.28	Maximum warehouse stock	$N_{min}+10$	18.0	9.93	6.06	3.46	2.04
	15	18.71	10.62	6.75	3.99	2.61		$N_{min}+15$	12.5	7.02	3.99	2.26	1.50
	20	11.55	7.22	3.96	2.48	1.48		$N_{min}+20$	9.08	5.57	3.11	1.82	1.05
	25	7.80	4.74	2.68	1.88	0.99		$N_{min}+25$	6.80	3.88	2.26	1.33	0.83
	30	5.97	3.41	2.06	1.24	0.86		$N_{min}+30$	5.29	3.08	1.86	1.04	0.58
3. Grade of service													
		Minimum warehouse stock							Minimum warehouse stock				
		10	15	20	25	30			10	15	20	25	30
Volume of the order	10	78.41	85.97	91.26	94.03	95.98	Maximum warehouse stock	$N_{min}+10$	86.66	92.55	95.45	97.40	98.42
	15	86.51	92.04	94.82	96.84	97.90		$N_{min}+15$	90.53	94.68	96.88	98.25	98.86
	20	91.12	94.55	96.82	98.02	98.76		$N_{min}+20$	92.95	95.79	97.61	98.60	99.17
	25	93.84	96.28	97.76	98.52	99.15		$N_{min}+25$	94.53	96.89	98.20	98.92	99.35
	30	95.08	97.22	98.33	98.95	99.32		$N_{min}+30$	95.64	97.51	98.49	99.17	99.49

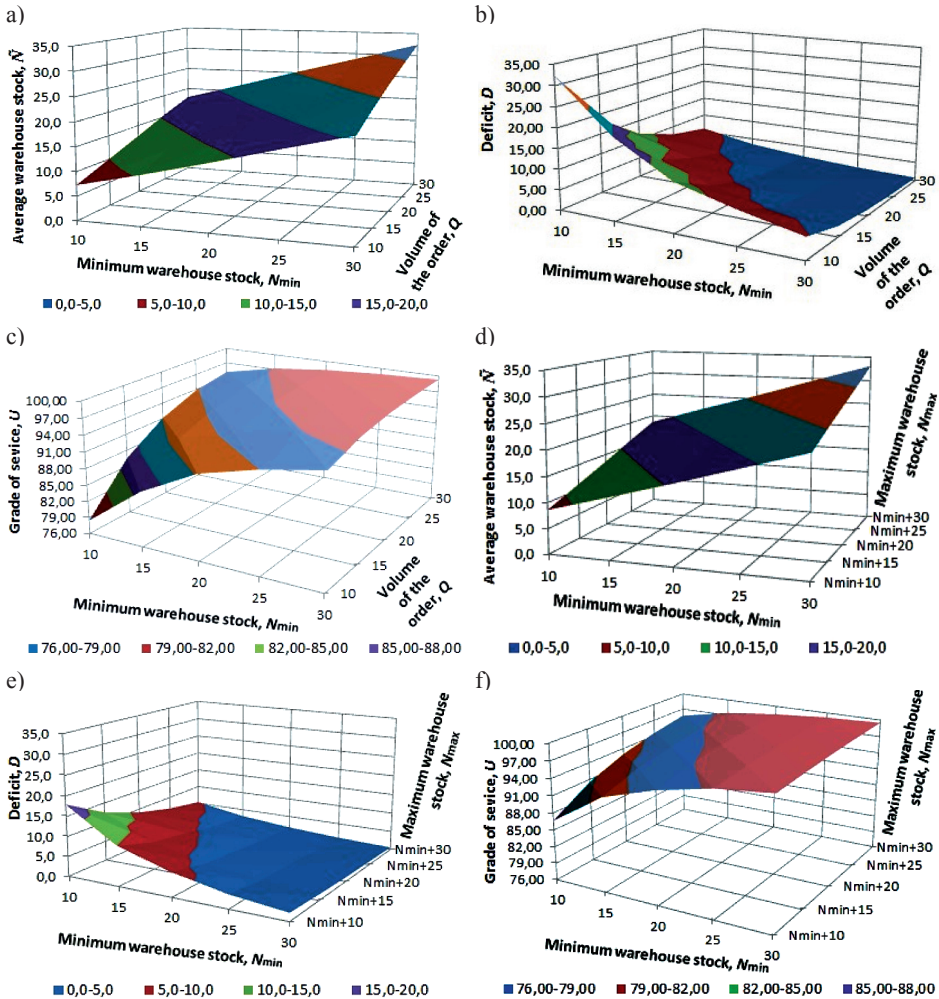


Fig. 1. Dependences of indices of the warehouse control efficiency on the parameters of the stocks control system: a, b, c – model with the fixed volume of the order; d, e, f – the “maximum-minimum” model

Rys. 1. Zależności wskaźników skuteczności kontroli magazynowej od parametrów systemu kontroli składowania

Having compared the data of the stocks control strategy, it is possible to draw a conclusion that for the enterprise under consideration, the strategy with the fixed volume of the order is appreciably inferior since the deficit level is much higher and the grade of service is respectively lower with the same volumes of the average stock in the warehouse.

The obtained regularities allow to set admissible limits of deficit and grade of service. Thus, the values of parameters N_{max} and N_{min} can be set so that the average warehouse stock would be minimum. If the enterprise is not stringent in circulating assets, then to determine the optimum values of parameters of the warehouse control N_{max} and N_{min} , it is possible to

employ the formula offered in what follows. Reasoning from the fact that increasing an average warehouse stock \bar{N} is expedient until expenses for storage of an additional batch of spare parts ΔN and thanks to it do not exceed profit from decreasing of deficit ΔD . Expenses for storage of spare parts are made up of losses from freezing the money, expenses for the warehouse keeping and the personnel wages. Generally, annual expenses on storage of part C can be presented as a share of its purchase cost S for the company. By denominating the ratio of profit from the part realization to its purchase cost as P , one can prove that increasing an average warehouse stock \bar{N} is expedient till the inequation is satisfied:

$$S \cdot C \cdot (\bar{N}_2 - \bar{N}_1) \leq S \cdot P \cdot (D_1 - D_2) \quad (1)$$

or

$$\frac{\Delta \bar{N}}{\Delta D} \leq \frac{P}{C} \quad (2)$$

where:

$\Delta D = D_1 - D_2$ – deficit decreasing, %;

$\Delta N = N_2 - N_1$ – increasing the average warehouse stock.

For the enterprise under consideration $P = 30\%$ and $C = 20\%$, in view of ΔD being reduced in percentage of an annual sales volume, and ΔN is in days, we obtain:

$$\frac{\Delta \bar{N}}{\Delta D} \leq \frac{30}{100} \cdot \frac{360}{20} = 5.4 \quad (3)$$

Thus, proceeding from the table and formula (3), we obtain optimum parameters for the control system of spare parts supplies, namely $N_{\min} = 25$, $N_{\max} = 50$, with the average warehouse stock $\bar{N} = 26.8$, deficiency $D = 1.33\%$, and grade of service $U = 98.9\%$.

References

- [1] Katargin V.N., *Spare parts warehouse control of the automobile dealer*, V.N. Katargin, V.M. Terskikh, Polytransport systems: materials of VII All-Russian scientific and technical conference, Krasnoyarsk, November, 25–27th, Publishing house SGUPS, Novosibirsk 2010, 281-289.
- [2] Lou A., *Imitating simulation*, Lou A., Kelton V., Classics CS. 3 ed. – SPb.: Peter, Publishing group BHV, Kiev 2004, 847.
- [3] Ryzhikov Yu.I., *Theory of queues and stocks control*, Yu. I. Ryzhikov, SPb: Peter, 2001, 384.

ALEXEY N. KNYAZKOV, ALLA V. KAMOLTCEVA, NINA A. TKACHEVA*

ESTIMATION METHOD FOR DESIGN DECISIONS QUALITY OF AUTOMOTIVE SERVICE STATION

METODA ESTYMACJI JAKOŚCI DECYZJI KONSTRUKCYJNYCH SAMOCHODOWEJ STACJI OBSŁUGI

Abstract

The continuous growth of the motorization level of the society, the dynamical changing of the vehicle and automotive service markets require the appropriate development of the transport and automotive service infrastructure. The drastic changes in the vehicle design produce new or additional requirements to the infrastructure intended for the maintenance, service, repair and parking of vehicles. In accordance with these requirements the existing structures are retrofitted and new ones are designed and built in line with the developed and approved design. Because of numbers of factors considered and requirements to the infrastructure design decisions have contradictory solution. So the search procedure of the decision solutions consists of several steps: formulation of the variants set, search and choice the preferable variant among the variants set. But the search is limited by time consumption and computers capacities so the chosen variant is not always the optimal or rational one. The search procedure has become more complicated by parameters and requirements expressed qualitatively. The estimation method for the design decisions quality allows to reduce the area search thus to scan considerably larger numbers of variants and to find the best solution. In this paper the multi-attribute method that allows estimating the design decisions quality of the automotive service station layout among the set of variants developed previously is considered.

Keywords: multi-attribute method, layout, automotive service station, design decisions quality

Streszczenie

Stały wzrost poziomu motoryzacji w społeczeństwie i dynamiczne zmiany rynków obsługi pojazdów samochodowych wymagają odpowiedniej organizacji transportu oraz infrastruktury obsługi samochodów. Drastyczne zmiany w konstrukcji pojazdów stwarzają nowe lub dodatkowe wymogi odnośnie do infrastruktury przeznaczonej do eksploatacji, obsługi, naprawy i parkowania pojazdów. Zgodnie z tymi wymogami struktury istniejące zostały zmodernizowane, a nowe struktury są projektowane i budowane wg nowych zasad. Ze względu na liczbę czynników oraz wymagania dotyczące projektowania infrastruktury decyzje konstrukcyjne mają różne rozwiązania. W związku z tym procedura rozwiązań decyzyjnych składa się z kilku etapów: formułowanie zestawu wariantów, badanie i wybór najlepszego wariantu w tym zestawie. Badanie jest jednak ograniczone czasowo, a także przez możliwości komputerowe, wskutek czego wybrany wariant nie zawsze jest optymalny lub racjonalny. Procedurę badania komplikują parametry i wymagania jakościowe. Metoda oceny jakości decyzji konstrukcyjnych pozwala na redukcję przeszukiwania obszaru, dzięki czemu można przeszukać znacznie większą liczbę wariantów i znaleźć najlepsze rozwiązanie. W artykule przedstawiono metodę wieloatrybutową, która pozwala na ocenę jakości decyzji konstrukcyjnych projektu technicznego stacji obsługi samochodów wśród wielu wariantów uprzednio opracowanych.

Słowa kluczowe: metoda wieloatrybutowa, projekt techniczny, stacja obsługi samochodów, jakość decyzji konstrukcyjnych

* PhD. docent Alexey N. Knyazkov, PhD. docent Alla V. Kamoltceva, docent Nina A. Tkacheva, Siberian Federal University, Svobodny Prospect, Russia.

1. Introduction

The production plant designing is a complex task considering many factors and requirements [1]. The design is developed by various specialists trying to achieve different tasks and objectives. These task and objectives come into collision. Because of numbers of factors considered and requirements to the infrastructure the design has a multivariant solution that is formulation of the variants set, search and choice the preferable variant among the variants set. The solution has become more complicated if some significant parameters and requirements are expressed qualitatively.

The conflicts and limits are taken into account for selecting the preferable variant of the layout design. So the problem of the production room layout design is the multicriteria decision making task. It has been known a great number of methods for solving such problem [2, 3].

In this paper the multi-attribute method that allows selecting the preferable variant of the automotive service station layout design among the set of variants developed previously is considered.

2. Method description

The method description is given in [4, 5]. The best variant is selected among a set of alternatives. An alternative is characterized by several attributes.

The method suggested is simple enough in application. One of the most important stages in the method application is the quantitatively and qualitatively correct choice of subject matter experts.

Consider the decision matrix, shown in Eq. (1), that contains m alternatives A_1, A_2, \dots, A_m evaluated by n attributes C_1, C_2, \dots, C_n . The columns indicate the attributes, and the rows – the alternatives. An element x_{ij} of the matrix is the performance indicator of the i -th alternative associated with the j -th attribute.

$$D = \begin{matrix} & C_1 & C_2 & \dots & C_j & \dots & C_n \\ \begin{matrix} A_1 \\ A_2 \\ \vdots \\ A_i \\ \vdots \\ A_m \end{matrix} & \begin{bmatrix} x_{11} & x_{12} & \dots & x_{1j} & \dots & x_{1n} \\ x_{21} & x_{22} & \dots & x_{2j} & \dots & x_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ x_{i1} & x_{i2} & \dots & x_{ij} & \dots & x_{in} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ x_{m1} & x_{m2} & \dots & x_{mj} & \dots & x_{mn} \end{bmatrix} \end{matrix} \quad (1)$$

where A_i is the i -th alternative; C_j is the j -th attribute; x_{ij} is the value of the j -th attribute of the i -th alternative.

Attributes of non-numeric type should be reduced to the numeric one. In the general case attributes possess various importances so the importance weight is assigned to each attribute.

During normalization the attributes, which have different units of measurement, are transformed into comparable non-dimensional values allowing their comparability. One of the approaches is to present an element of the normalized matrix R as:

$$r_{ij} = \frac{x_{ij}}{\sqrt{\sum_{i=1}^m x_{ij}^2}} \quad (2)$$

The weights, obtained previously, $w = (w_1, w_2, \dots, w_j, \dots, w_n)$, $\sum_{j=1}^n w_j = 1$, are assigned to the normed matrix R . An element v_{ij} of the weighted normalized decision matrix is obtained by:

$$v_{ij} = w_j r_{ij} \quad (3)$$

Thus the weighted normalized decision matrix is:

$$V = \begin{bmatrix} v_{11} & v_{12} & \dots & v_{1j} & \dots & v_{1n} \\ v_{21} & v_{22} & \dots & v_{2l} & \dots & v_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ v_{i1} & v_{i2} & \dots & v_{ij} & \dots & v_{in} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ v_{m1} & v_{m2} & \dots & v_{mj} & \dots & v_{mn} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} w_1 r_{11} & w_2 r_{12} & \dots & w_j r_{1j} & \dots & w_n r_{1n} \\ w_1 r_{21} & w_2 r_{22} & \dots & w_j r_{2j} & \dots & w_n r_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ w_1 r_{i1} & w_2 r_{i2} & \dots & w_j r_{ij} & \dots & w_n r_{in} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ w_1 r_{m1} & w_2 r_{m2} & \dots & w_j r_{mj} & \dots & w_n r_{mn} \end{bmatrix} \quad (4)$$

Determine two artificial alternatives A^+ and A^- :

$$A^+ = \{(\max_i v_{ij} | j \in J), (\min_i v_{ij} | j \in J') | i = 1, 2, \dots, m\} = \{v_1^+, v_2^+, \dots, v_j^+, \dots, v_n^+\}$$

$$A^- = \{(\min_i v_{ij} | j \in J), (\max_i v_{ij} | j \in J') | i = 1, 2, \dots, m\} = \{v_1^-, v_2^-, \dots, v_j^-, \dots, v_n^-\}$$

where $J = \{j = 1, 2, \dots, n | j \text{ is a set of attributes connected with benefits}\}$; $J' = \{j = 1, 2, \dots, n | j \text{ is a set of attributes connected with losses}\}$.

These two artificial alternatives A^+ and A^- are the most preferable (positive ideal solution) and the least preferable (negative ideal solution) alternatives correspondingly.

The distance of each alternative from the positive ideal solution is calculated as:

$$S_{i+} = \sqrt{\sum_{j=1}^n (v_{ij} - v_j^+)^2} \quad (5)$$

where $i = 1, 2, \dots, m$.

Similarly, the distance from the negative ideal solution is:

$$S_{i-} = \sqrt{\sum_{j=1}^n (v_{ij} - v_j^-)^2} \quad (6)$$

where $i = 1, 2, \dots, m$.

The similarity of the alternative A_i to A^+ is:

$$C_{i+} = \frac{S_{i-}}{S_{i+} + S_{i-}} \tag{7}$$

where $0 < C_{i+} < 1$; $i = 1, 2, \dots, m$.

It is evident that $C_{i+} = 1$, if $A_i = A^+$ and $C_{i+} = 0$, if $A_i = A^-$. Alternative A_i is the closer to A^+ if the closer C_{i+} is to 1.

The alternatives can be ranked in accordance to C_{i+} values in descending order. The chosen solution will be the alternative with maximum C_{i+} value.

3. Case study

Let's consider the method described in solving the problem of choosing the most preferable variant of production shop reconstruction at the automobile technical service station.

Let a certain number of technological planning decisions for a production plant have been made (in the example 6 variants are being considered). Each variant is characterized with a set of important criteria, for example, the structure and the area of the production zones, the number of working places, positional relationship of shops, etc. These criteria are presented in terms of numbers. The value of criteria is obtained either by direct measuring (e.g. zone area) or by expert evaluation (e.g. the level of the customer support). The set of the criteria should not be too large, 5–10 are enough.

Then the decision matrix is being compiled by the formula (1). The matrix is shown in Table 1.

Table 1

The decision matrix

Criteria	Variants					
	1	2	3	4	5	6
1. Structure, units	12	14	16	14	20	20
2. Quantity of workstations, units	123	76	92	75	96	87
3. Working area, m2	7160	7232	6696	5904	7064	6254
4. Positional relationship of shops, points	1	2	4	3	4	5
5. Safety and security, points	1	4	5	3	3	2
6. Customer service, points	1	2	3	4	5	5

The weight of each criterion is being defined. It allows taking into account the importance and influencing on the quality of the planning production plant decision.

The most critical part in solving the problem is to define the most significant criteria as well as the correct qualitative and quantitative choice of experts in the field under investigation. The weight coefficients for each criterion are obtained by the review of experts in the field of automotive service station process design decisions. As rule the size of the expert group is 4–5.

The results of reviewing are included in the Table 2.

Table 2

The weight coefficients for each criterion

Criteria	Experts					
	1	2	3	4	5	Ave
1. Structure	0.08	0.06	0.05	0.12	0.06	0.074
2. Quantity of workstations	0.16	0.18	0.25	0.16	0.21	0.192
3. Working area	0.26	0.25	0.25	0.18	0.23	0.234
4. Positional relationship of shops	0.05	0.13	0.10	0.10	0.10	0.096
5. Safety and security	0.20	0.15	0.15	0.16	0.22	0.176
6. Customer service	0.25	0.23	0.20	0.28	0.18	0.228

Table 3

The normalized decision matrix

0.300753	0.350878	0.401004	0.350878	0.501255	0.501255
0.540541	0.333993	0.404307	0.329598	0.421885	0.382334
0.433921	0.438284	0.405801	0.357803	0.428103	0.379014
0.118678	0.237356	0.474713	0.356034	0.474713	0.593391
0.125	0.5	0.625	0.375	0.375	0.25
0.111803	0.223607	0.335410	0.447214	0.559017	0.559017

Table 4

The weighted normalized decision matrix

0.022256	0.025965	0.029674	0.025965	0.037093	0.037093
0.103784	0.064127	0.077627	0.063283	0.081002	0.073408
0.101537	0.102559	0.094957	0.083726	0.100176	0.088689
0.011393	0.022786	0.045572	0.034179	0.045572	0.056966
0.022000	0.088000	0.110000	0.066000	0.066000	0.044000
0.025491	0.050982	0.076474	0.101965	0.127456	0.127456

According to the algorithms described above on the first step the decision matrix are normalized with formula (2). The normalized matrix is shown in the Table 3.

On the next step the weighted normalized matrix is determined (see the Table 4) multiplying elements of the normalized matrix by the weight coefficients using (3).

After that the two artificial alternatives are found:

$$A^+ = \{0.037093, 0.103784, 0.102559, 0.056966, 0.110000, 0.127456\};$$

$$A^- = \{0.022256, 0.063283, 0.083726, 0.011393, 0.022000, 0.025491\}.$$

Using formulae (5) and (6) the distance of each alternative A_i from A^+ and A^- is calculated. The results of calculations are in Table 5.

Considering that the method consider not only the distance of an alternative A_i from A^+ but the distance of the alternative A_i from A^- thus the similarity of the alternative A_i to A^+ is calculated by using formula (7). The results are given in the Table 6.

Table 5

The distance of alternatives from A^+ and A^-

Variants	A^+	A^-
1	0.020439	0.001958
2	0.009197	0.005505
3	0.003526	0.011898
4	0.005224	0.008317
5	0.002591	0.014306
6	0.005471	0.013305

Table 6

The similarity of alternatives to A^+

Variants	The distance from the positive ideal solution
1	0.087406
2	0.374429
3	0.771401
4	0.614221
5	0.846682
6	0.708615

The solution is the variant that have the highest value of the similarity of the alternative A_i to A^+ . The variant 5 is the preferable variant of the automotive service station layout design and it is selected for further designing.

4. Conclusions

According to the case study the method considered is vital for handling the automotive service stations design problem. But there are some weak points in the problem that they will be discussed below.

The most important step of the method is the selection of experts to determine the attributes, which will be used to evaluate alternatives, and weight coefficients. If a solution could be assessed for robustness to the weight coefficients but the more complex task is to identify the influence on the solution.

Thus the procedures of the attribute selection and weight coefficients determination is the prospective lines of the method improvement.

References

- [1] Tompkins J.A., *Facilities planning*, John Wiley and Sons, 2010, 854.
- [2] Keeney R.I., Raiffa H., *Decisions with multiple objectives. Preferences and value tradeoffs*, Cambridge University Press, 1993, 569.
- [3] Zeleny M., *Multiple Criteria Decision Making*, McGraw-Hill, New York 1982, 358.
- [4] Hwang C.L., Yoon K., *Multiple attribute decision making: methods and applications; a state-of-the-art survey*, Springer, Berlin 1981, 259.
- [5] Tzeng G.-H., Huang J.-J., *Multiple Attribute Decision Making: Methods and Applications*, CRC Press, New York 2011, 349.

JOANNA RYMARZ, ANDRZEJ NIEWCZAS*

OCENA GOTOWOŚCI TECHNICZNEJ AUTOBUSÓW KOMUNIKACJI MIEJSKIEJ NA PRZYKŁADZIE MIEJSKIEGO PRZEDSIĘBIORSTWA KOMUNIKACYJNEGO W LUBLINIE

TECHNICAL AVAILABILITY ANALYSIS OF THE CITY TRANSPORT BUSES ON THE EXAMPLE OF MUNICIPAL TRANSPORT COMPANY IN LUBLIN

Streszczenie

Celem artykułu było porównanie gotowości technicznej autobusów komunikacji miejskiej na przykładzie pojazdów marki Solaris Urbino 12 i Mercedes-Benz 628 Conecto LF w Miejskim Przedsiębiorstwie Komunikacyjnym w Lublinie. Wykonano obliczenia gotowości technicznej w stosunku do czasu kalendarzowego oraz przebiegu, jaki dany pojazd wykonał w analizowanym okresie. Wykazano, że w praktyce eksploatacyjnej występują nieznaczne różnice w gotowości technicznej pomiędzy analizowanymi autobusami.

Słowa kluczowe: gotowość techniczna, autobusy komunikacji miejskiej

Abstract

The purpose of this paper is to present technical availability comparison of city transport buses on the example of Solaris Urbino 12 and Mercedes-Benz 628 Conecto LF at Municipal Transport Company in Lublin. The calculation of the technical availability was made, in comparison to the calendar time and the vehicle mileage in the analyzed time period. As demonstrated below, small technical availability differences occur in practice maintenance between analyzed buses.

Keywords: technical availability, city transport buses

* Mgr inż. Joanna Rymarz, prof. dr hab. inż. Andrzej Niewczas, Instytut Transportu, Silników Spalinowych i Ekologii, Wydział Mechaniczny, Politechnika Lubelska.

1. Wstęp

W dziedzinie komunikacji miejskiej gotowość techniczna autobusów stanowi ważne kryterium oceny działalności przedsiębiorstwa transportowego. W związku z powyższym przedsiębiorstwo (Miejskie Przedsiębiorstwo Komunikacyjne) powinno zapewnić stały monitoring procesu eksploatacji pojazdów w celu zapewnienia bieżącej gotowości całego systemu komunikacji zbiorowej w mieście. Problematyce badań gotowości autobusów poświęcono wiele prac badawczych, w tym m.in. [1, 3, 4]. Pojęcie gotowości technicznej jako cechy systemu transportowego wykorzystywane jest do analizy tzw. systemów szybkiego reagowania w losowych chwilach użytkowania operacyjnego (t), np. siły lotnicze, pogotowie ratunkowe, straż pożarna czy systemy transportu miejskiego [5].

2. Przebieg badań

Podstawowymi markami, jakimi dysponuje operator transportowy MPK Lublin są autobusy marki Solaris Urbino i Mercedes Benz. Tego rodzaju autobusy są najliczniej wykorzystywane przez wielu polskich operatorów transportu pasażerskiego. Jest to związane m.in. z niskimi kosztami eksploatacji tych pojazdów oraz różnorodnym i bardzo funkcjonalnym wyposażeniem. Ze wszystkich autobusów, którymi dysponuje Miejskie Przedsiębiorstwo Komunikacyjne w Lublinie, do dalszych analiz wybrano pojazdy marki Mercedes Benz 628 oraz Solaris Urbino 12. Autobusy te należą do klasy pojazdów Maxi i są eksploatowane w bardzo podobnych warunkach. Zestawienie wybranych wskaźników techniczno-eksploatacyjnych podano w tabeli 1.

Badaniom poddano 22 autobusy Mercedes-Benz oraz 20 autobusów Solaris Urbino 12. Wszystkie autobusy były obserwowane od pierwszego dnia eksploatacji i w chwili początkowej miały podobny przebieg drogowy. Badania prowadzone były w naturalnych warunkach komunikacji miejskiej, w okresie czterech lat kalendarzowych (2008–2011). Gotowość techniczną rejestrowano w okresie czasu kalendarzowego od 1 do 43 miesiąca. Odpowiadało to eksploatacyjnym przebiegom równym odpowiednio 5,4 mln km dla autobusów marki Solaris i 4,3 mln km autobusów marki Mercedes oraz obserwowanemu czasowi ich użytkowania odpowiednio 43 i 36 miesięcy.

Celem oceny gotowości technicznej autobusu jest najczęściej wyznaczenie prognozy, czy dany obiekt techniczny będzie znajdował się w stanie zdatności w przyszłości i czy umożliwi to realizację zadania przewozowego. Na podstawie analizy literatury [4] przyjęto, iż w podejmowanych badaniach gotowość będzie definiowana wg następujących wzorów [4]:

$$K_g(t) = \frac{E(T)}{E(T) + E(\Theta)} \quad (1)$$

gdzie:

$E(T)$ – wartość oczekiwana zmiennej losowej czasu zdatności obiektu technicznego,
 $E(\Theta)$ – wartość oczekiwana zmiennej losowej czasu niezdatności (odnowy i oczekiwania na odnowę) obiektu technicznego.

W obliczeniach wykorzystano wzór uproszczony:

$$K_g = \frac{T_z}{T_z + T_n} \quad (2)$$

- T_z – średni czas przebywania obiektu w stanie zdatności,
 T_n – średni czas przebywania obiektu w stanie niezdatności.

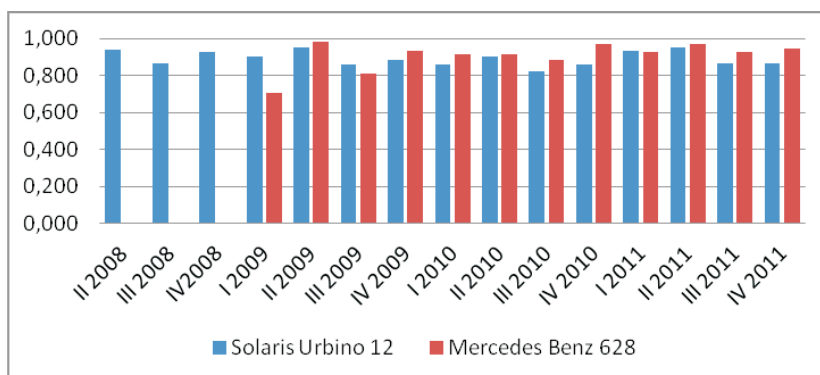
Tabela 1

Wskaźniki techniczno-eksploatacyjne badanych autobusów

	Solaris Urbino 12	Mercedes-Benz 628 Conecto LF
Klasa	MAXI	MAXI
Moc silnika [kW]	188	210
Maks moment obrotowy [Nm]	1 050	1 100
Wymiary:		
Długość [mm]	12 000	11 950
Szerokość [mm]	2 550	2 550
Wysokość [mm]	2 850	3 076
Promień zawracania [mm]	21 400	21 950
Rozstaw osi [mm]	5 900	5 845
Masa własna [kg]	10 900	10 860
Całkowita masa maks [kg]	18 000	18 000
Liczba miejsc:		
Siedzących	29	27
Stojących	74	78

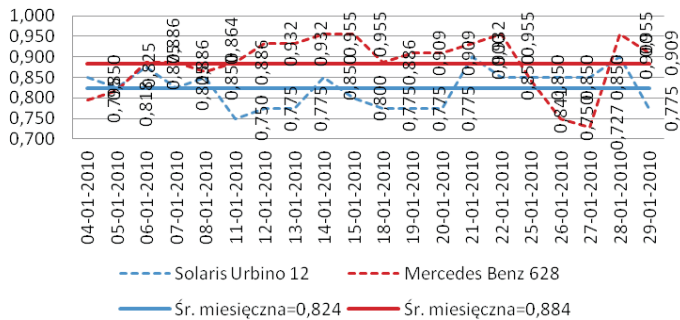
3. Wyniki badań

Wskaźniki gotowości technicznej autobusów marki Solaris Urbino 12 i Mercedes-Benz Conecto w zależności od czasu kalendarzowego przedstawiono na rys. 1. Gotowość w autobusach obu marek w całym analizowanym okresie pojazdów utrzymywała się na stałym poziomie. Warto zauważyć, iż w pierwszym oraz zwłaszcza trzecim kwartale każdego roku gotowość techniczna obu analizowanych typów pojazdów malała do wartości ok. 83%.



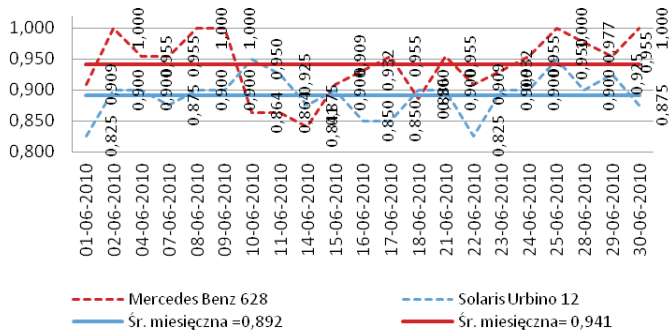
Rys. 1. Zależność współczynnika gotowości technicznej $K_{g_{sr}}$ od czasu kalendarzowego eksploatacji autobusu Solaris Urbino 12 i Mercedes Benz 628

Fig. 1. The correlation of the technical availability coefficient $K_{g_{sr}}$ in comparison to the calendar time of the bus maintenance in Solaris Urbino 12 and Mercedes Benz 628



Rys. 2. Wartość gotowości technicznej K_g w systemie transportu miejskiego w kolejnych dniach miesiąca stycznia 2010 r.

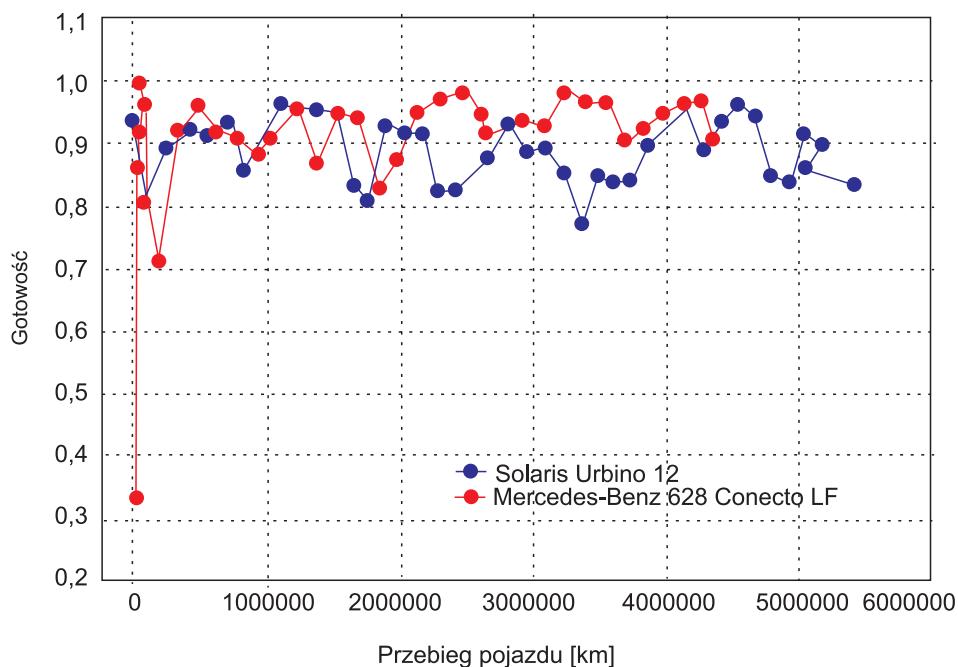
Fig. 2. The values of the technical availability K_g in the municipal transport system in the following days in January 2010



Rys. 3. Wartość gotowości technicznej K_g w systemie transportu miejskiego w kolejnych dniach miesiąca czerwca 2010 r.

Fig. 3. The values of the technical availability K_g in the municipal transport system in the following days in June 2010

Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że niższym współczynnikiem gotowości charakteryzuje się autobus marki Solaris, zaś wyższym – autobus marki Mercedes. Przedstawione na rys. 2 i 3 wartości współczynnika gotowości technicznej dla poszczególnych dni w wybranych miesiącach są wysokie. Wartości średnie miesięczne w czerwcu w 2010 roku wynoszą 0,941 i 0,892, odpowiednio dla autobusów Mercedes i Solaris. Wynika to z prawidłowej realizacji przeglądów i napraw oraz poprawnego systemu diagnozowania przed i po naprawie. Gotowość ta w okresach zimowych jest znacznie niższa i wynosi 0,884 i 0,824, odpowiednio dla autobusów Mercedes i Solaris. Na ry. 4 przedstawiono wykres gotowości technicznej autobusów w funkcji przebiegu eksploatacyjnego. Wynika z niego, że w pierwszym okresie eksploatacji, tj. do ok. 2 mln km przebiegu, gotowość techniczna dla pojazdów marki Mercedes Benz i Solaris jest porównywalna i wynosi ok. 0,94. Następnie gotowość autobusów Solaris nieznacznie maleje, a dla Mercedes Benz rośnie (0,98). Gotowość autobusów Solaris Urbino w przedziale 2–4 mln km waha się w przedziale 0,8–0,9, natomiast po 4 mln km przebiegu nieznacznie wzrasta, osiągając średnią wartość 0,9, a nawet 0,98, porównywalnie do autobusów marki Mercedes Benz.

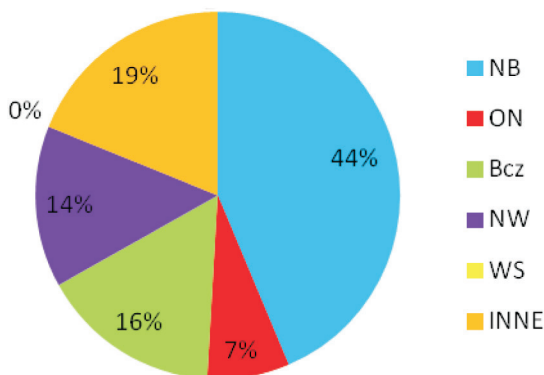


Rys. 4. Wartość gotowości technicznej K_g w systemie transportu miejskiego w funkcji przebiegu pojazdu [km]

Fig. 4. The values of the technical availability K_g in the municipal transport system in function of the vehicle millage [km]

W całym rozpatrywanym okresie eksploatacji autobusy marki Solaris Urbino 12 uzyskały średnią gotowość techniczną na poziomie równym 0,89, przy odchyleniu standardowym równym 0,05. Średnia gotowość autobusów marki Mercedes Benz jest wyższa zaledwie o 1,8% i wynosi 0,908. Można więc uznać, że średnia gotowość techniczna obu typów pojazdów jest porównywalna.

Relatywnie niższy współczynnik gotowości autobusu Solaris wynika głównie z konieczności przeprowadzania częstych napraw bieżących (rys. 5 – NB). Naprawy te trwają prawie dwa razy dłużej niż w autobusach marki Mercedes Benz. Dodatkowo należy zauważyć, że na niski współczynnik gotowości autobusu Solaris Urbino ma wpływ nieterminowość zaopatrzenia w części zamienne (Bcz), co znacznie wydłuża czas wykonywania napraw bieżących tego autobusu.



Rys. 5. Procentowa wartość przyczyn przestojów dla autobusów marki Solaris Urbino: NB – naprawa bieżąca, ON – oczekuje naprawy, Bcz – brak części zamiennych, NW – naprawa wypadkowa, WS – wstrzymana naprawa

Fig. 5. The percentage value of downtime root for Solaris Urbino buses

4. Wnioski

W artykule przeprowadzono analizę procesu eksploatacji autobusów wybranego operatora transportowego.

1. Wykazano, że w badanym przedsiębiorstwie (MPK Lublin) występują niewielkie różnice gotowości technicznej pomiędzy analizowanym pojazdami.
2. Na podstawie wyników badań eksploatacyjnych można zauważyć wyraźne obniżenie poziomu gotowości w miesiącach zimowych.
3. Wartość wskaźnika gotowości podsystemu wykonawczego transportu miejskiego uzależniona była od zakresu i organizacji napraw uszkodzonych autobusów. W obu badanych pojazdach największa liczba przyczyn przestojów związana była z naprawami bieżącymi.

Literatura

- [1] Woropay M., *Metoda oceny realizacji procesu eksploatacji w systemie transportowym*, Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji, Bydgoszcz 1998.
- [2] Gołąbek A., *Niezawodność autobusów*, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1993.
- [3] Migdałski J. (red.), *Inżynieria niezawodności*, ATR & ZETOM, Warszawa 1992.
- [4] Woropay M., Szubartowski M., Migawa K., *Model oceny i kształtowania gotowości operacyjnej podsystemu wykonawczego w systemie transportowym*, Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom 2003.
- [5] Woropay M., Szubartowski M., Migawa K., *Model oceny i kształtowania gotowości operacyjnej podsystemu utrzymania ruchu w systemie transportowym*, Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom 2003.
- [6] Piasecki S., *Zagadnienia użytkowania maszyn i środków transportowych*, Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin 1995.

SEBASTIAN BROL, JAROSŁAW MAMALA, ANDRZEJ AUGUSTYNOWICZ*

WYKORZYSTANIE AKCELEROMETRU DO WYZNACZANIA MOCY I SIŁY NAPĘDOWEJ NA KOŁACH

UTILIZATION OF AN ACCELEROMETER FOR DETERMINATION OF DRIVING FORCE AND POWER ON WHEELS

Streszczenie

Artykuł opisuje problemy występujące podczas wyznaczenia mocy i siły napędowej na kołach samochodu podczas testu drogowego, w którym jako obciążenie wykorzystuje się bezwładność testowanego pojazdu. Zagadnienie przedstawiono w kontekście pomiaru bezpośredniego przyspieszenia z wykorzystaniem cyfrowego czujnika przyspieszenia zamontowanego na nadwoziu pojazdu. Omówiono wybrane procedury testowe oraz źródła ich niedokładności. Zwrócono uwagę na fakt, że sposób przeprowadzania testu rzutuje na przyjęty model, opisujący dynamikę ruchu pojazdu podczas pomiaru. To z kolei determinuje zarówno sposoby identyfikacji parametrów modelu, jak i przebieg następujących po tym obliczeń. Całość podsumowano i uzupełniono o zalecenia dotyczące przebiegu testu drogowego mające na celu minimalizację niepewności pomiarowej.

Słowa kluczowe: przyspieszenie, test drogowy, obciążenie inercyjne, model rozpędzania

Abstract

The paper describes problems appearing during driving force and power on wheels determination on the basis of road test, in which the vehicle inertia is utilized to create load. The subject is shown in context of direct acceleration measurement with use of digital sensor fixed to car's chassis. The selected test procedures were discussed as well as sources of errors. It was pointed out that test course determines both cars acceleration model and further calculation procedure which follows the test. The discussion is resumed and enhanced by advises about test course and calculations in order to minimize the measurement uncertainty.

Keywords: acceleration, road test, inertial load, vehicle acceleration model

* Dr inż. Sebastian Brol, dr inż. Jarosław Mamala, dr hab. inż. Andrzej Augustynowicz, Katedra Pojazdów Drogowych i Rolniczych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Opolska.

1. Wstęp

Układ napędowy jest, poza układami hamulcowym i bezpieczeństwa, jednym z najważniejszych systemów pojazdu. Jego właściwości określają własności trakcyjne pojazdu. Z tego powodu jest przedmiotem zainteresowania wielu grup od użytkowników do inżynierów i specjalistów z dziedziny diagnostyki.

Opracowano wiele metod służących do badania układu napędowego lub jego poszczególnych elementów. Przeważnie opierają się one na wytworzeniu odpowiedniego obciążenia, któremu przeciwdziała układ napędowy. Te metody są najczęściej stanowiskowe i wykorzystywane do określania własności i charakterystyk obiektu badanego w stanach ustalonych, a rzadziej w przejściowych. Taka sytuacja stwarza lukę, którą wypełniają badania drogowe, w których można wykorzystać do pomiaru niedrogie, oparte na akcelerometrach urządzenia. Służą one do pomiaru obciążenia bezwładności wytwarzanego przez masę pojazdu i jego elementy obrotowe podczas rozpędzania lub zwalniania. Metoda ta ma wiele zalet, a mianowicie:

1. Testy wykonywane są w rzeczywistych warunkach ruchu, gdzie maksymalna siła napędowa jest ograniczona mocą przyczepności koła do nawierzchni jezdni.
2. Daje możliwość badania charakterystyk na poszczególnych przełożeniach układu przeniesienia napędu.
3. Charakteryzuje się tym, że można testować układy napędowe pojazdów wielu klas i marek, jest niezależna od stopnia zastosowania elektroniki w pojeździe oraz autonomiczna względem układu zasilania w energię elektryczną.

Należy podkreślić, że wyniki badań drogowych realizowane w ramach tej metody mogą się również charakteryzować znaczącą powtarzalnością, jeśli dobrać odpowiedni algorytm testu drogowego i procedurę obliczeń, czemu poświęcona jest niniejsza praca, w ramach której między innymi dokonano analizy procedur pomiarowych w odniesieniu do samochodów osobowych z napędem na jedna oś [2].

2. Model uproszczony

Głównym założeniem drogowych testów bezwładnościowych jest wykorzystanie całkowitej bezwładności pojazdu jako obciążenia w celu określenia siły napędowej, która napędza samochód w czasie testu, oraz równocześnie użycie akcelerometru przymocowanego do nadwozia samochodu do pomiaru i rejestracji jego przyspieszenia wzdłużnego.

Jednym z najczęściej używanych testów do ewaluacji układu napędowego jest rozpędzanie pojazdu od wybranej najmniejszej do największej prędkości i pomiarze czasu rozpędzania lub siły napędowej. W kontekście ostatniego sposobu pomiaru istotne jest przyjęcie modelu rozbiegu, ponieważ jego struktura i parametry definiują błąd metody. Obecnie wykorzystuje się głównie dwa modele procesu rozpędzania w koniunkcji z urządzeniami testowymi opierającymi się na akcelerometrze. Pierwszy zakłada, że obciążenie inercyjne samochodu stanowi wyłącznie jego masa podczas testu oraz że nie działają na niego żadne opory ruchu. Test drogowy polega tylko na wykonaniu próby rozbiegu, a siła napędowa w funkcji prędkości pojazdu obliczana jest z zależności (1) i (2), w której wykorzystuje się macierz kolumnową \mathbf{a}_r , której elementy stanowią zmierzone i zarejestrowane co przyjęty odstęp dyskretyzacji Δt chwilowe przyspieszenia pojazdu a_r .

$$\mathbf{F}_n(v) = m \cdot \mathbf{a}_r \quad (1)$$

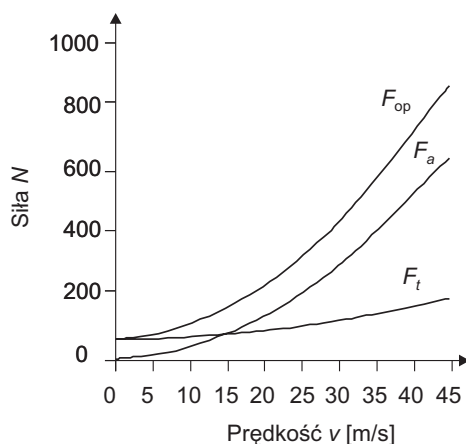
$$v = \int a \cdot dt + v_0 \approx v_0 + \sum a_i \cdot \Delta t \quad (2)$$

gdzie:

- \mathbf{F}_n – macierz siły napędowej,
- \mathbf{a}_r – macierz przyspieszenia w fazie rozbiegu, której elementy to chwilowe przyspieszenia zmierzone co Δt ,
- m – masa samochodu podczas testu,
- a_i – chwilowe przyspieszenie,
- Δt – czas dyskretyzacji,
- v – prędkość liniowa pojazdu,
- v_0 – prędkość początkowa pojazdu.

3. Model z oporami ruchu

W drugim modelu przyjęto te same założenia dotyczące bezwładności, jednak uwzględnia się, że podczas rozbiegu działają jednocześnie siła oporu toczenia F_t oraz siła oporu aerodynamicznego F_a . Sumę $F_{op} = F_a + F_t$ oraz przebiegi zmian sił składowych w funkcji prędkości przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Opór toczenia (F_t), aerodynamiczny (F_a) i ich suma (F_{op}) w funkcji prędkości pojazdu

Fig. 1. Rolling (F_t), aerodynamic (F_a) and its total (F_{op}) in function of car's velocity

Zachodzi potrzeba wyznaczenia wartości F_{op} w funkcji prędkości pojazdu. Do tego celu można wykorzystać wybieg, w którym rejestruje się opóźnienie dla tej samej prędkości, przy której zarejestrowano przyspieszenie w macierzy \mathbf{a}_r , a siła napędowa może być wyznaczona po skompensowaniu oporów ruchu z wykorzystaniem procedury obliczeniowej opisaną zależnościami od (3) do (4).

$$\mathbf{F}_n(v) = m \cdot (\mathbf{a}_r - \mathbf{a}_w) \quad (3)$$

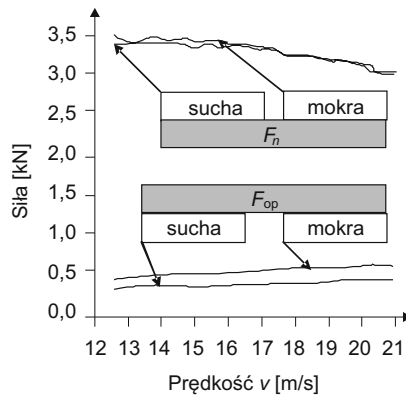
$$\mathbf{N}_k(v) = \mathbf{v} \bullet \mathbf{F}_n \quad (4)$$

gdzie:

- \mathbf{N}_k – macierz mocy na kołach,
- \mathbf{a}_w – macierz opóźnienia w fazie wybiegu, której elementy stanowią chwilowe opóźnienia wyznaczone przy tej samej prędkości co elementy macierzy \mathbf{a}_r ,
- \mathbf{v} – macierz prędkość liniowej pojazdu, której elementy wyznaczone z wykorzystaniem zależności (2) z przyjętym krokiem dyskretyzacji Δt w fazie rozpędzania,
- \bullet – iloczyn Hadamarda-Schura.

Należy tutaj zwrócić uwagę na fakt, że wykorzystanie drugiego modelu rozpędzania determinuje inny przebieg testu drogowego, w którym po rozbiegu powinien nastąpić wybieg. Jest to istotne ze względu na wyznaczenie oporów ruchu dla tych samych warunków atmosferycznych, a w szczególności stanu nawierzchni, na których miał miejsce rozbieg, a która może się zmieniać radykalnie nawet w bardzo krótkim czasie np. (np. w wyniku opadów deszczu lub zmiany siły i kierunku wiatru) [8].

Dodatkowo, wyznaczenie oporów ruchu oraz kompensacja wyników testu o te wartości wpływa na zwiększenie powtarzalności urządzenia w różnych warunkach. Na rys. 2 przedstawiono wyniki pomiarów wykonanych na drodze suchej oraz mokrej na tym samym odcinku drogi. Największa różnica wyznaczonej w teście dwufazowym siły napędowej wynosiła zaledwie 5%, podczas gdy F_{op} zmieniała się od 10% do nawet 20% względem F_n [4, 7].



Rys. 2. Siły F_n i F_{op} w funkcji prędkości dla samochodu osobowego, uzyskane w wyniku dwufazowego testu drogowego dla różnych stanów nawierzchni

Fig. 2. Forces F_n and F_{op} in function of velocity for passenger car, obtained after performing two-phase road tests carried out in different atmospheric conditions

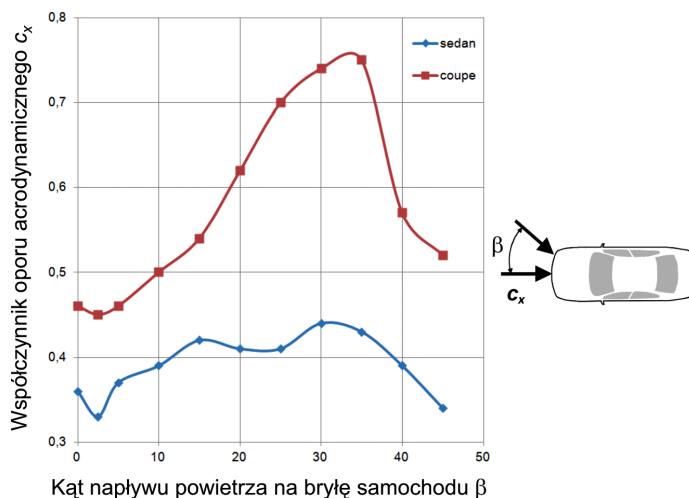
Wyznaczenie charakterystyki sumarycznych oporów ruchu w funkcji prędkości pojazdu jest istotne ze względu na zmianę kąta, pod jakim napiera powietrze na bryłę samochodu w zależności od prędkości w teście. Kąt ten – β – zależy od sumy geometrycznej wektorów prędkości wiatru i prędkości samochodu. Przy założeniu stałej siły i kierunku wiatru kąt β zmienia się podczas testu z uwagi na zmienną prędkość pojazdu. To z kolei powoduje zmiany

współczynnika oporu aerodynamicznego względem kierunku ruchu pojazdu (rys. 3), które spowodowane są głównie znaczną różnicą ciśnień wywołaną zawirowaniami strugi napływającego powietrza za pojazdem w kierunku jego opływu. Z tego powodu należy przyjąć, że opory ruchu podczas testu są nieznanne i różne od wartości przewidywanych modelem podstawowym (5) ze względu na zmiany współczynnika c_x (rys. 3) w zależności od zmiennego w trakcie testu kąta β [5, 14].

$$F_a = \frac{c_x \cdot \rho \cdot A}{2} \cdot v^2 \quad (5)$$

gdzie:

- F_a – opór aerodynamiczny,
- c_x – współczynnik oporu aerodynamicznego,
- ρ – gęstość powietrza,
- A – powierzchnia czołowa pojazdu.



Rys. 3. Zmiana wartości współczynnika oporu aerodynamicznego c_x w funkcji kąta β napływu powietrza na bryłę samochodu

Fig. 3. Changes of coefficient of aerodynamic drag in function of β angle of inflow of air on car's chassis

4. Model z oporami ruchu i bezwładnością elementów wirujących

Powyższe rozważania kierują analizę procesu rozpędzania także na oddziaływania bezwładności w ruchu przyspieszonym i opóźnionym elementów obrotowych układu przeniesienia napędu (takich jak tarcze hamulcowe, wały, piasty, mechanizm różnicowy obręcze kół i opony) oraz koła nienapędzane wraz z piastami (ze względu na przyjęte założenie dotyczące wyłącznie analizy pojazdów dwuosiowych z napędem na jedną oś).

Sumaryczny moment bezwładności układu napędowego wraz z kołami wolnymi zależy od sumy momentów bezwładności wyżej wymienionych elementów oraz od ustalonego przełożenia. Układ ten działając podobnie do bezwładnika odbiera energię podczas rozpędzania (zmniejsza przyspieszenia) i oddaje ją podczas wybiegu (zmniejsza opóźnienie).

W konsekwencji tego oddziaływania obliczone wartości siły napędowej i oporów ruchu są zaniżone tak samo jak moc na kołach, co można również wywnioskować po rozpatrzeniu formuł (3) i (4) w tym kontekście.

Udział bezwładności elementów układu przeniesienia napędu i kół wolnych przyjęto określać za pomocą tzw. współczynnika mas wirujących. Współczynnik ten ujmuje wpływ przyspieszenia mas wirujących na moment bezwładności układu napędowego i może on być obliczany kilkoma metodami, które opisano w pracy [1]. Jego wartość może mieć różne wartości w zależności od przełożenia kinematycznego w układzie napędowym i relacji mas elementów wirujących. I tak dla biegu bezpośredniego ($i_b = 1$) i przełożenia przekładni głównej ($i_g = 4$) moment bezwładności zostanie pozornie powiększony 16 – krotnie. W niektórych opracowaniach [12, 11] przedstawiono współczynnik mas wirujących w postaci wzoru lub tabeli.

Kompensacja bezwładności mas wirujących możliwa jest albo przez obliczenie jej wartości na podstawie dokumentacji technicznej, identyfikacji w wyniku badań stanowiskowych lub trakcyjnych. W kontekście tej pracy ta ostatnia metoda nabiera znaczenia ze względu na to, że jest ona możliwa do zastosowania z wykorzystaniem urządzenia testującego działającego podczas testu drogowego wykorzystaniem pojazdu badanego o nieznanym charakterystyce układu przeniesienia napędu i kół wolnych ze względu na zużycie i modyfikacje dysponenta. Dodatkowo ważną zaletą jest możliwość identyfikacji sumarycznego momentu bezwładności podczas testu drogowego.

W tym celu zaproponowano metodę podwójnego wybiegu z dodaną masą m oraz odpowiadającą jej procedurę obliczeniową określoną zależnościami (6), (7), (8).

$$M_n = (J_{UPN+KW} + J_m) \cdot a_1 \cdot r_d \quad (6)$$

$$M_n = (J_{UPN+KW} + J_m + J_{m1}) \cdot a_2 \cdot r_d \quad (7)$$

$$J_{UPN+KW} = \frac{J_{m1} \cdot a_2}{(a_1 - a_2)} - J_m \quad (8)$$

gdzie:

- M_n – moment napędowy (wartość chwilowa),
- r_d – promień dynamiczny,
- a_1 – przyspieszenie podczas pierwszego testu drogowego (wartość chwilowa),
- a_2 – przyspieszenie podczas drugiego testu drogowego (wartość chwilowa),
- J_m – moment bezwładności pojazdu w pierwszym teście,
- J_{m1} – moment bezwładności pojazdu odpowiadający masie dodanej m ,
- J_{UPN+KW} – moment bezwładności układu napędowego i kół wolnych.

Masę zastępczą można obliczyć, korzystając z twierdzenia o równoważności energii kinetycznej dla ruchu obrotowego i postępowego [1, 11] danego równaniem (9) i rozwiniętego do postaci (10):

$$E_{k_{rot}} = E_{k_{lin}} \quad (9)$$

$$\frac{1}{2} J \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} m \cdot v^2 \quad (10)$$

gdzie:

- J – ogólnie moment bezwładności,
- ω – prędkość kątowna,
- v – prędkość liniowa.

Podstawiając z kolei do obliczeń wartość promienia dynamicznego zgodnie z wzorem (11), można obliczyć masę zastępczą elementów wirujących układu przeniesienia napędu i kół wolnych, a następnie dodać ją do masy pojazdu i powtórzyć obliczenia w oparciu o zarejestrowane wcześniej przyspieszenie i opóźnienie odpowiednio w fazach rozpędzania i wybiegu zgodnie z zależnościami od (3) i (4).

$$m_{UPN+Kw} = \frac{J_{UPN+Kw}}{r_d^2} \quad (11)$$

gdzie:

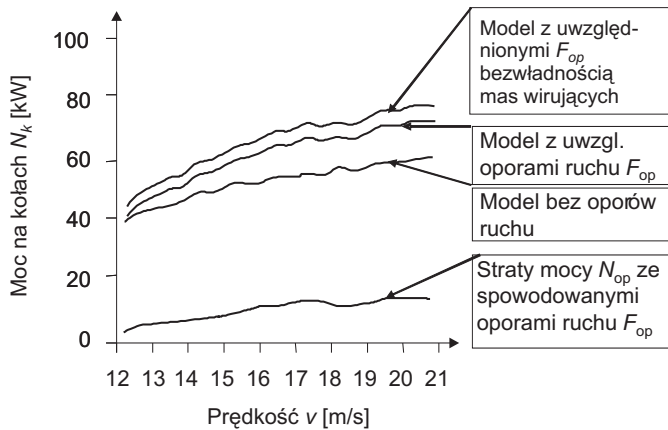
- r_d – promień dynamiczny,
- m_{UPN+Kw} – masa zastępcza odpowiadająca momentowi bezwładności mas wirujących układu przeniesienia napędu i kół wolnych,
- J_{UPN+Kw} – moment bezwładności pojazdu w pierwszym teście.

Warto zwrócić uwagę, że przy obliczaniu masy zastępczej konieczna jest znajomość promienia dynamicznego kół. Jak wynika z badań własnych, różnice promienia dynamicznego kół z oponami radialnymi tego samego rodzaju i przy tym samym zużyciu oraz zalecanym ciśnieniu są nieznaczne [3].

5. Wnioski

Porównanie wyników z tego samego testu drogowego wykonanego w tych samych warunkach z użyciem różnych trzech modeli rozpędzania przedstawiono na rys. 4. Wyraźnie widać, że wraz ze złożonością struktury modelu zwiększa się wartość maksymalna wyznaczane, mocy oraz zmienia się przebieg krzywej mocy. Tym samym można twierdzić, że zmniejsza się niepewność metody, a także wzrasta jej powtarzalność.

Przedstawione powyżej metody określania siły napędowej na kołach nie wyczerpują problematyki zagadnienia. Podczas testu dwufazowego występują zjawiska, które wpływają na obliczone wartości F_n i N_k jednak ich oddziaływanie jest trudne do oszacowania ze względu na charakter obciążenia, dynamikę testu oraz nieliniowość charakterystyk momentu i mocy jednostki napędowej. Dodatkowo część z nich występuje tylko w fazie rozbiegu, inne w fazie wybiegu, a pozostałe w obu.



Rys. 4. Porównanie mocy na kołach wyznaczonej za pomocą różnych algorytmów pomiarowych dla samochodu osobowego Renault Laguna 1.8

Fig. 4. Comparison of power on wheels evaluated with use different test algorithms and calculations procedures for Renault Laguna passenger Car

Podstawowym problemem podczas fazy rozpędzania samochodu jest zmiana obciążenia kół osi, wynikająca z oddziaływania siły bezwładności na środek ciężkości pojazdu znajdujący się na pewnej wysokości nad nawierzchnią jezdni, powodujący powstanie dodatkowego momentu siły, który jest równoważony przez elementy sprężyste zawieszenia. Przyrost obciążenia zależy w pierwszej kolejności od wysokości środka ciężkości pojazdu, rozstawu osi, masy pojazdu i wygenerowanej siły napędowej. Warto zwrócić uwagę na fakt, że zmiana obciążenia wpływa na kąt pochylenia wzdłużnego nadwozia względem drogi, który może się zwiększyć lub zmniejszyć zależnie od tego, która oś jest napędzana oraz od konstrukcji zawieszenia. W przypadku większości zawiesznień samochodów osobowych najczęściej występuje „przysiadanie tyłu” ze względu na optymalizację zawieszenia w celu uzyskania jednocześnie założonej przyczepności i komfortu [9]. Dodatkowym efektem zmiany obciążenia jest zmniejszenie lub zwiększenie (w zależności od rodzaju napędu) największej siły napędowej możliwej do przeniesienia przez oponę. W kontekście testu drogowego szczególnego znaczenia nabiera to zjawisko przy rozpędzaniu samochodu przednionapędowego – ze względu na zmniejszenie największej siły napędowej, natomiast dla pojazdów z napędem na tył następuje zwiększenie możliwości przeniesienia chwilowej siły napędowej.

Kolejnym problemem podczas pomiaru jest odkształcenie obwodowe opony. Powoduje ono straty mocy na odkształcenie boku opony i częściowo bieżnika. Zjawisko opisywane jest przez efektywność przeniesienia napędu i jest ono szczególnie obserwowane dla kół o dużych średnicach [10], natomiast dla samochodów osobowych zjawisko, choć występuje, to jego intensywność jest niewielka i dla wyższych biegów, gdzie generowana jest stosunkowo mała siła napędowa, można uznać je za pomijalnie małe [10, 13, 14].

Zmiana obciążenia kół osi wpływa również na odkształcenie promieniowe kół, a co za tym idzie i zmianę przebiegu funkcji oporów ruchu w funkcji prędkości obrotowej koła. Koła dociążone będą podczas rozpędzania pracować ze zwiększonymi oporami toczenia, natomiast koła odciążone ze zmniejszonymi. Sytuacja zmienia się przy przejściu do wybiegu. Wtedy ustaje oddziaływanie inercyjne masy pojazdu na obciążenie kół i rozkład obciążenia

zależec będzie w głównej mierze od sił aerodynamicznych, a głównie sił nośnej i naporu. Dla nowoczesnych opon radialnych pracujących przy zalecanym ciśnieniu oraz dla wyższych biegów opory toczenia kół w obu fazach różnią się nieznacznie [6, 10], zwłaszcza, jeśli wziąć pod uwagę, że główny składnik oporów ruchu stanowi opór aerodynamiczny.

Ostatnim problemem jest poślizg obwodowy kół. Modele opisujące to zjawisko, wypracowane na podstawie licznych badań eksperymentalnych, zakładają, że siła napędowa na oponie jest równa reakcji podłoża [10, 13, 14], jednak różna jest obliczeniowa prędkość liniowa koła i drogi, która zależy od wygenerowanej siły napędowej i obciążenia koła.

W wyniku powyższych rozważań opartych na studium literaturowym oraz badaniach własnych można sformułować wiele zaleceń dotyczących przebiegu badań trakcyjnych mających na celu wyznaczenie siły napędowej i mocy na kołach.

Podstawowym wymogiem jest wykonanie testu dwuetapowego w celu kompensacji nieznanymi wartości charakterystyki oporów ruchu badanego pojazdu podczas jego rozbiegu. W dalszej kolejności test powinien być powtórzony z dodatkową masą w celu określenia momentu bezwładności układu napędowego i kół wolnych, a w konsekwencji wyeliminowania wpływu bezwładności mas wirujących. Rozbiegi powinny być prowadzone przy takim przełożeniu, aby siła napędowa była znacznie niższa niż graniczna. W praktyce oznacza to prowadzenie testów na biegach wyższych od 1, a w niektórych przypadkach, gdy pojazd dysponuje dużą mocą silnika lub większą ilością przełożeń skrzynki przekładniowej – nawet 2 i 3. Droga powinna mieć powierzchnię zapewniającą najwyższą możliwą przyczepność podczas testu, a więc być dobrze uszorstkowiona. Ciśnienie w oponach powinno być zgodne z zalecanym, a opony o takim samym równomiernym zużyciu i w dobrym stanie technicznym.

Literatura

- [1] Arczyński S., *Mechanika ruchu samochodu*, WNT, Warszawa 1993.
- [2] Brol S., Mamala J., Jantos J., Utilization of multiple quantity sensors for estimation of characteristics of internal combustion engine, *Combustion Engine* 4/2011.
- [3] Brol S., Mamala J., Augustynowicz A., Prażnowski K., *PAAF – urzędzenie mechatroniczne do diagnostyki układu napędowego*, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, z. 4(85), 2011, Proceedings of the institute of vehicles, Wydział Samochodów i Maszyn Rolniczych Politechniki Warszawskiej, 2011.
- [4] Jantos J., Brol S., Mamala J., *Transactions sae-special edition, Problems in assessing road vehicle drivability parameters determined with the aid of accelerometer*, SAE 2007 Word Congress, April 6–19 2007, USA, Detroit, Vehicle Diagnostic SP – 2137, nr 2007-01-1473.
- [5] Katz J., *Race car aerodynamics, Designing for speed*, Bentley Publishers, 1995.
- [6] Lechner G., Naunheimer H., Ryborz J., *Automotive transmissions*, Springer, 1999.
- [6] Mamala J., Brol S., Jantos J., *The estimation of the engine power with use of an accelerometer. Optimization, Optical Measurement Nondestructive Testing Techniques*, 2010, SAE International Published: 04-2010, DOI: 10.4271/2010-01-0929.
- [7] Mamala J., Brol S., *Estimation of the driving force of the powertrain system with the use of a universal portable device in road test*, *Machine Design*, Vol. 3, No. 3, 2011, 189-194.

- [8] Miliken W., Miliken D., *Race Car Vehicle dynamics*, SAE Inc., 1995.
- [9] Pacejka H., *Tyre and vehicle dynamics*, SAE International and Elsevier, 2005.
- [10] Prochowski L., *Mechanika ruchu. Pojazdy samochodowe*, WKŁ, Warszawa 2008.
- [11] Siłka W., *Teoria ruchu samochodu*, WNT, 2002.
- [12] Taryma S., *Opór toczenia opon samochodowych*, Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, 2007.
- [13] Wallentowitz, H., *Longitudinal Dynamics of vehicles*, Institut für Kraftfahrwesen Aachen, 2004.

DMITRIJ BIAL*, SAULIUS NAGURNAS**, VALENTINAS MITUNEVIČIUS**

EXPERIMENTAL RESEARCH OF CAR ACCELERATION CHARACTERISTICS

BADANIA DOŚWIADCZALNE CHARAKTERYSTYK PRZYSPIESZENIA SAMOCHODU

Abstract

This paper describes an experimental research of car acceleration characteristics with evaluation of influence of traction control systems (further TCS). The main purpose of these experiments was to examine values of longitudinal car acceleration characteristics on different road pavements with efficiency evaluation of different TCS the "XL Meter Pro Gamma" accelerometer was used for the experiments. As an important active TCS was used in the experiments, the obtained results enable evaluation of influence of car wheel slip on car acceleration characteristics as well as on car control when such slip happens on different road pavements (dry asphalt-concrete, snow-covered asphalt-concrete). Analysis of car acceleration characteristics enables to research the controllability of front drive cars – the level of ability to pass by an obstacle with acceleration. The obtained and analysed results can be useful to experts and professionals analyzing road accidents. These results enable to found acceleration characteristics in some realistic situations and evaluate, had the driver a technical possibility to avoid the road accident.

Keywords: car, acceleration characteristics, longitudinal acceleration, racing, adhesion coefficient, accelerometer, experimental research, traction control system

Streszczenie

W artykule opisano badania doświadczalne charakterystyk przyspieszenia samochodu z oceną wpływu systemów sterowania trakcji (dalej zwanych TCS). Głównym celem doświadczeń było zbadanie wartości charakterystyk przyspieszenia wzdłużnego samochodu na różnych nawierzchniach drogowych wraz z oceną skuteczności różnych TCS. Do badań zastosowano przyspieszeniomierz „XL Meter Pro Gamma”. Dzięki zastosowaniu do badań aktywnego TCS uzyskane wyniki pozwalają na ocenę wpływu poślizgu koła samochodu na charakterystyki przyspieszenia samochodu oraz na sterowanie samochodem podczas takiego poślizgu na różnych nawierzchniach drogowych (sucha asfaltowo-betonowa, asfaltowo-betonowa pokryta śniegiem). Analiza charakterystyk przyspieszenia samochodu pozwala na badanie sterowalności pojazdów z napędem przednim – poziom możliwości przejechania przez przeszkodę z przyspieszeniem. Uzyskane i przeanalizowane rezultaty mogą być wykorzystane przez rzeczoznawców i profesjonalistów badających wypadki drogowe. Wyniki te umożliwiają określenie charakterystyk przyspieszenia w pewnych realistycznych sytuacjach i ocenę, czy kierowca miał techniczną możliwość uniknięcia wypadku drogowego.

Słowa kluczowe: samochód, charakterystyki przyspieszenia, przyspieszenie wzdłużne, wyścigi, współczynnik przyczepności, przyspieszeniomierz, badania doświadczalne, system sterowania trakcji

* Dmitrij Bial, VGTU Faculty of Transport Engineering, Department of Transport Technological Equipment.

** Saulius Nagurnas, Valentinas Mitunevičius, VGTU Faculty of Transport Engineering, Department of Automobile Transport.

1. Introduction

The paper presents a brief survey of references, related to car acceleration characteristics and research of TCS. There are also presented the purpose and problems of this research, described the object of research and the used method of car testing on the different road pavements. The obtained results with their analysis are presented with recommendations and formulated conclusions.

During the experiments transversal accelerations were ignored as insignificant factors in analysis of cars longitudinal accelerations. The analysed found results can be useful for experts and professionals, investigating road accidents in cases, when one of the collision participant vehicles, in the accident initially standing, made attempts to get away the accident with acceleration. A similar occasion can happen if in a road cross a vehicle will enter too early. The obtained results enable to evaluate, if the driver had enough time to escape from the road accident by acceleration.

Often, avoiding road accidents at some conditions, cars ought not only brake efficiently, but as well and accelerate efficiently. In such case the car must have a sufficiently high controllability. Characteristics of car acceleration determine its manoeuvre ability, behavior in emergent conditions, when attempts are being made to prevent the road accident. Namely therefore research of car acceleration characteristics is of great importance. Having analysed car acceleration characteristics we obtain a possibility to analyse the controllability of front drive cars – ability to pass by an obstacle with acceleration.

2. Review of the references

Sangdon Lee in his paper [1] proposes information on car acceleration characteristics, evaluating the change of acceleration pedal, car speed and acceleration.

Authors Sangmin Kang, Maru Yoon and Myoungho Sunwoo in their paper [2] examined and described TCS working by designing TCS working model. The knowledge of this article has been used performing car acceleration experiments.

There are briefly descriptions of TCS working essentials in J.Y. Wong book “Theory of ground vehicles” [3].

Process analysis of the controlled car acceleration was analysed by R.S. Gan and V.B. Proskuryakov in their article [5].

By examining scientific articles, which are related to car acceleration with TCS [1–3, 5] and other references [4, 6–9], it have been ascertained that usually, although not in all senses, TCS improve car acceleration characteristics.

3. Aims and problems of the experimental research

The carried out experiments were tended to analysis of car acceleration processes going on different road pavements (with different adhesion coefficients) with evaluation of TCS influence on car dynamic characteristics. Such experiments allow learning of real characteristics of car acceleration when it accelerates at emergent mode.

For higher precision of the obtained results there were tested different cars (with petrol and diesel engines, with mechanical and different types of automatic gearboxes).

In car acceleration experiments we accepted transversal accelerations as insignificant, having unessential values. So the main attention was paid to longitudinal accelerations of cars. Also there were ignored some occasional parameters, such as wind, pavement inequalities in the entire road sector a. o. There were made attempts to carry out experiments with different cars at the same road conditions (closed experimental site, dry asphalt-concrete and snow-covered asphalt-concrete, see Fig. 1, 2).

4. The object and method of the experimental research

For acceleration measurement in the experimental research there was used the “XL Meter Pro Gamma” accelerometer [4]. During experiments the run up was being carried out from 0 to 60 km/h on a dry asphalt-concrete (see Fig. 1) and from 0 to 40 km/h on a snow-covered one (see Fig. 2).



Fig. 1. The experimental road sector with a dry asphalt-concrete pavement
(the accelerometer installed in the car)

Rys. 1. Doświadczalny odcinek drogi z suchą nawierzchnią asfaltowo-betonową
(przyspieszeniometer zainstalowany w samochodzie)



Fig. 2. The experimental road sector with a snow-covered asphalt-concrete pavement
(the accelerometer installed in the car)

Rys. 2. Doświadczalny odcinek drogi z nawierzchnią asfaltowo-betonową pokrytą śniegiem
(przyspieszeniometer zainstalowany w samochodzie)

During the experimental research the pattern of the tyres protectors' had a sufficient depth (4 to 8 mm).

It should be noted that all the experiments were carried out with car engines operating at normal working temperatures. Run up on a dry asphalt-concrete was being carried out at emergent manner by pressing the accelerator pedal home.

The experiments were carried out with cars having included traditional mechanical gearboxes as well as automatic gearboxes of different types (DSG – *Direct Shift Gearbox*, planetary, stepless CVT – *Continuously Variable Transmission*). These cars have the possibility to switch the TCS ON and OFF (see Tables 1, 2).

In winter conditions car acceleration experiments were carried out without emergent pressing the acceleration pedal home. Evaluating the pavement adhesion characteristics there were made attempts to proportion properly the accelerator pedal in order to limit car slide to a permissible level. So was treated with the “ON” and “OFF” TCS, because in other case the car driving wheels would constantly slide and the obtained results would be meaningless.

5. Results of the experimental research and their analysis

Experiments made on the dry asphalt-concrete pavement show that values of acceleration with the TCS ON are less than values when the TCS is OFF (see Table 1 and Figs. 3 to 5).

Table 1

Acceleration values of the cars, tested on dry asphalt-concrete paving

	TCS ON	TCS ON	TCS OFF	TCS OFF
Automobile	$a_{av. max}$ [m/s ²]	$a_{av.}$ [m/s ²]	$a_{av. max}$ [m/s ²]	$a_{av.}$ [m/s ²]
Volkswagen Golf 1.9 TDI 77 kW (DSG)	4.687	2.950	4.843	2.979
Mitsubishi Lancer 1.8 105 kW (CVT)	4.087	2.599	4.137	2.637
Volkswagen Golf 1.9 TDI <i>BlueMotion</i> 77 kW (manual gearbox)	5.260	3.056	5.810	3.162

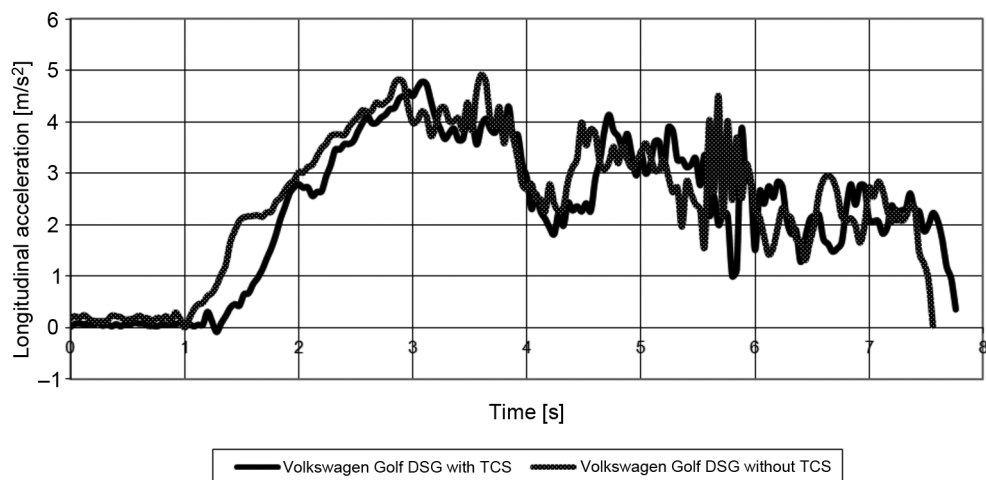


Fig. 3. Car Volkswagen Golf 1.9 TDI 77 kW (DSG) acceleration diagrams, when TCS is switched ON and OFF (dry asphalt-concrete)

Rys. 3. Samochód Volkswagen Golf 1.9 TDI 77 kW (DSG) – wykresy przyspieszenia przy TCS włączonym i wyłączonym (sucha nawierzchnia asfaltowo-betonowa)

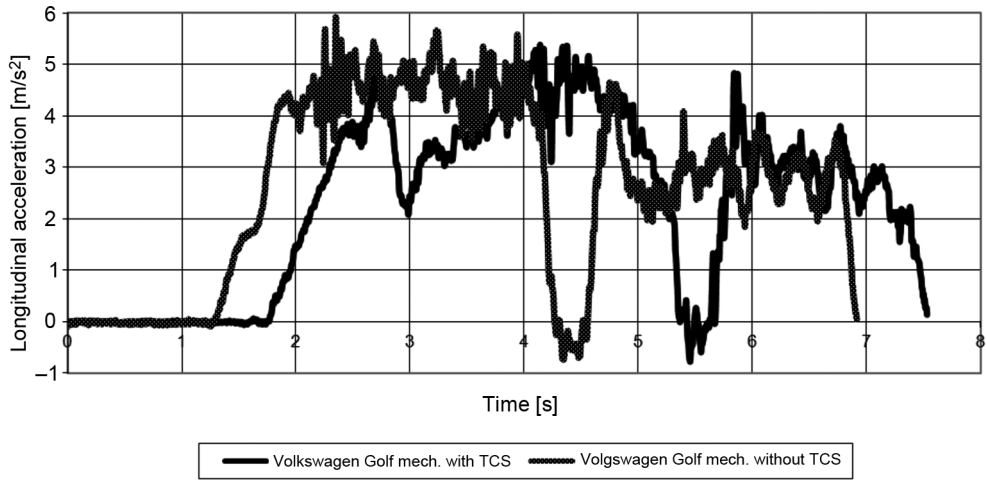


Fig. 4. Car Volkswagen Golf 1.9 TDI *BlueMotion* 77 kW (manual gearbox) acceleration diagrams, when TCS is switched ON and OFF (dry asphalt-concrete)

Rys. 4. Samochód Volkswagen Golf 1.9 TDI *BlueMotion* 77 kW (ręczna skrzynia biegów) – wykresy przyspieszenia przy TCS włączonym i wyłączonym (sucha nawierzchnia asfaltowo-betonowa)

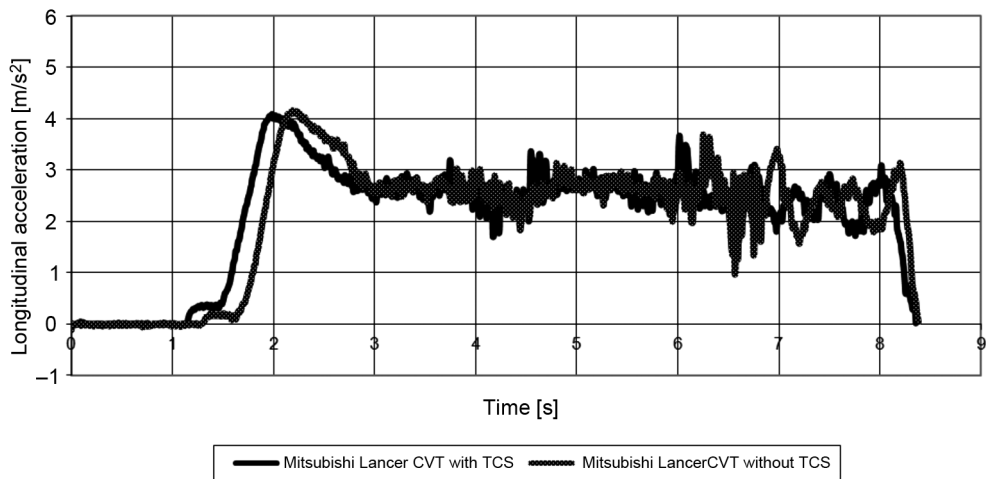


Fig. 5. Car Mitsubishi Lancer 1.8 105 kW (CVT) acceleration diagrams, when TCS is switched ON and OFF (dry asphalt-concrete)

Rys. 5. Samochód Mitsubishi Lancer 1.8 105 kW (CVT) – wykresy przyspieszenia przy TCS włączonym i wyłączonym (sucha nawierzchnia asfaltowo-betonowa)

It may be that such results were obtained because of possible precautions, installed in TCS with purpose of slip prevention of the driving wheels. Cars were tested on a dry asphalt-concrete, where the adhesion coefficient was sufficiently high and car driving wheels drove without slip. Because of these reasons acceleration values for cars with TCS ON are less than values for cars with TCS OFF. Would there has been a partial slip of the driving wheels, it would not be a deciding factor of car acceleration decrease.

The graph of car acceleration as time function for a car accelerating with the TCS ON in many cases seems more even, without clearly seen sharp increases and decreases of car acceleration, whereas for cars accelerating with TCS OFF they are clearly seen (see Figs. 3 to 5). Such results were obtained because for car acceleration with TCS ON slip of its driving wheels is under constant control by decrease of the rotation speed of the car engine at the necessary moment (when the slip is to begin). For this reason graphs of car acceleration with TCS ON seem more even, without significant jumps, whereas if a car accelerates with TCS OFF, slip of driving wheels is not controlled. When the traction power exceeds the adhesion power, a partial slip of driving wheels begins and adhesion between tyres and road pavement can be lost. Namely at such moments there occur sharp falls of car acceleration, as it is clearly seen on the graphs (see Figs. 3 to 5). When car acceleration further proceeds, adhesion renews and values on the graphs explodes up to a some value, when a partial slip of the driving wheels renews, a partial loss of adhesion occurs again.

Because of right proportioning of acceleration with the acceleration pedal (in winter conditions) adhesion of car wheels with road pavement was almost near to the limit of initialization of the driving wheels slip. So it was done with purpose to reach maximum possible acceleration driving on a slippery road pavement (see Figs. 6, 7). It should be noted that at some cases and moments values of acceleration with TCS OFF were obtained higher than for TCS ON (see Table 2 and Figs. 6, 7). This fact shows that with TCS OFF it is possible to reach higher maximum values of accelerations on a slippery pavement than with TCS ON but such problem is more difficult.

Also it should be noted that the obtained results in no shape do not indicates the inefficiency of the TCS, because there were analysed the most successfully accelerations. A part of experiments failed and were excluded from the research because of too high slip of driving wheels as erroneous.

Table 2

Acceleration values of cars tested on a snow-covered asphalt-concrete paving

	TCS ON	TCS ON	TCS OFF	TCS OFF
Automobile	$a_{av. max} [m/s^2]$	$a_{av.} [m/s^2]$	$a_{av. max} [m/s^2]$	$a_{av.} [m/s^2]$
Volkswagen Golf 1.9 TDI 77 kW (DSG)	2.317	1.338	2.197	1.391
Volkswagen Golf 1.9 TDI <i>BlueMotion</i> 77 kW (manual gearbox)	2.103	1.179	2.167	1.250

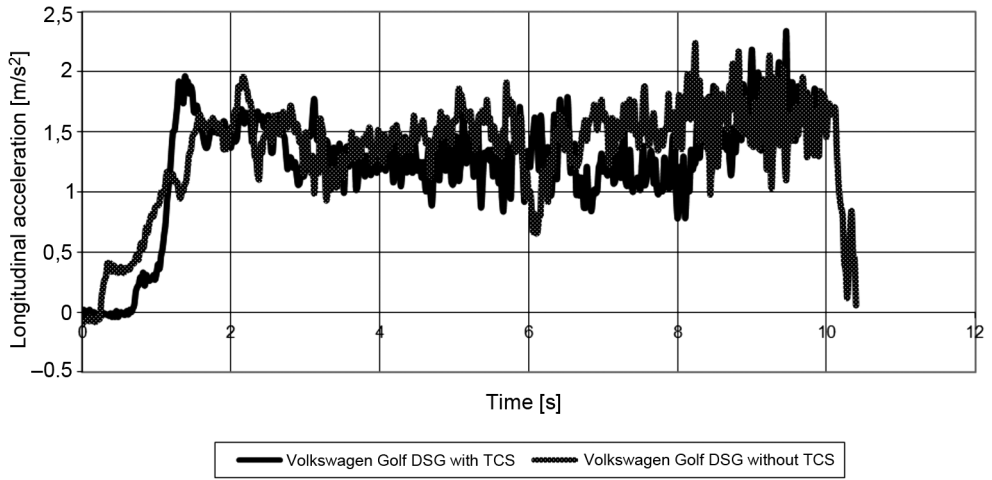


Fig. 6. Car Volkswagen Golf 1.9 TDI 77 kW (DSG) acceleration diagrams, when TCS is switched ON and OFF (snow-covered asphalt-concrete)

Rys. 6. Samochód Volkswagen Golf 1.9 TDI 77 kW (DSG) – wykresy przyspieszenia przy TCS włączonym i wyłączonym (nawierzchnia asfaltowo-betonowa pokryta śniegiem)

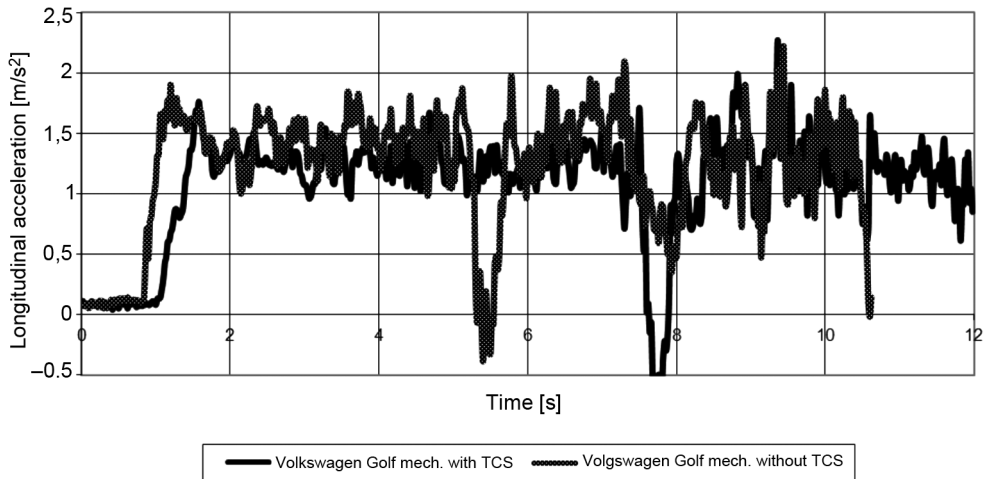


Fig. 7. Car Volkswagen Golf 1.9 TDI *BlueMotion* 77 kW (manual gearbox) acceleration diagrams, when TCS is switched ON and OFF (snow-covered asphalt-concrete)

Rys. 7. Samochód Volkswagen Golf 1.9 TDI *BlueMotion* 77 kW (ręczna skrzynia biegów) – wykresy przyspieszenia przy TCS włączonym i wyłączonym (nawierzchnia asfaltowo-betonowa pokryta śniegiem)

After experiments there became clear that in many cases the TCS determines even acceleration of cars without loss of adhesion with road pavement and it assists to drive the vehicle. But sometimes better car acceleration values can be obtained by the proper proportioning of the acceleration pedal (so that wheel slip would be near to its marginal value but because of a partial slip the possible maximum characteristics of acceleration would not decrease) and for cars without TCS (see Table 2 and Figs. 6, 7).

6. Conclusions

After experimental research of car acceleration for cars with and without the TCS the following conclusions are formulated:

1. It was established that car acceleration with the switched off TCS is not even if compared with the TCS switched on. As a car without the TCS intensively accelerates on a slippery road pavement, an improper proportioning of the acceleration pedal press will arouse loss of adhesion between the car driving wheels and road pavement and the car will slide at some time moments. This negatively influences the car acceleration characteristics. In such case the value of acceleration can significantly decrease and approach to zero. It should be noted that this do not happens if the TCS is switched on.
2. A proper proportioning of the accelerator pedal press on a slippery road paving with TCS switched off at some circumstances better acceleration characteristics can be obtained comparing with experiments with TCS switched on.
3. The results found in the experiments show that for cars with TCS switched off on a dry road pavement accelerations can be at 0.5 m/s^2 higher than accelerations with TCS switched on. This happens because of the constant control of wheel slip with some reserve; therefore acceleration of cars with TCS switched on can be less effective.
4. Average values of car accelerations, found in the experiments are:
 - for acceleration on a dry asphalt-concrete pavement, TCS ON, $a_{av.} = 2.868 \text{ m/s}^2$;
 - for acceleration on a dry asphalt-concrete pavement, TCS OFF, $a_{av.} = 2.926 \text{ m/s}^2$;
 - for acceleration on a snow-covered asphalt-concrete pavement, TCS ON, $a_{av.} = 1.259 \text{ m/s}^2$;
 - for acceleration on a snow-covered asphalt-concrete pavement, TCS OFF, $a_{av.} = 1.321 \text{ m/s}^2$.
5. It is seen from the obtained values that TCS can decrease insignificantly acceleration characteristics (2–5%). It should be noted that TCS does not allow any driving wheel slip; therefore car driving become easier and the car in parallel become much safer because the car preserves its stability and possibility of devious passing by an obstacle with acceleration. It means that there remains some continuous possibility to pass safely by the obstacle in emergent accidents.
6. The carried out research shows that if not in all cases but in many of them the TCS serve the purpose of improvement of car acceleration characteristics as well as car controllability – the possibility to pass by an obstacle by a devious trajectory without a road accident; it is important from the safety point of view.
7. Analysis of the research results indicates the conclusion that there would be purposeful to carry out a research of car acceleration characteristics driving car by a devious trajectory (e.g. by figure of eight/slalom) so creating a possibility to research the controllability

of cars with the front wheel drive – the ability of devious pass by of an obstacle with acceleration (presence or absence of such ability) together with operation and peculiarities of the ESP – *Electronic Stability Program*.

References

- [1] Sangdon L., General Motors Technical Center, 30200 Mound Road, M/C 480-111-P56, Warren, MI 48090, *Principal component analysis of vehicle acceleration gain and translation of voice of the customer*, Proc. IMechE, Vol. 222, Part D: J. Automobile Engineering.
- [2] Sangmin K., Maru Y., Myoungcho S., Department of Automotive Engineering, Hanyang University, Seoul, *Traction control using a throttle valve based on sliding mode control and load torque estimation*, Proc. IMechE, Vol. 219, Part D: J. Automobile Engineering.
- [3] Wong J.Y., *Theory of ground vehicles*, fourth edition, 2008, 560.
- [4] *XL Meter Pro Gamma* user's manual and *XL Vision* software.
- [5] Gan R.S., Proskuryakov V.B., *Process analysis of the controlled car acceleration* (Ган Р. С., Проскуряков В.Б. Анализ процесса управляемого разгона автомобиля), (<http://www.ebiblioteka.lt/resursai/Uzsienio%20leidiniai/MFTI/2003/004.pdf>).
- [6] Igoryevich Sh.A., Olegovich K.G., *The mathematical model of car acceleration with the driving axle slip* (Шадин Алексей Игоревич, Котиев Георгий Олегович. Математическая модель разгона автомобиля с пробуксовкой ведущей оси), (<http://technomag.edu.ru/doc/101523.html>).
- [7] Auto club, *Car starting and acceleration* (Трогание с места и разгон автомобиля), (<http://www.asimovclub.ru/ar21.html>).
- [8] Khortov V., *Power of the ICE ten times lower but acceleration as before* (В. Хортов. Мощность ДВС на порядок ниже, а разгон автомобиля прежний), (http://boni2.narod.ru/raznoe/avto_2.htm).

ALEKSANDER UBYSZ*

SPRAWNOŚĆ NAPĘDU W DWUFAZOWYM, RZECZYWISTYM CYKLU JEZDNYM POJAZDU

DRIVE EFFICIENCY IN 2-PHASE REAL DRIVING CYCLE FOR A CAR

Streszczenie

W niniejszym artykule zaprezentowano interesujące wyniki badań i obliczeń sprawności napędu różnych pojazdów w dwufazowym cyklu jezdny. Jest to kontynuacja symulacyjnych obliczeń dla pojazdu samochodowego, gdy jedna z faz jest napędową o maksymalnej sprawności ogólnej silnika napędowego przy wybranym przełożeniu skrzyni biegów, a druga – nienapędowa: wybiegu lub rewersyjna.

Słowa kluczowe: faza jezdna, sprawność efektywna silnika, sprawność napędu, charakterystyka silnika, wskaźnik wykorzystania energii w pojeździe

Abstract

This paper presents interesting results of the research and calculations of drive efficiency in different vehicles in 2-phase driving cycle. This is a continuation of simulation calculations for a car where one of the phases means a driving phase with maximal overall engine efficiency with selected reduction ratios of the gearbox, whereas the other one is a non-driving phase of driving in neutral or reverse.

Keywords: driving phase, engine efficiency, drive efficiency, engine performance map, estimable energy of car index for a vehicle

* Dr inż. Aleksander Ubysz, Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych, Wydział Transportu, Politechnika Śląska.

1. Wstęp

Od wielu lat trwają prace nad opracowaniem wskaźnika służącego do oceny dobroci energetycznej pojazdów samochodowych [1, 2]. Takie paszporty (metryczki) od dawna mają do oceny artykuły gospodarstwa domowego, piece c.o, a ostatnio wprowadzono dla odbiorników prądu (EEI – Estimable Energy Index). Jedynie w pojazdach samochodowych nie dopracowano się czytelnego wskaźnika poszanowania energii w pojeździe poza ważonym zużyciem paliwa i emisji $\text{CO}_2 - b_{\text{CO}_2}$ [1, 3, 4].

Jak wynika z powiększającego się rozziemu pomiędzy przyrostem eksploatowanych pojazdów a wydobyciem paliw kopalnych w świecie, jest na to najwyższy czas. Nie jest to zadanie łatwe, gdyż asortyment klas i rodzajów pojazdów jest obecnie tak duży, że trudno znaleźć uniwersalny wskaźnik oceny, satysfakcjonujący wszystkich użytkowników szerokiej gamy pojazdów. Na stopień wykorzystania energii w pojeździe mają największy wpływ 3 zespoły: silnik napędowy, układ przeniesienia napędu oraz nadwozie pojazdu. Zdaniem autora jakość maksymalnego wykorzystania energii w pojeździe najlepiej będzie określić za pomocą sprawności napędu η_n w dwufazowym cyklu jezdny z nienapędową fazą drugą: wybiegu lub jazdy rewersyjnej [6, 7].

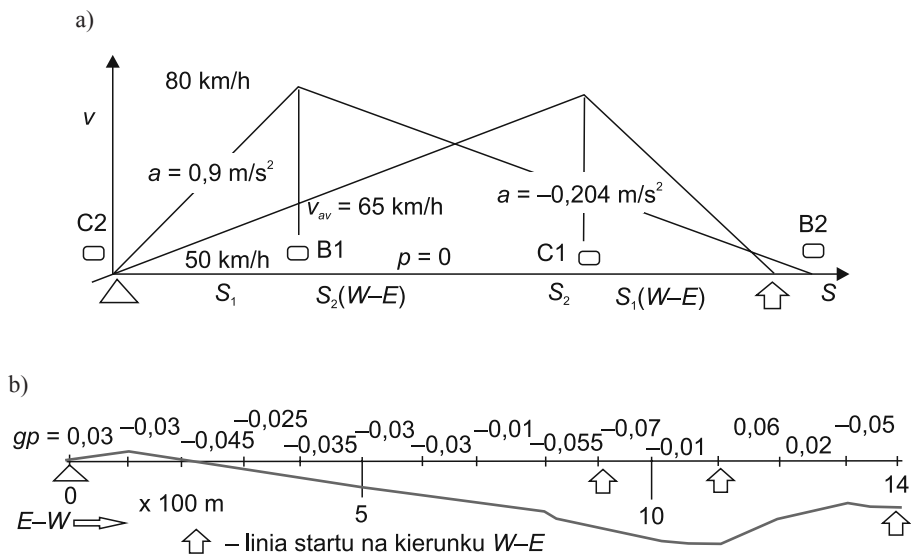
Sposób i zakres prędkości przeprowadzonego badania będzie oddawał jakość trzech wymienionych na wstępie zespołów: w fazie napędowej sprawności efektywnej silnika i układu przeniesienia napędu, a w fazach nienapędowych opory ruchu pojazdu w zakresie prędkości 50–80 km/h. Miarą wykorzystania energii będzie nierzadko trzycyfrowa sprawność napędu, którą można nazwać wskaźnikiem poszanowania energii w pojeździe EEOCI (Estimable Energy of Car Index) lub dwie wartości przebiegowego zużycia paliwa Q_{wyb} i Q_{rev} oraz odpowiadające im jednostkowe zużycia paliwa g , ($\text{dm}^3/(100 \text{ km} \cdot \text{Mg})$) [1, 5].

2. Teoretyczne podstawy przeprowadzenia badań

Dotychczas na kursach szkolenia kierowców uznawano tylko jeden rodzaj fazy nienapędowej w ruchu pojazdu. Od wielu lat producenci samochodów osobowych wycofują się z tego założenia, przyjmując, że jazda z rozłączonym napędem jest powszechnie wykorzystywana przez kierowców. Świadczy o tym przewidziana przez producenta zwiększona prędkość obrotowa silnika na biegu jałowym w ruchu pojazdu i wyniki sondaży środowiskowych prowadzonych na Wydziale Transportu Politechniki Śląskiej [5].

Autor największą sprawność napędu, powyżej 100%, uzyskał w cyklu dwufazowym w określonych warunkach dla $S_1 = S_2 = 500 \text{ m}$ [7]. W warunkach jazdy rzeczywistej często zmieniających się parametrów przyspieszenia i pochylenia drogi, może zachodzić sytuacja, gdy możliwe jest wykorzystanie fazy jazdy wybiegiem na znacznie dłuższym odcinku niż jazdy w fazie napędowej (rys. 1a), co potwierdziły badania drogowe dla dynamiki ($a \cdot v$) = 13–17 W/kg [8].

Obliczenia przeprowadzono w odniesieniu do odcinka jezdni o znanym pochyleniu wzdłużnym drogi (rys. 1b) metodą całkowitej energochłonności ruchu. W tym celu do pomiaru odcinków S_1 i S_2 należy wykorzystać znaczniki punktów na jezdni, ograniczających odcinki pomiarowe (punkty A, B', C) i dystansomierz kołowy.



Rys. 1. Profil prędkości pojazdu w dwufazowym cyklu jezdnym z fazami $S_1 < S_2$ (a) na jezdni o gp geodezyjnie scharakteryzowanym (b) (B – znaczniki białe na kierunku $E-W$, C – czerwone – $W-E$)

Fig. 1. Speed profile in 2-phase driving cycle with phases $S_1 < S_2$ (a) on a road with geodetically characterized gp (b) (B – white markers for $E-W$ direction, C – red markers for $W-E$ direction)

3. Charakterystyka miejsca i obiektów badań

Badania prowadzono na 1,4 km prostym, niemal poziomym odcinku drogi o niewielkim pochyleniu wzdłużnym profilu jezdni, jak na rys. 1b. Pomiary prowadzono w zakresie prędkości jazdy 50–80 (rozbieg) – 50 (wybieg lub rewers) dla obydwóch kierunków jazdy z zaznaczoną dla każdego kierunku linią początku pomiaru rozbiegu pojazdu od 50 km/h w górę do 80 na wybranym biegu. Na kierunku $W-E$ do wyboru były 4 punkty startowe: 4 (ścigacz), 9, 11, 14. Badano wiele pojazdów z rowerami napędzanymi silnikami spalinowymi włącznie, ograniczono się do porównania 4 samochodów osobowych różnych klas napędzanych silnikami ZI (tab. 1).

Charakterystyka samochodów osobowych biorących udział w badaniu wskaźnika wykorzystania energii w pojeździe i jednostkowego zużycia paliwa przez pojazd g_v (Q_{\min})

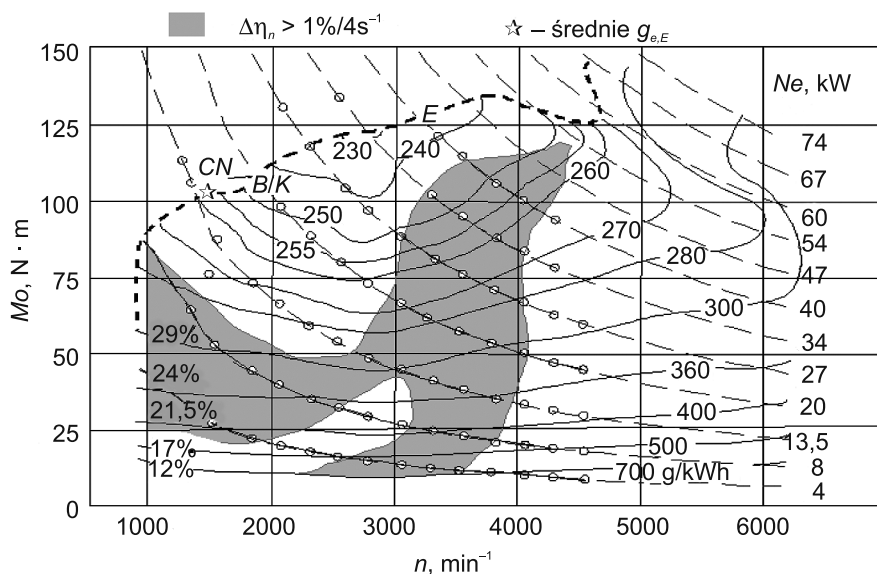
Cecha	Samochód klasy			
	<i>B/K</i>	<i>D</i>	<i>C/V</i>	<i>A</i>
1	2	3	4	5
Rodzaj silnika/max. Moment napęd	ZI/150	ZI/180	ZI/145	ZI/95
Pojemność i moc użyteczna dm ³ , [kW]	1,6/74	1,8/109	1,6/76	1,0/55
Wymiary pojazdu, BxH/K, [m/kg/m]	-/0,37	-/0,364	1,9x1,7/0,65	-/0,38
Współczynniki oporów toczenia i pow. f, c_x	0,13, 0,32	0,13, 0,29	0,14, 0,40	0,14, 0,32
Promień dynamiczny koła, [m]	0,307	0,327	0,308	0,274
Masa badawcza/ $g_{e,opr}$, [kg/g/kWh]	1400/250	1550/255	1620/257	1200/253
Moce użyteczna N_e i średnia oblicz. $N_{e,E}$, [kW]	74/20	109/27	74/15;22	55/15
Przełożenie całkowite $i_{e,5}, i_{e,4}$	3,33	3,21	2,744/3,466	3,230
Współczynnik mas wirujących δ_3, δ_4 , [-]	1,04	1,04	1,04, 1,08	1,03
n_{av} na, 5-, 4-biegu dla $v_{av} = 50-80$ km/h; [s ⁻¹]	1870	1700	1540/1940	2030

W celu otrzymania wartości średniej sprawności napędu η_n dla poziomej jezdni pomiary prowadzono w dwóch kierunkach jazdy (*E* – ze wschodu; *W* – na wschód) dla fazy napędowej 1 (*A*–*B*²) i nienapędowej 2 (*B*²–*C*). W fazie rozbiegu pojazdu w fazie napędowej od 50 do 80 km/h na odpowiednim przełożeniu pedał przyspieszenia powinien być wciśnięty w zakres zapewniający pracę silnika w pobliżu linii ekonomicznej *E*. Do obliczeń wykorzystano reprezentatywną charakterystykę ogólną silnika ZI 1,6 (rys. 2).

4. Obliczenia sprawności napędu η_n w dwufazowym cyklu jezdnym

Obliczenie sprawności napędu η_n w przypadku cyklu dwufazowego definiuje się jak w cyklu jednofazowym. Jest to iloraz energochłonności ruchu *E* do energii zużytej do realizacji *E*, czyli energii Ξ zawartej w zużytym w dwóch fazach paliwie. A *E* jest to iloczyn siły napędowej F_n i drogi *S* przebytej dzięki tej sile. W cyklu dwufazowym dzięki sile napędowej działającej na koła na odpowiednim biegu z obciążeniem silnika w obszarze linii *E* (ekonomicznej) maksymalnej sprawności (rys. 2) pojazd przebywa dwa odcinki drogi: S_1 i S_2 .

Dzięki temu, że na poziomej drodze $S_1 \ll S_2$ licznik równania 2 może być większy od mianownika. Współrzędne pracy silnika na charakterystyce ogólnej można w fazie rozbiegu (1) liczyć metodą **superpozycji** z rozbiem odcinka na „i” faz pomiarowych lub dla jednej wartości średniej $g_{e,av}$. Błąd obliczeń w drugim przypadku nie przekroczy w 86% pomiarów wartości 3%. Dla każdego obszaru współrzędne punktu pracy obliczamy z hiperboli mocy $N_{e,i}$ (1) oraz średniej prędkości obrotowej silnika $n_{av,i}$ (6).



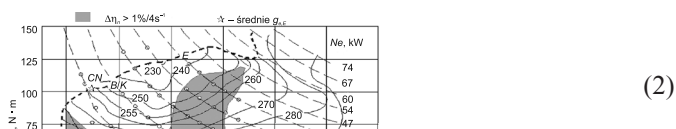
Rys. 2. Adaptowana do obliczeń g_e charakterystyka ogólna dla silników z tab. 1

Fig. 2. Overall engine performance map from Tab. 1 adapted to calculations of g_e

$$N_{e,i} = F_{n,i} \cdot v_{av,i} \quad (1)$$

gdzie:

$F_{n,i}$ – cząstkowa wartość siły napędowej w i -tym przedziale ze średnią prędkością $v_{av,i}$



Różnica w obliczeniach sprawności napędu dla rewersyjnej fazy 2 polega na obliczeniu na podstawie ujemnego przyspieszenia rewersu a_r drogi $S_{2,r}$ (4). Obliczenie przyspieszenia ujemnego hamowania silnikiem na drodze o $p = \sin\alpha = 0$ moc hamowania rewersyjnego wynosi [7]:

$$-N_{e,r} = F_n \cdot v \quad (3)$$

Po podstawieniu i przekształceniu równanie przyjmie znaną postać [7]:

$$a_r = \frac{(-p_m \cdot V_{ss} \cdot n)}{2v \cdot \delta \cdot m} - \frac{m \cdot g \cdot f}{\delta \cdot m} - \frac{K \cdot v_{av}^2}{\delta \cdot m} \quad (4)$$

gdzie:

- p_m – średnie ciśnienie oporów mechanicznych silnika na biegu luzem,
- V_{ss} – objętość skokowa silnika, $1,8 \cdot 10^{-3} m^3$,
- n – średnia prędkość obrotowa silnika dla hamowania silnikiem, dla biegu 5 28,33 s^{-1} ,
- v_{av} – średnia prędkość w fazie rewersyjnej, 18,1 m/s,

- m – masa badawcza pojazdu, 1550 kg,
 δ – współczynnik mas wirujących na 5 biegu, -1,04,
 g – przyspieszenie ziemskie, 9,81 m/s²,
 f – współczynnik oporów toczenia, 0,012,
 K – zespolony współczynnik oporów aerodynamicznych, dla badanych samochodów 0,364–0,395 kg/m.

Na objętość paliwa zużytego w cyklu dwufazowym składają się większa ilość paliwa $V_{p,1}$ zużytego w fazie napędowej i znacznie mniejsza w fazach nienapędowych. Dla rewersu jest to średnio 3 razy większe niż na biegu jałowym ($G_j = 0,21$ cm³/s) zużycie paliwa na biegu luzem ($n_{bl} = 2000$ min⁻¹) tylko przez pierwsze 3 s pracy silnika (5).

$$\Xi = \sum_{i=1}^6 \Xi_i = \sum (g_{e,i} \cdot N_{e,i} \cdot W_d \cdot t_{1,i}) + G_j \cdot W_{d,V} \cdot t_2 \quad (5)$$

gdzie:

- $g_{e,j}$ – jednostkowe zużycie paliwa g/kWh,
 $W_{d,V}$ – objętościowa wartość opałowa paliwa,
 $t_{1,i}$ – czas trwania fazy 1 (interwału 1, i),
 t_2 – czas zasilania silnika w fazie 2 $G_j G_{bl}$.

$$\Delta n_i = \sum_{i=1}^6 \frac{(v_{k,i} - v_{p,i}) \cdot i_c}{0,377 \cdot r_d}; \text{min}^{-1} \quad (6)$$

Za pomocą równ. (7) i (8) obliczono również minimalne przebiegowe zużycie paliwa przy impulsowo-wybiegowym sterowaniu $Q_{av,\min}$ i jednostkowe zużycie paliwa przez pojazd g_v :

$$Q_{av,\min} = \frac{100 \cdot (S_1 + S_2) \sum_{i=1}^6 F_{n,i}}{6 \cdot \sum \Xi_i + 6 \cdot G_j \cdot W_{d,V} \cdot t_2 (3s)}; \frac{\text{dm}^3}{100 \text{ km}} \quad (7)$$

$$g_{v,\min} = \frac{Q_{av,\min}}{m}; \frac{\text{dm}^3}{(100 \text{ km} \cdot \text{Mg})} \quad (8)$$

Wyniki obliczeń przedstawiono w tab. 3. W dalszej części sprawność napędu określana jest jako wskaźnik wykorzystania energii w pojeździe EEoCI. Otrzymane wyniki badań dla wielu pojazdów samochodowych z automatyczną skrzynią biegów, jednoślądów, użytkowych oraz rowerów wykorzystano w załączniku podręcznika do indywidualnych projektów obliczeń η_n przez studentów wybranych kierunków studiów.

5. Wyniki pomiarów

Wyniki pomiarów przeprowadzonych na czterech samochodach osobowych różnych klas zebrano w tab. 2.

Na obszarze zabudowanym bardzo często mamy możliwość przeplatania faz napędowych z nienapędowymi przy proporcji $S_2/S_1 \gg 1$. Ale tylko dla prędkości $v_{av} = 60\text{--}70$ km/h przy zastosowaniu fazy wybiegu możliwe jest osiągnięcie tak dużej sprawności napędu η_n i ogólnej η_e bliskiej maksymalnej (35% w silnikach ZI i 40% w mniejszych silnikach ZS – tzw. LD-D).

Autor w programie obliczeniowym EKO-DRIVIE 2005 w obliczeniach średniego przebiegowego zużycia paliwa Q_{av} uwzględnił na obliczanej trasie przejazdu udział drogi $S = S_1 + S_2$ przebytej w cyklu wielofazowym wybiegiem. W zależności od długości i przebiegu trasy może to być wartość od 0,0 (dla tych, co nie stosują wybiegu) do 1,3 (długi zjazd: utrata energii potencjalnej).

W 1981 roku Zespół z Politechniki Wrocławskiej osiągnął metodą jazdy impulsowo-wybiegowej, czyli dwufazowej na rajdzie w specjalnie przygotowanym samochodzie Fiat 126p z silnikiem ZI 650 zużycie średnie 1,70 dm³/100 km. Jej istotą jest w fazie napędowej eksploatowanie silnika na możliwie największym biegu z maksymalną sprawnością, nie zważając na zalecane w ecodrivingu ograniczanie (a^*v) do 6–4 W/kg. Dzięki temu wydłuża się czas pracy i przebyta drogę pojazdu w fazie nienapędowej, o niewielkim zapotrzebowaniu na energię w postaci zużycia paliwa w fazie nienapędowej.

W omówionym przykładzie (a^*v) nieznacznie przekracza wartość bliską wyliczonej w rozdz. 4 cz. 3 na temat minimalizacji zużycia paliwa [5, 8]. Oczywiście nie można w sposób ciągły w ruchu rzeczywistym przeplatać na przemian fazy nienapędowe z napędowymi. Pozwoliłoby to na zmniejszenie przebiegowego zużycia paliwa Q_{av} w przypadku gdy $S_1 = S_2$ o 1,0–1,8 dm³/100 km (patrz rozdz. 4 cz. 1) [5].

Jak wynika z pomiarów i obliczeń sprawności napędu w zróżnicowanych warunkach ruchu pojazdu sprawność napędu może przyjmować wartości w bardzo szerokim zakresie od wartości kilkunastu procent w warunkach manewrowych włączania się do ruchu lub spokojnej jazdy w ruchu miejskim samochodem o dużej dynamice napędu; do 100% i więcej przy zastosowaniu energooszczędnego skojarzenia faz napędowej z nienapędową, co wykazano w niniejszym artykule. Należy przypomnieć, że maszyny parowe miały mało satysfakcjonującą użytkowników sprawność 10–12%.

Prawdziwy *ecodriver* eksploatuje swój pojazd w sposób niezauważalny przez kierowców pojazdów sąsiednich. Jedynie ograniczona prędkość maksymalna do 100–120 km/h i spokojna jazda poparta przewidywaniem sytuacji na drodze, dzięki czemu do minimum ograniczyć można wykorzystanie hamulców, może go w jakimś stopniu dekonspirować. Ważnym aspektem *ecodrivingu* jest utrzymywanie proporcjonalnej do prędkości odstępów do pojazdu poprzedzającego *ecodrivera*, co oczywiście poprawia warunki bezpiecznej jazdy. Takich kierowców na drogach spotyka się coraz więcej.

Pasażerowie *ecodrivera* zwrócą zapewne uwagę na częste korzystanie z faz nienapędowych, czyli jazdy rewersyjnej i wybiegu oraz – aby uniknąć wymuszeń zmian stylu jazdy – odpowiednio długiego (bezpiecznego) odstępu od pojazdu poprzedzającego. Z obliczeń wynika, że zbilansowany pod względem całkowitej energochłonności ruchu odcinek drogi o najwyższym, jaki znany nam jest, **Wskaźniku Poszanowania Energii w Pojeździe (EEoCI)** pozwala zejść z $Q_{av,w}$ w cyklu dwufazowym do wartości o około 2,2 dm³/100 km mniejszej.

Wskazane jest wyznaczenie dla tych sprawności napędu η_n lub wskaźnika EEoCI jednostkowego zużycia paliwa przez pojazd ($g_v - \text{dm}^3/(100 \text{ km} \cdot \text{Mg})$) Q odniesionego na jednostkę masy [1]. Okaze się, że zastosowane w 1980 r. przez dr. Z. Krupałę w samochodzie PF 126 P ZI 650 ($m = 750 \text{ kg}$) pewne rozwiązania techniczne, zmniejszające zużycie paliwa w jeździe techniką impulsowo-wybiegową do 1,70 dm³/100 km ($g_v = 2,27 \text{ dm}^3/100 \text{ km/Mg}$), są w pełni możliwe, a równoważone są obecnie przez nowoczesne, seryjnie produkowane we współczesnych samochodach rozwiązania (np. Toyota Avensis z silnikiem ZI 1,8 ($m = 1550 \text{ kg}$ 2006 r.) z $g_v = 2,39 \text{ dm}^3/(100 \text{ km Mg})$). Zakres prędkości jazdy w obydwóch pojazdach metodą impulsowo-wybiegową jest ten sam i można go przyjąć jako standard (50–80 km/h).

Charakterystyka samochodów różnych klas za pomocą Wskaźnika Wykorzystania Energii w Pojeździe (EEoCI) i minimalnego, średniego jednostkowego zużycia paliwa g_v na odcinku pomiarowym w ruchu w dwóch kierunkach ($E-W$, $W-E$)

Pojazd klasa	Faza nienap.	$S_{1,E}/S_{1,W}$ m	$S_{2,E}/S_{2,W}$ M	EEoCI _E %	EEoCI _W %	EEoCI _{av} %	$Q_{av,min}$ l/100 km	$g_{v,min}/g_{v,d}$ dm ³ /100 km/ Mg
1	3	4	5	7	8		9	10
A 1,0	Wyb.	305/272	703/402	0,846	0,585	0,716	3,35	2,79/54,7
	Rew.	291/274	432/297	0,796	0,665	0,731	3,55	3,96/77,6
B/K 1,6	Wyb.	281/263	651/455	0,75	0,92	0,835	4,16	2,97/51,2
	Rew.	306/273	432/405	0,78	0,80	0,79	4,36	3,12/53,8
C/V 1,6 5b.	Wyb.	462/470	707/518	0,586	0,593	0,590	4,11	2,39/33,1
	Rew.	501/540	399/369	0,576	0,532	0,554	4,69	2,73/37,9
C/V 1,6 4b.	Wyb.	312/348	748/536	0,936	0,868	0,902	4,57	2,66/36,9
	Rev.	304/343	499/373	0,872	0,691	0,782	4,94	2,90/39,8
D 1,8	Wyb.	202/222	823/589	1,25	0,823	1,04	4,64	2,99/52,5
	Rew.	207/238	589/500	1,08	0,846	0,963	5,44	3,51/61,6

5. Wnioski

Na podstawie zaprezentowanego w pracy materiału, można wyciągnąć ważne wnioski. Wymienię tylko najważniejsze z nich:

1. Kierujący pojazdem otrzymał do dyspozycji dwa ważne narzędzia oceny energooszczędnych możliwości kierowania pojazdem; pierwsze służy do oceny energooszczędnego stylu jazdy kierującego pojazdem, drugi pozwala poddać ocenie energetyczne właściwości pojazdu, z wykorzystaniem skojarzenia fazy napędowej i nienapędowej.
2. Do tego służą autorskie wskaźniki dynamiki jazdy K_d oraz poszanowania energii w pojeździe (EEoCI); na wytypowanym odcinku pomiarowym drogi w prosty sposób można ocenić korzyści wynikające ze skojarzenia w czasie jazdy faz napędowych z nienapędowymi, ocenianymi wielkością wzrostu sprawności napędu w dwufazowym cyklu jezdny (przy napędzie ciągłym $\eta_n < \eta_{e,max}$).
3. Z dwóch zaprezentowanych w tab. 3 wskaźników EEoCI i jednostkowego zużycia paliwa g_v nie otrzymano jednoznacznej odpowiedzi dotyczącej oceny energooszczędnych właściwości 4 samochodów osobowych w dwufazowych cyklach jezdnych; lepsze energooszczędne właściwości otrzymano dla skojarzenia fazy napędowej z fazą wybiegu oraz w przypadku skrócenia czasu rozpędzania samochodu dzięki wykorzystaniu punktu pracy silnika na linii (E) charakterystyki ogólnej na biegu niższym (bardziej dynamicznym).

Literatura

- [1] U b y s z A., *Charakterystyka współczesnych samochodów osobowych i ich silników*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1996.
- [2] L e n a e r s G., *On-board measurement of the influence of driving behavior and road type on CO emission and consumption for 4 powertrain technologies*, 12th EAEC European Automotive Congress Bratislava 2009, 125-132.
- [3] A u g u s t y n o w i c z A., *Modelowanie typu kierowcy samochodu*, Studia i Monografie, z. 232, Wydawnictwo Politechniki Opolskiej, Opole 2009.
- [4] C h ł o p e k Z., *Ekologia w pojazdach samochodowych*, Seria: Pojazdy Samochodowe, WKŁ, Warszawa 2006.
- [5] U b y s z A., *Poszanowanie energii w pojazdach samochodowych*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2011.
- [6] S i ł k a W., *Energochłonność ruchu samochodowego*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1997.
- [7] U b y s z A., *Energochłonność samochodu a zużycie paliwa w złożonych warunkach ruchu*, Monografia, Politechnika Śląska, Gliwice 2003.
- [8] U b y s z A., *Studium przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie w warunkach eksploatacyjnych*, rozprawa habilitacyjna, ATH, Bielsko-Biała 2010.

STANISŁAW GUMUŁA*, PRZEMYSŁAW ŁĄGIEWKA**

PNEUMATYCZNO-MECHANICZNY PRZETWORNIK ENERGII. CHARAKTERYSTYKI DYNAMICZNE I MOŻLIWOŚCI WYKORZYSTANIA W POJAZDACH MECHANICZNYCH

PNEUMATIC-MECHANICAL ENERGY CONVERTER. THE DYNAMIC CHARACTERISTICS AND THE POSSIBLE USE IN MOTOR VEHICLES

Streszczenie

Artykuł prezentuje wyniki badań eksperymentalnych pneumatyczno-mechanicznego przetwornika energii, który stwarza możliwość szybkiego przejmowania i przekształcania energii kinetycznej obiektów fizycznych w przypadku ich uderzenia o przeszkodę. Energia jest przekazywana do przetwornika poprzez pracę sił działających na pojazd lub jego elementy podczas zderzenia. Część przejmowanej przez przetwornik energii zamieniana jest za pośrednictwem tłoka na ciśnienie statyczne (praca sprężania) w cylindrze, część energii za pośrednictwem przekładni zębatej i sprzęgła jednokierunkowego zamieniana jest na energię ruchu obrotowego. W artykule pokazano schemat i zdjęcia przetwornika oraz wyniki badań przetwornika jako urządzenia zabezpieczającego obiekt fizyczny przed skutkami zderzenia z nieruchomą przeszkodą. Badania obejmowały przebieg sił uderzenia obiektu o przeszkodę za pośrednictwem przetwornika, przebieg przeciążenia, przebiegi drogi, prędkości i opóźnienia obiektu podczas tracenia prędkości.

Słowa kluczowe: zderzenia, pochłanianie energii, bezpieczeństwo

Abstract

Dissipation of energy and control of the energy flow in the mechanical systems are the processes inseparable from braking and protecting against the effects of the collisions between physical objects having a large kinetic energy. The work presents the results of experimental investigation of a pneumatic mechanical converter of energy. The converter permits to take over quickly and convert kinetic energy of physical objects in the case of a stroke against an obstacle. A part of the energy taken over by the converter is turned by way of the piston into static pressure (compression) in the cylinder. Another part, by way of the toothed gear and the unidirectional clutch, is turned into rotation energy. The paper presents a scheme and photos of the converter as well as the results of examining the converter as a device protecting a physical object against the effects of a collision with an immobile obstacle. The investigation included the course of impact forces, when the object strikes against an obstacle, by way of the converter, the course of the overload, courses of mileage, speed and deceleration of the object during losing velocity.

Keywords: impacts, energy absorption, safety

* Prof. dr hab. inż. Stanisław Gumuła, Katedra Systemów Energetycznych i Urządzeń Ochrony Środowiska, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, AGH Kraków.

** Mgr inż. Przemysław Łągiewka

Oznaczenia:

- t – czas
 x – przesunięcie, droga
 V – prędkość
 a – przyspieszenie
 m – masa
 F – siła

1. Wstęp

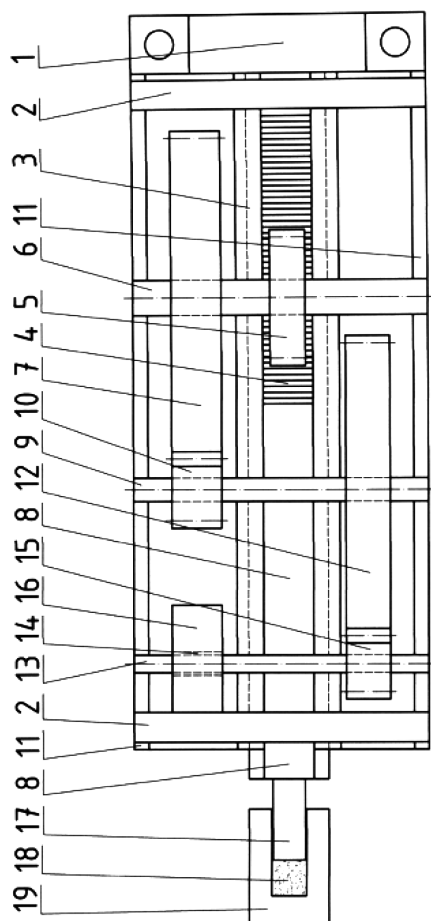
Kilka lat temu zrodziła się koncepcja zabezpieczania pojazdów mechanicznych przed skutkami zderzeń, polegająca na szybkim przekazaniu energii kinetycznej tych obiektów do specjalnych urządzeń nazwanych przetwornikami energii [1–4]. Przejęcie całej energii posiadającego dużą prędkość i dużą masę pojazdu nie jest łatwe. W tej sytuacji zrodził się pomysł wykorzystania przetworników do indywidualnej ochrony pasażerów pojazdów. Indywidualne przetworniki, czyli pochłaniacze energii, byłyby połączone z pasami bezpieczeństwa lub fotelami pasażerów. Uruchamiane byłyby naciągnięciem pasa bezpieczeństwa, lub przesunięciem fotela spowodowanego zderzeniem. Krótka droga ruchu elementów przetwornika potrzebna do przejścia energii powodowałaby nieznaczne wydłużenie pasów bezpieczeństwa zatem nie przestawałyby one spełniać tradycyjnej roli ochronnej. Prezentowana praca zawiera opis działania i wyniki badań takiego przetwornika.

2. Obiekt badań

Obiektem badań był pneumatyczno-mechaniczny przetwornik energii pokazany schematycznie na rysunku 1 oraz uwidoczniony na fotografii 1. Przetwornik składał się z podstawowej płyty nośnej (1), służącej do połączenia przetwornika z obiektem, w którym jest zabudowany, kołków montażowych (2) łączących boczne płyty nośne (11), elementu przejmującego siłę i energię (19), stanowiącego równocześnie cylinder pneumatycznej części przetwornika, zbiornika gazu przejmującego część energii uderzenia (18) tłoka sprężającego lub rozprężającego gaz, posiadającego blokadę ruchu powrotnego (17) połączonego z tłokiem listwy (8) przesuwającej się w prowadnicy (3) względem konstrukcji nośnej, zębátky (4) połączonej nieruchomo z listwą (8) koła zębatego (5) zazębionego z zębátką, łożyskowanej osi obrotowej (6) do której przymocowane jest koło zębate zazębione z zębátką (5) oraz duże koło zębate pierwszego stopnia przekładni multiplikacyjnej (7) łożyskowanej osi obrotowej (9) do której przymocowane jest małe koło pierwszego stopnia przekładni multiplikacyjnej (10) oraz duże koło zębate drugiego stopnia przekładni multiplikacyjnej (12) łożyskowanej osi obrotowej (13) do której przymocowane jest małe koło zębate drugiego stopnia przekładni multiplikacyjnej (15) oraz mechaniczny wirnikowy akumulator energii (16) połączony z osią (13) za pośrednictwem sprzęgła jednokierunkowego (14).

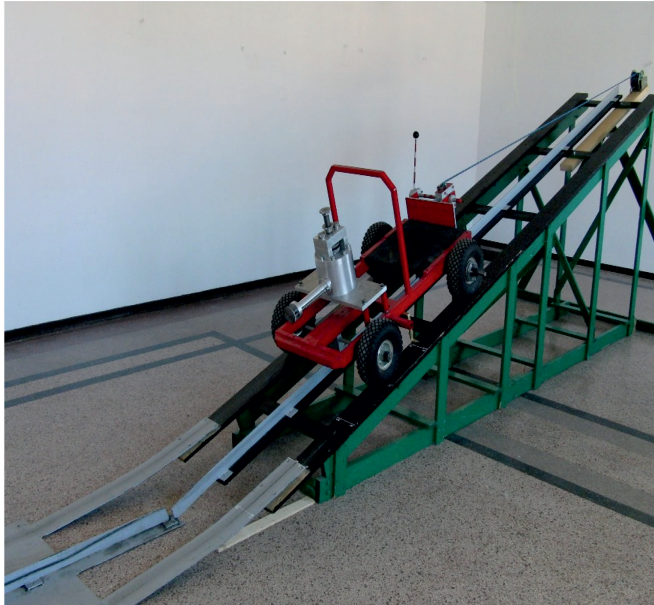
Przetwornik jest uruchamiany pod wpływem siły działającej na element 19. Siła powoduje najpierw sprężanie lub rozprężanie gazu w zbiorniku, zamieniając część przejmowanej energii kinetycznej na pracę termodynamiczną. Listwa 8 połączona z zębátką 4 posiada ograniczony zakres przesunięcia. Przesuwa się tylko o odcinek niezbędny do rozłączenia się

zazębienia się z kołem zębatym 5. Listwa 8 wraz z zębatką 4 może być wprowadzona do prowadnicy 3 albo w sposób pokazany na rysunku 1, albo w sposób pokazany na fotografii 1. Zależy to od tego, czy przetwornik będzie ściskany czy rozciągany pod wpływem sił przekazujących mu energię. Listwa 8 przejmuje energię od tłoka 17 i przekazuje za pośrednictwem zębatki 4 na koło zębate 5, zamieniając energię kinetyczną ruchu postępowego w energię kinetyczną ruchu obrotowego. Z kolei za pośrednictwem pierwszego stopnia przekładni multiplikacyjnej (koła zębate 8 oraz 10), a następnie drugiego stopnia przekładni multiplikacyjnej (koła zębate 12 oraz 15) energia już w postaci energii kinetycznej ruchu obrotowego jest przekazywana poprzez sprzęgło jednokierunkowe do mechanicznego akumulatora wirnikowego, który po szybkim przejściu energii powoli ją rozprasza zmieniając na ciepło.



Rys. 1. Schemat i elementy składowe badanego przetwornika energii

Fig. 1. Scheme and elements of the examined converter of energy



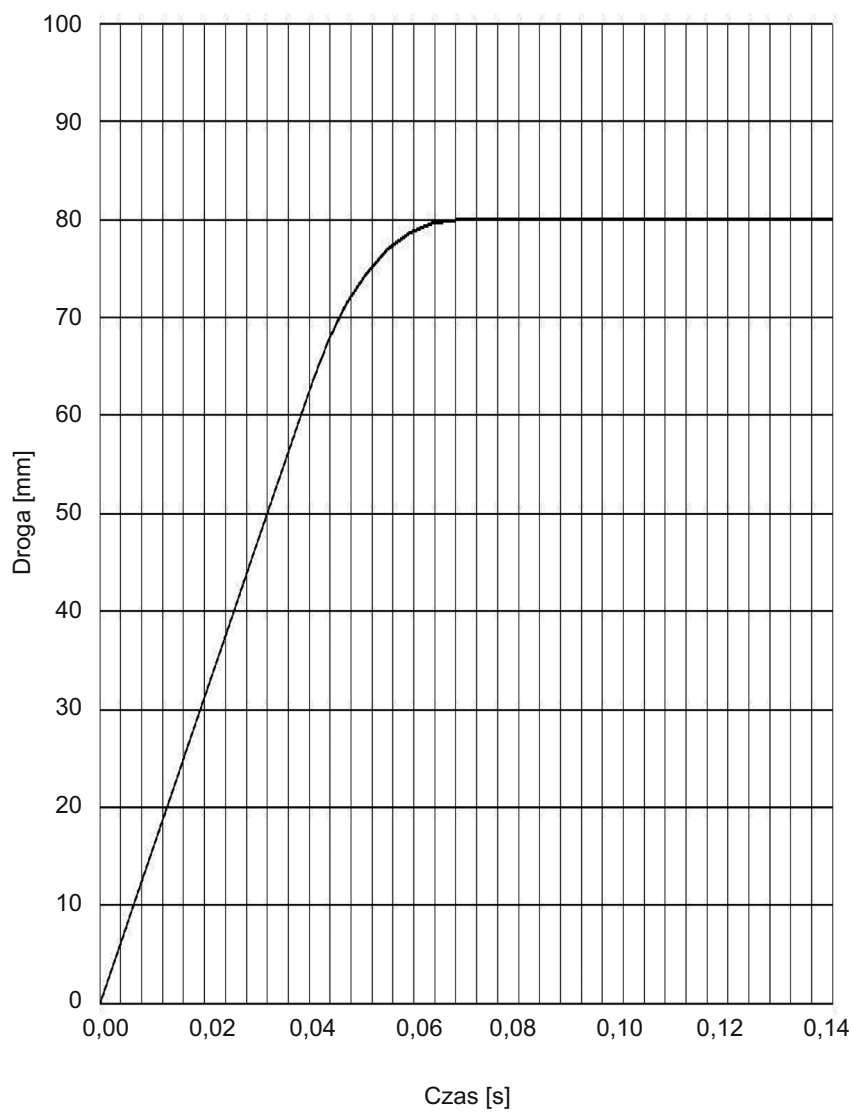
Fot. 1. Widok badanego przetwornika energii. Obok liniał o długości 100 mm

Photo 1. View of the examined converter of energy. Besides, the straight-edge 100 mm long



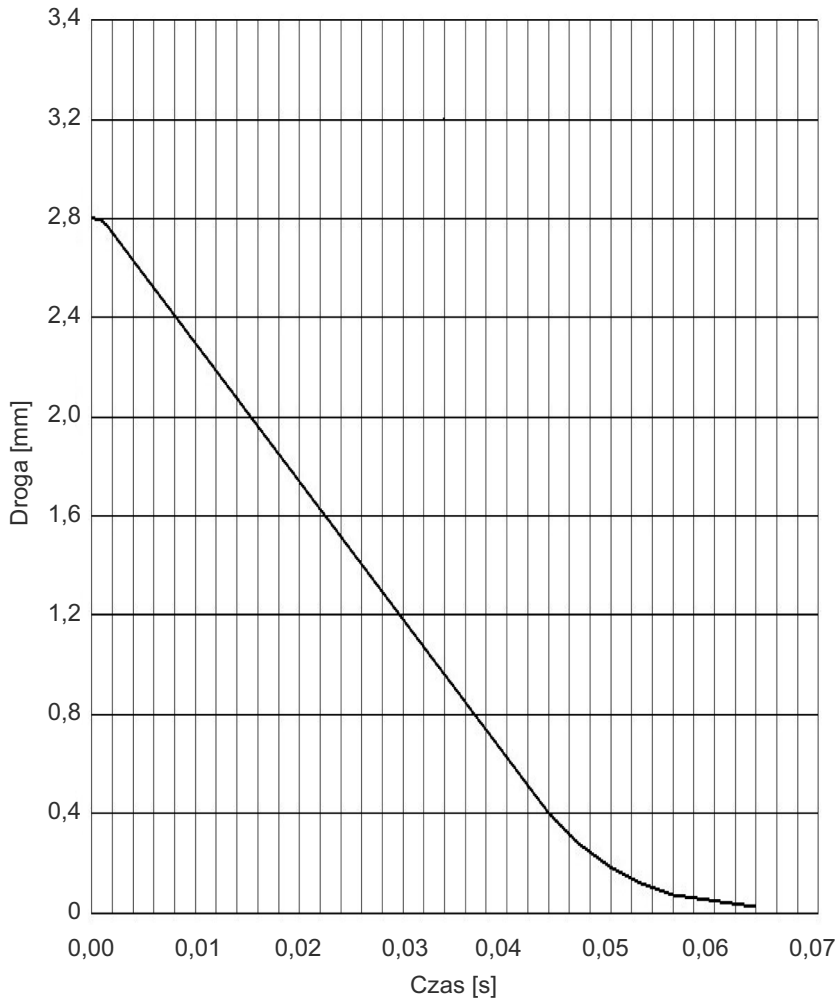
Fot. 2. Użyty do badań obiekt (wózek) i pochylnia do nadawania obiektowi prędkości (energii kinetycznej)

Photo 2. The object (a truck) used in the investigation and the inclined plane to give velocity to the object (kinetic energy)



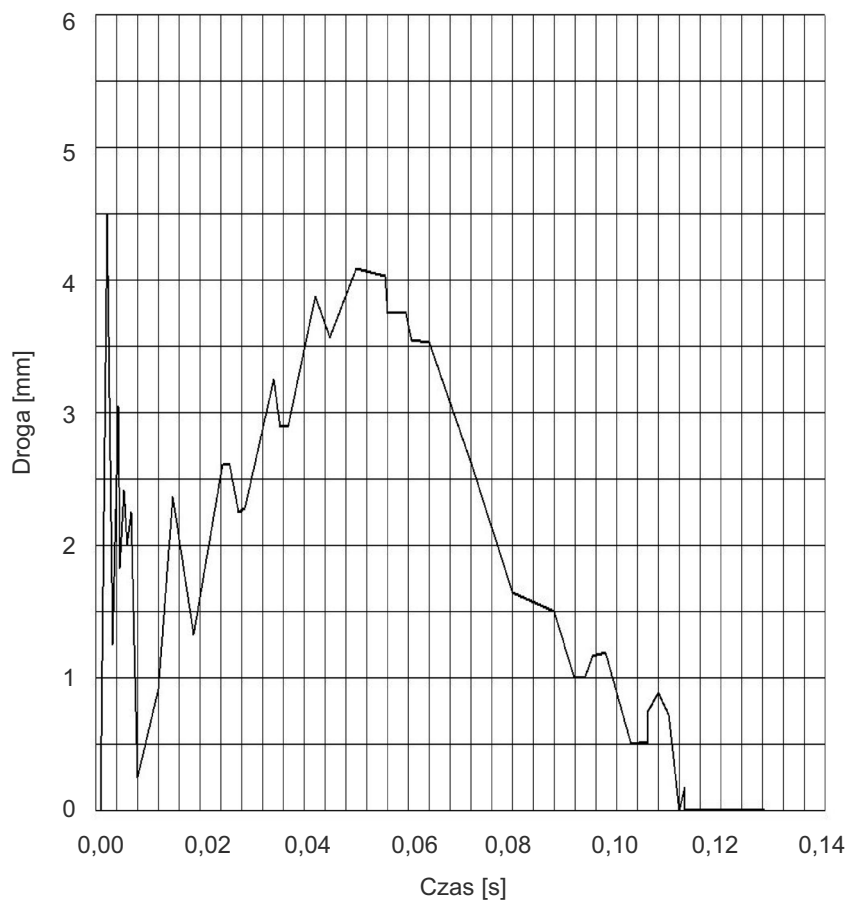
Rys. 2. Pochylnia do nadawania obiektowi prędkości

Fig. 2. Inclined plane to give velocity to the object



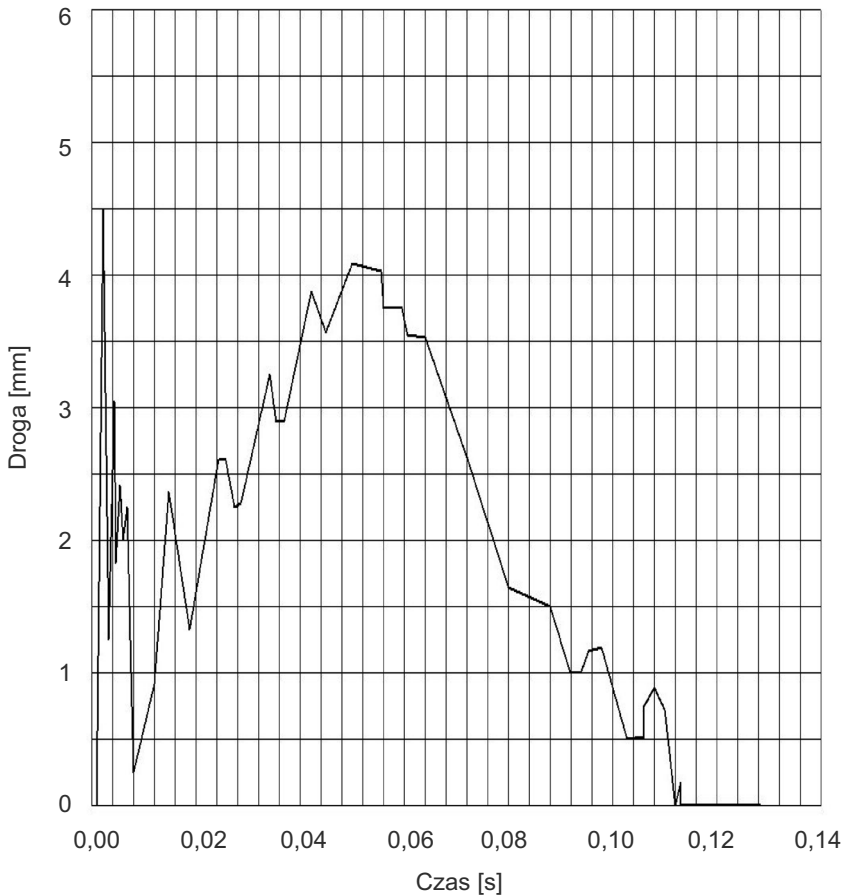
Rys. 3. Przebieg drogi obiektu wyposażonego w przetwornik energii podczas zderzenia z nieruchomą przeszkodą

Fig. 3. Running course of the object equipped with the converter of energy during a collision with an immobile obstacle



Rys. 4. Przebieg tracenia prędkości obiektu wyposażonego w przetwornik energii podczas zderzenia z nieruchomą przeszkodą

Fig. 4. Course of losing velocity by an object equipped with the converter of energy during a collision with an immobile obstacle



Rys. 5. Przebieg siły uderzenia obiektu w nieruchomą przeszkodę za pośrednictwem przetwornika energii

Fig. 5. Course of the object impact force, when striking against an immobile obstacle by way of the converter of energy

3. Metoda badań

Przeprowadzone badania polegały na przymocowaniu przetwornika do obiektu, którym był wózek o masie 85 kg. Wózek uzyskiwał energię kinetyczną, zjeżdżając po pochylni pokazanej na fotografii 2. Rozpędzony wózek uderzał za pośrednictwem przetwornika w nieruchomą przeszkodę. Przetwornik zabezpieczał wózek przed zniszczeniem, przejmując szybko jego energię kinetyczną ruchu postępowego, zamieniając ją na energię ciśnienia statycznego w cylindrze oraz energię ruchu obrotowego mechanicznego akumulatora wirnikowego.

Mierzono przebieg drogi wózka od momentu uderzenia za pośrednictwem przetwornika o przeszkodę do chwili zatrzymania. Na podstawie przebiegu drogi określono przebieg tworzenia przez wózek prędkości oraz przebieg opóźnienia. Ponadto pomiary obejmowały:

wielkości przesunięcia tłoka sprężającego gaz w cylindrze, czyli energię zamienianą na pracę termodynamiczną, przebieg przeciążenia w wózku, przebieg siły uderzenia wózka za pośrednictwem przetwornika o przeszkodę oraz prędkość obrotową wirnika przejmującego energię, czyli ilość przejętej przez przetwornik energii.

Przebieg przesunięcia wózka względem nieruchomej przeszkody mierzono czujnikiem potencjometrycznym. Przebieg prędkości wózka względem przeszkody mierzono z użyciem termoanemometru połączonego z wózkiem oraz na podstawie przebiegu drogi w czasie, przebieg przeciążenia za pomocą akcelerometru IMI Sensors 603 C01, przebieg siły uderzenia tensometrycznym czujnikiem siły HBM C9B.

4. Wyniki badań

Wyniki badań przedstawiono w postaci zestawienia zawierającego wszystkie podstawowe parametry eksperymentu oraz w postaci rysunków przedstawiających przebieg parametrów rejestrowanych podczas zderzenia.

Na rysunku 2 pokazano zarejestrowany przebieg drogi obiektu uderzającego w nieruchomą przeszkodę za pośrednictwem przetwornika energii. W chwili czasu $t = 0$ z przeszkodą styka się przetwornik. Obiekt nadal się przesuwa, tracąc szybkość i energię. Po czasie około 0,065 s osiąga prędkość, zero. Określony na podstawie przebiegu drogi w czasie przebieg tracenia przez obiekt prędkości podczas uderzenia pokazany został na rysunku 3. Jak widać z rysunku 3, obiekt, zderzając się za pośrednictwem przetwornika z nieruchomą przeszkodą, przez większą część czasu tracenia prędkości posiada stałe opóźnienie. Rysunek 4 przedstawia przebieg siły uderzenia obiektu w nieruchomą przeszkodę za pośrednictwem przetwornika energii. Należy zaznaczyć że badany przetwornik stanowi układ złożony z kilku oddziałujących na siebie mas. Analiza układu na podstawie równań dynamiki Newtona wymaga napisania dla każdej masy i działających na nią sił oddzielnego równania. Pomiar przebiegu siły bezwładności w obiekcie wykazał, że jest on identyczny z przebiegiem siły uderzenia, więc nie został zamieszczony. Jest to wynik zgodny z zasadą d'Alemberta.

Parametry liczbowe badanego zjawiska były następujące: masa badanego obiektu (wózka) uderzającego w nieruchomą przeszkodę wraz z zamontowanym przetwornikiem wynosiła 85 kg masa przetwornika 5,1 kg, prędkość obiektu w chwili zderzenia 2,8 m/s, energia kinetyczna obiektu w chwili zderzenia 333 J, moment bezwładności wirnika przejmującego energię $0,48 \times 10^{-3} \text{ kgm}^2$. Energia przejęta przez wirnik wynosiła 260 J, energia zgromadzona w cylindrze w postaci ciśnienia statycznego 0,5 J, procent energii obiektu uderzającego przejętej przez przetwornik 78%. Pozostała część energii została rozproszona poprzez tarcie i odkształcenia sprężyste. Analizując badany proces za pomocą równania wyrażającego zasadę pędu i popędu, otrzymujemy:

$$Fdt = d(mV) \quad (1)$$

Określając wartość liczbową lewej strony równania (1) na podstawie przebiegu siły pokazanego na rysunku 4, otrzymujemy:

$$\int_{t_1}^{t_2} Fdt = 220 \text{ Ns} \quad (2)$$

Określając wartość liczbową prawej strony równania (1), otrzymujemy:

$$\Delta mV = 238 \text{ Ns} \quad (3)$$

Rozbieżność wyników wynosząc około 7,5% należy tłumaczyć błędami pomiarów.

5. Wnioski

Przedstawiony pneumatyczno-mechaniczny przetwornik energii może stanowić skuteczne zabezpieczenie obiektów przed skutkami zderzeń, ponieważ pochłonął około 80% energii posiadanej przez obiekt przed zderzeniem. Przy większych energiach obiektów należy rozważyć szeregowe, równoległe lub szeregowo-równoległe łączenie tego typu przetworników oraz budowę przetworników większych. Część pneumatyczna przetwornika, to znaczy cylinder wypełniony powietrzem, i tłok przejmują znikomą część energii stanowiącą około 0,2% energii przejętej przez przetwornik. Część pneumatyczna przetwornika jest jednak niezbędna do obniżenia krótkotrwałych sił i naprężeń w momencie uderzenia. W działaniu przetwornika można wyodrębnić dwa bardzo korzystne mechanizmy. Jeden to przejmowanie energii obiektu w przypadku zderzenia i zabezpieczanie w ten sposób obiektu, by posiadana przez niego energia nie zmieniła się na pracę jego niszczenia. Mechanizm drugi to wydłużanie drogi i czasu zmiany prędkości, co pociąga za sobą zmniejszenie opóźnienia, a tym samym zmniejszenie sił bezwładności. Badany przetwornik miał objętość około 1,4 dm³. Być może, współpracując z pasami bezpieczeństwa lub fotelami w pojazdach mógłby pochłaniać w przypadku kolizji energię pasażera lub znaczną część tej energii. Przetworniki o większej kubaturze i zoptymalizowanych parametrach konstrukcyjnych mogą znaleźć zastosowanie w zderzakach pojazdów mechanicznych i energochłonnych barierach drogowych umieszczonych w miejscach szczególnie niebezpiecznych.

Literatura

- [1] Doruch H., Gumuła S., *Bumpers and brakes of vehicles with kinetic energy conversion of a vehicle progressive motion into kinetic energy of a mechanical accumulator rotational motion* 7th conference on dynamical systems theory and applications, Łódź 2003.
- [2] Gumuła S., Łągiewka L., *Zderzak z konwersją energii redukujący siły uderzenia i siły bezwładności podczas zderzeń pojazdów mechanicznych*, czasopismo techniczne, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, z. 7, 2004.
- [3] Gumuła S., Łągiewka L., *Conceptual design of vehicles, Protection against the impacts of collisions using the energy transfer method*, Journal of KONES Powertrain and Transport, No. 1, 2006r.
- [4] Gumuła S., Łągiewka L., *A method of impact and inertia force reduction during collisions between physical objects. Results of experimental investigations*, Journal of Technical Physics, No. 1, 2007.

ALEKSANDER UBYSZ*

81° SKALA OCEN ECODRIVERA

81-DEGREE SCALE FOR ECODRIVER ASSESSMENT

Streszczenie

Celem artykułu jest zaprezentowanie utylitarnych możliwości nowo opracowanej metody oceny energooszczędnego stylu jazdy kierującego dowolnym samochodem osobowym w rzeczywistych warunkach ruchu. Ostatecznie w 2005 r. dopracowana empirycznie 81-stopniowa skala współczynnika dynamiki jazdy K_D na każdej trasie przejazdu pozwala na precyzyjną ocenę kierującego i wdrażanych przez niego udoskonaleń energooszczędnego sterowania prędkością samochodu.

Słowa kluczowe: zużycie paliwa, dynamika jazdy, ecodriving

Abstract

The aim of this study is to present functional benefits of the innovative method of energy-efficient driving style of a driver who uses a passenger car in real traffic conditions. The 81-degree scale of the coefficient of drive dynamics K_D can be employed for a precise assessment of driving and the improvements in energy-efficient vehicle speed control the driver makes.

Keywords: fuel efficiency, drive dynamics, ecodriving

* Dr inż. Aleksander Ubysz, Katedra Budowy Pojazdów Samochodowych, Wydział Transportu, Politechnika Śląska.

1. Wstęp

W ostatnich latach trwają intensywne prace nad zmniejszeniem całkowitej energochłonności ruchu pojazdu w warunkach rzeczywistych. Obecnie przy stale rosnących cenach nośników energii jest to zagadnienie coraz bardziej zasługujące na uwagę przedsiębiorstw transportowych oraz prywatnych posiadaczy pojazdów [1]. Samych producentów pojazdów nie w pełni satysfakcjonuje podawane w metryce pojazdu homologacyjne zużycie paliwa, o czym świadczą badania koncernu BMW i innych ośrodków naukowych [2, 8, 9]. Najbardziej znanym i od wielu lat w Europie wykorzystywanym wskaźnikiem oceny energooszczędnych własności pojazdów jest homologacyjne zużycie paliwa w cyklu ważonym (mieszanym): $Q_{waz} = 0,37 Q_m + 0,63 Q_d$.

Ten ważny wskaźnik energooszczędnych własności pojazdu niewiele ma wspólnego z energooszczędnym stylem jazdy osoby kierującej danym pojazdem. Dotychczas stosowana 3(4)-stopniowa ocena w żadnej mierze nie spełnia oczekiwań ecodriversów [2–4]. A przecież homologacyjne i uzupełniające je dla ekstremalnych warunków ruchu cykle jezdne można w prosty sposób wykorzystać w rzeczywistych warunkach ruchu do oceny energooszczędnej techniki sterowania prędkością pojazdu przez kierującego za pomocą autorskiego wskaźnika dynamiki jazdy K_D [5, 6].

W tym opracowaniu, autor oprócz powiększonej liczby przebadanych zestawów pojazd-kierujący, po raz pierwszy przetestował wskaźnik K_D dla jednego kierującego (nr 2) samochodem osobowym wyższej klasy w różnych warunkach jazdy. Pomimo małej dokładności pomiaru przebytej drogi (L) i zużytego paliwa (Q) wyniki obliczeń za pomocą programu EKO-DRIVE 2005 są interesujące.

2. Obiekt badań i technologia pomiarów

Do obliczeń wykorzystano autorski program EKO-DRIVE 2005. Pozwala on za pomocą trzech metod obliczyć dla dowolnej trasy przejazdu całkowite (normatywne) przebiegowe zużycie paliwa Q_c [5, 11]. Normatywne, gdyż wartość Q_c wykorzystuje do obliczeń na rozpatrywanej trasie przejazdu przebiegowe zużycie w 5 wybranych (ustalonych) cyklach jezdnych: dwóch homologacyjnych i 3 zaadaptowanych przez autora dla ekstremalnych warunków ruchu. Ponieważ ich zakres średniej prędkości jazdy obejmuje prędkości chwilowe o v_{av} od 2,43 do 160 km/h, dowolną trasę przejazdu można skwantyfikować odcinkami drogi przebytej w określonym zakresie prędkości (0–6,9 km/h – cykl SG_{MAX} , 6,9–30,5 km/h – UDC, 30,5–94,7 km/h EUDC, 94,7–∞ km/h cykl autostradowy AB).

Podstawą obliczeń Q_c jest wprowadzenie odpowiednich danych pojazdu oraz adaptacja do obliczeń reprezentatywnej charakterystyki ogólnej. Aby błąd obliczeń Q_d nie przekraczał $\pm 3\%$, a wartość Q_m zawarta była w przedziale błędu -10 do -28% , należy przeprowadzić za pomocą programu EKO-DRIVE 2005 proces adaptacyjny charakterystyki ogólnej [6, 7]. Proces adaptacji optymalnej charakterystyki ogólnej do obliczeń przebiegowego zużycia paliwa w dowolnym samochodzie osobowym autor scharakteryzował w publikacjach i monografiach wydanych przez autora po 2004 roku [5, 6, 11].

Wcześniej wykonane (dla 8 kierujących różnymi samochodami napędzanymi silnikami ZI i ZS) obliczenia współczynnika K_D wskazują, że może się on zawierać w 81-stopniowej skali w przedziale 0,80–1,60. Wynika stąd, że najbardziej dynamiczny kierujący może mieć na trasie

2 razy większe zużycie paliwa niż najbardziej energooszczędny. Potwierdzają to wyniki badań [6] i dlatego wskazane jest popularyzowanie energooszczędnego sterowania pojazdem.

Jak obliczono w [5, 6], w celu rzetelnego wyznaczenia współczynnika dynamiki sterowania prędkością pojazdu K_D celowe jest przeprowadzenie co najmniej 5–8 pomiarów zużycia paliwa i obliczenie jego wartości średniej. Pomiędzy obliczonym Q_c a zmierzonymi (rzeczywistymi) przebiegowymi zużyciami paliw Q_{rz} dla tych pomiarów istnieje dla każdego kierującego łatwy do określenia związek w postaci współczynnika dynamiki sterowania prędkością pojazdu K_D (równanie 10, rys. 1) [5, 6].

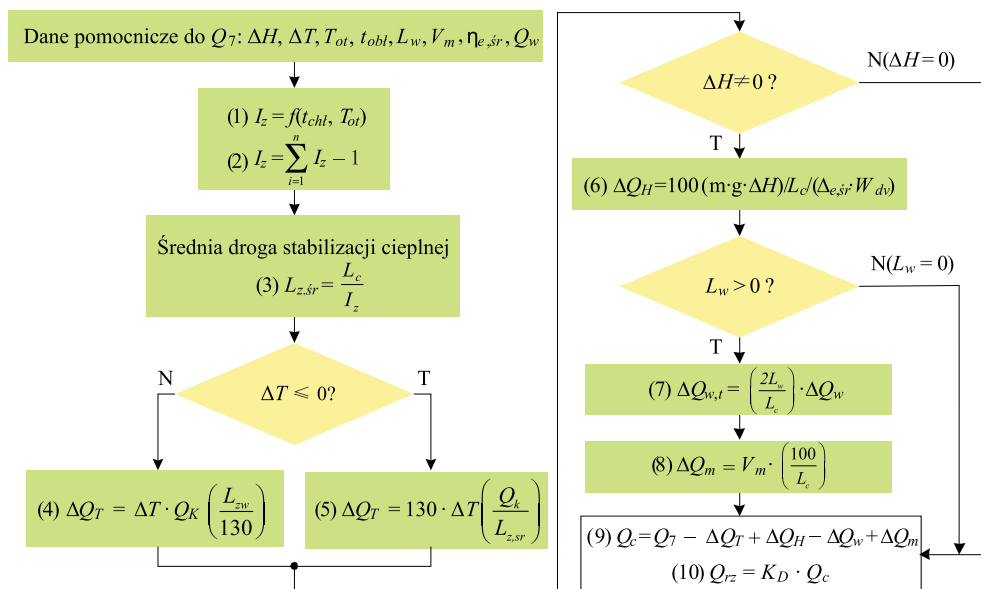
Charakterystyka samochodu osobowego klasy D, na którym kierujący „2” przeprowadził w serii zimowych przejazdów wrywkowe pomiary ogólnie dostępną metodą wybranych parametrów, zawarta jest w tab. 1. Przypomnę, że do metody wybranych parametrów obliczeń Q_{av} na dowolnej trasie przejazdu należy określić: całkowite czasy i drogi przejazdu oraz jazdy w warunkach zatłoczonych ulic, czas zatrzymań wymuszonych warunkami ruchu drogowego, nie będącym jazdą w korku. Poza tym należy znać stan nawierzchni drogi, masę pojazdu, zmianę ΔH (m n.p.m.) na końcach trasy T_{op} , czas wychłodzenia pojazdu I_c przed ruszeniem w trasę, długość drogi przebytej z rozłączonym napędem. Natomiast Q_K (współczynnik wpływu temperatury otoczenia na przebiegowe zużycie paliwa – 0,0065–0,009 dm³/(100 km·K)) i objętość manewrową V_m (określona na podstawie trudności włączania/wyłączania się do/z ruchu – 0,03–0,25 dm³) należy przyjąć na podstawie empirycznej [6, 12].

Tabela 1

Dane samochodu osobowego klasy D (ZI 1,8 dm³) uczestniczącego w badaniach K_D [6]

Cecha	Jednostka	Samochód osobowy klasy D (2005/2010)
Moc użyteczna silnika	[kW]	94'05/108'10 (1,8 ZI)
Przełożenia w U.P.N. ¹⁾	–	M5:13,97;7,5;5,16;4,06;3,21/ M6:15,2;8,21;5,63;4,17;3,51;3,0
Masa własna + obciążenie 2 osób	[kg]	1330 + 220 = 1550
Współczynnik oporów toczenia f	–	0,012
Współczynnik oporów powietrza	[kg/m]	0,368/0,358
Promień dynamiczny koła	[m]	0,327
Sprawność U.P.N.	–	1,0; 0,95; 0,90
Charakterystyka ogólna	–	Obca: ZI 2,4(Ch-ka. 2 z ED'05)
Homologacyjne zużycie paliwa Q_m/Q_d	[dm ³ /100 km]	8,7; 5,7/8,2; 5,6
Zużycie paliwa na biegu jałowym G_j	[dm ³ /h]	0,70/0,66
Moc jednostkowa ($a \cdot v$)	[W/kg]	(6–4)/(6–4); (10–8)
Wskaźnik mocy jednostkowej N_m	[kW/Mg]	70

¹⁾ w A optymalizowano dwie wersje ($a \cdot v$), a w D dwie wersje ($a \cdot v$) z manualnymi skrzyniami biegów, 5 i 6 stopniową [7].



Rys. 1. Algorytm obliczania przebiegowego zużycia paliwa Q_c w samochodzie osobowym

Fig. 1. The algorithm calculation of fuel consumption in passenger car

Praktyczne znaczenie obliczonych Q_c można ocenić, jeżeli każdą z trzech wartości przebiegowego zużycia paliwa odniesiemy do interesującej przyszłego użytkownika klasy pojazdu, jeszcze lepiej do masy własnej lub całkowitej, gdyż otrzymamy wartość charakteryzującą sprawność pojazdu, a ściślej jednostkowe zużycie paliwa przez pojazd g_v , $\text{dm}^3/(100 \text{ km} \cdot \text{Mg})$ [10]. Jego wartość podaje koszt zużycia paliwa przy przemieszczaniu jednostki masy pojazdu 1 Mg na odległość 100 km. Wartość g_v waha się, w zależności od masy całkowitej pojazdu, w zakresie 23,0 dla jednoślądów do 0,75 $\text{dm}^3/(100 \text{ km} \cdot \text{Mg})$ dla 28 Mg ciągników siodłowych z naczepą.

Za pomocą tych parametrów niestety nie można ocenić energochłonności stylu jazdy danym pojazdem. Do dzisiaj najbardziej powszechnym w użyciu jest trzystopniowa skala oceny kierowców: oszczędny, normalny i dynamiczny. Belgowie w 2009 r. wprowadzili pojęcie ecodrivery [4].

Jednak do szczegółowej oceny ecodrivery i ewentualnych środków, które w celu zmniejszenia zużycia paliwa zaczyna stosować bardzo przydatna jest 81-stopniowa skala, pozwalająca metodą statystyczną uchwycić ewentualne korzyści z zastosowania konkretnego rozwiązania (zmiana techniki sterowania, zastosowanie nowego środka technicznego). Do tego celu najlepiej nadaje się popularyzowany od 4 lat współczynnik dynamiki sterowania prędkością pojazdu K_D [5, 10]. Jego walory oceny ecodrivingu polegają na porównaniu zużycia paliwa w warunkach rzeczywistej jazdy na dowolnej trasie przejazdu do zużycia wyznaczonego na bazie zużycia w 5 cyklach jezdnych w ruchu rzeczywistym [10, 12].

Za pomocą autorskiego programu EKO-DRIVE 2005 na dowolnej trasie przejazdu zużycie paliwa symuluje się odcinkami drogi przebytymi techniką sterowania charakterystyczną dla jednego z cykli jazdy: SG_S – Stop & Go wolny ($v = 2,43$ km/h), SG_F – szybki (6,9), UDC (1,8,7), EUDC (62,3), AB – autostradowy (119). Doświadczalnie stwierdzono, że trzy pierwsze cykle jezdne w ruchu rzeczywistym są wymuszane warunkami ruchu drogowego, natomiast udział pozostałych dwóch w przebytej trasie jest wynikiem wyboru kierującego pojazdem. *Ecodriver* ogranicza prędkość jazdy do 80–120 km/h. Podyktowane jest to najmniejszym zużyciem paliwa w zakresie prędkości 70–90 km/h w fazach napędowych [7, 10].

3. Wyniki obliczeń K_D dla kierowcy „2” w samochodzie klasy D z silnikiem ZI 1,8

W poz. [7] pod koniec rozdz. 5 wśród utylitarnych korzyści opracowanego programu obliczeń przebiegowego zużycia paliwa EKO-DRIVE 2005 autor na pierwszym miejscu wymienia nowo opracowaną skalę oceny energooszczędnego sterowania prędkością pojazdu. W niespotykanej dotychczas 81-stopniowej skali ocen ecodrivingu na podstawie pomiarów zużycia paliwa dla kierującego nr „2” ocena energooszczędnej techniki jazdy wypadła pomyślnie ($K_D = 0,95$), pomimo braku uciążliwości stylu jazdy dla otoczenia na drodze. Zastosowanie mechanicznego wskaźnika kontroli położenia pedału przyspiesznika pozwoliło na zmniejszenie K_D o 3 jednostki.

Na podstawie badań wskaźnika K_D na dużej liczbie kierujących określonymi samochodami osobowymi dotychczas autor nie przeprowadził sprawdzianu, czy ma na niego bardziej wpływ rodzaj samochodu czy wypracowana technika sterowania prędkością pojazdu, która z biegiem czasu zamienia się w rutynę. Jest to o tyle interesujące, o ile w nowym samochodzie kierujący ma do dyspozycji wskaźniki chwilowego Q_{ch} i średniego Q_{av} zużycia paliwa. Ten pierwszy wskaźnik ma fundamentalne znaczenie przy ocenie energooszczędnej jazdy w fazach napędowych, natomiast ten drugi wykazuje na bieżąco wpływ stosowanej przez kierującego techniki jazdy i warunków ruchu na drodze.

W celu określenia K_D przez kierującego nr „2” samochodem klasy D należało wykonać 6–9 pomiarów zużycia paliwa na dowolnie wybranych trasach przejazdu (w tym przypadku kolejne 9 tras zrealizowanych zimą w dn. 09.02–15.02.2012). Z danych umieszczonych w tab. 2 wynika jasno, że warunki otoczenia i ruchu (w tym włączania i wyłączania się z ruchu były zróżnicowane).

Aby nie komplikować obliczeń, założono do wyboru dwie wartości manewrowej objętości zużytego paliwa: $V_{m1,2} = 0,11$ i $0,16$ dm³. Ma ona znaczny wpływ na wartość przebiegowego zużycia paliwa na krótkich i ultrakrótkich trasach przejazdu, kiedy Q_{av} może osiągnąć nawet wartość trzycyfrową [12].

Ponieważ obliczenia Q_7 (zużycie w warunkach odniesienia w 266 K) bazują na zużyciu paliwa w 5 wybranych cyklach jezdnych, konieczny był dobór i adaptacja jednej z dwóch charakterystyki ogólnej silnika ZI. Charakterystyka nr 2 silnika ZI 2,4 dm³ pojemności skokowej dawała na tyle dokładne wyniki zużycia paliwa w homologacyjnych cyklach jezdnych, że poza podstawowymi modyfikacjami (zakresu prędkości obrotowej i maksymalnego momentu obrotowego) nie były konieczne dodatkowe korekty charakterystyki (np. mapy g_e). W tab. 3 umieszczono wyniki obliczeń homologacyjnych i rzeczywistych przebiegowych zużyć paliwa w wybranych cyklach jezdnych dla zróżnicowanych warunków ruchu.

Wyniki obliczeń umieszczone w tabelach 2 i 4 można szybko otrzymać metodą numeryczną z pomocą programu EKO-DRIVE 2005. Autor miał zamiar umieścić go w podręczniku, ale liczne kruczki programowe, które bez ich znajomości czynią program uciążliwym w użyciu, wymagają opracowania oddzielnej instrukcji obsługi programu. W części 1 podręcznika *Pożyzanie energii w pojazdach samochodowych* autor zasygnalizował złożoność procedury obliczeń. Aby przedstawić komplet wyników obliczeń, w tab. 4 dla dziewięciu rozpatrywanych przejazdów umieszczono obliczone dane pomocnicze w postaci 4 poprawek ΔQ_i (rys. 1).

W opracowanym programie obliczeń przebiegowego zużycia paliwa uwzględniono najważniejsze czynniki mające wpływ na przebiegowe zużycie paliwa odniesienia Q_7 (widocznych w podstawowym algorytmie obliczeń na rys. 5.10 podręcznika, cz. 1).

Cała trudność polega na obliczeniu zużycia paliwa w pięciu wybranych cyklach jezdnych, przy czym należy pamiętać, że w ruchu rzeczywistym podlegają zmianie warunki ruchu na drodze i parametry trakcyjne pojazdu, takie jak masa, współczynniki oporów toczenia i aerodynamicznych (dodatkowe równania do obliczeń wartości zastępczych) [6].

Tabela 2

Obliczenia metodą wybranych parametrów porównawczego zużycia paliwa Q_7 w zimowej serii przejazdów w samochodzie klasy D z silnikiem ZI 1,8 za pomocą programu EKO-DRIVE 2005 ($m = 1550$ kg, opony z bieżnikiem zimowym)

Lp.	S_c [km]	t_c [s]	t_p [s]	t_{SG} [s]	S_{SG} [m]	I_z [-]	ΔH [m]	ΔT [K]	U_w [-]	Q_7 1/100 [km]	Q_{rz} 1/100 [km]
1	5,2	420	50	0	0	0,3	8	-6	0,6	6,29	6,7
2	9,0	840	120	280	150	1,0	-19	-7	0,3	7,5	7,96
3	9,0	960	180	0	0	0,9	19	-4	0,3	6,85	8,11
4	9,0	1260	90	510	250	1,05	-19	-6	0,2	7,05	9,86
5	9,0	720	110	0	0	0,7	19	3	0,2	7,28	7,11
6	23,0	1230	70	0	0	0,3	-29	5	0,4	6,44	5,24
7	23,0	1260	140	0	0	0,4	29	4	0,3	6,77	6,48
8	9,0	1020	220	0	0	0,95	-19	6	0,26	7,99	8,06
9	10,0	1500	150	720	450	0,8	19	6	0,2	8,99	10,1

Tabela 3

Obliczone przez program zużycia paliwa w homologacyjnych i wybranych cyklach jezdnych (dm³/100 km) dla zróżnicowanych warunków pracy oraz dla 3 samochodów

Klasa pojazdu	$m = 1450$ kg		$m = 1550$ kg; $f = 0,012$					$m = 1550$ kg; $f = 0,019$ (śnieg)				
	Q_m	Q_d	Q_m	Q_d	Q_{SGS}	Q_{SGF}	Q_A	Q_d	Q_m	Q_{SGS}	Q_{SGF}	Q_A
D ⁷ SZII,8	7,9;10 [%]	5,6;2 [%]	8,2	5,7	12,7	25,0	6,93	9,43	6,6	15,5	25,6	7,75

Tabela 4

Objętość manewrowa V_m (dm³) dla różnych skojarzeń stopni trudności włączania/wyłączania się z ruchu kierującego nr „2” samochodem klasy D z silnikiem ZII,8

Lp.	Skojarzenie warunków trudności włączania/wyłączania z ruchu (0–6); [dm ³]							$V_{p,uc}$
	0	1	2	3	4	5	6	
1.	0,03 ⁰⁾	0,05 ¹⁾	0,08 ²⁾	0,11 ³⁾	0,15 ⁴⁾	0,16 ³⁾	0,21 ⁵⁾	0,10–0,25 ⁶⁾

⁰⁾ – najprostszyp przypadk, postoje na pasach ruchu na jezdni, ¹⁾ – prosty przypadk (postoje na poboczu), ²⁾ – pobocze – garażowanie z 2 bramami wjazdowymi, ³⁾ – garaż – parking z bramą, ⁴⁾ – parking – dwukrotne parkowanie przed PKP, ⁵⁾ – parking – 800 m poszukiwania miejsca postoju, ⁶⁾ – wartość doberana w zależności od temperatury otoczenia i warunków ruchu w czasie pierwszych 10 min.

Jeżeli ktoś nie ma wskaźników zużycia paliwa, to może – tak jak to robił autor w fazie wstępnej badań – prowadzić pomiary zużycia paliwa metodą pełnego zbiornika na wieloetapowych trasach przejazdu o przebiegu sumarycznym drogi pomiarowej co najmniej 300 km i obliczać wspomniane wcześniej parametry zastępcze pojazdu i drogi za pomocą równań (5.2)–(5.4) [6]. Z obliczeń wynika, że energooszczędny styl jazdy przypisany jest bardziej do kierującego a mniej do klasy pojazdu. Tezę tą należy sprawdzić na większej i bardziej zróżnicowanej próbkę pojazdów. Zadziwiająca jest duża dokładność wyników obliczeń przebiegowego zużycia paliwa Q_c w korelacji z Q_{rz} . Poza tym można stwierdzić, że średni współczynnik dynamiki jazdy K_D jest dokładnym wskaźnikiem oceny ecodrivingu kierującego dowolnym pojazdem, co udowodniono na przykładzie obliczeń K_D dla dwóch samochodów osobowych klasy B/K i D ($K_D = 0,92$).

Obliczenia metodą wybranych parametrów całkowitego, przebiegowego zużycia paliwa Q_c w zimowej serii przejazdów w samochodzie klasy D z silnikiem ZI 1,8 za pomocą programu EKO-DRIVE 2005 ($m = 1550$ kg, opony z bieżnikiem zimowym, $V_{m,1} = 0,16$ dm³, $V_{m,2} = 0,11$ dm³)

Lp.	Q_7 [dm ³] 1)	ΔQ_t [dm ³] 1)	ΔQ_H [dm ³] 1)	ΔQ_w [dm ³] 1)	ΔQ_m [dm ³ /100 km]		Q_{c1} [dm ³] 1)	Q_{c2} [dm ³] 1)	K_{D1} $\frac{Q_{c2}}{Q_{c1}}$ Q_{c1}	K_{D2} $\frac{Q_{c2}}{Q_{c2}}$ Q_{c2}	$K_D = 0,92$ $\frac{Q_c^{(2)}}{Q_c^{(1)}}$ [dm ³] 1)	δ^3 [%]
					V_{m1} 0,16	V_{m2} 0,11						
1	6,29	1,2	0,3	-0,9	3,1	2,1	10,4	9,0	<u>0,64</u>	<u>0,74</u>	<u>8,28</u>	-23,8
2	7,5	0,81	-0,4	-0,45	1,8	1,2	9,2	8,65	<u>0,87</u>	<u>0,92</u>	7,96	0
3	6,85	0,46	0,4	-0,45	1,8	1,2	9,0	8,5	<u>0,90</u>	<u>0,95</u>	7,82	3,6
4	7,05	0,69	-0,4	-0,3	1,8	1,2	8,8	8,2	<u>1,12</u>	<u>1,2</u>	<u>7,54</u>	23,5
5	7,28	-0,002	0,4	-0,3	1,8	1,2	9,2	8,3	<u>0,77</u>	<u>0,86</u>	7,64	-4,9
6	6,44	-0,007	-0,24	-0,6	0,7	0,48	6,3	6,1	<u>0,85</u>	<u>0,88</u>	5,61	-7,1
7	6,97	-0,006	0,24	-0,45	0,7	0,48	7,46	7,2	<u>0,85</u>	<u>0,88</u>	6,62	-2,2
8	7,99	-0,003	-0,4	-0,38	1,8	1,2	9,0	8,4	<u>0,90</u>	<u>0,96</u>	7,73	4,1
9	8,99	-0,002	0,4	-0,45	1,8	1,2	9,85	10,1	<u>1,00</u>	<u>1,0</u>	9,02	9,9
Średnie K_D (po odrzuceniu 2 wartości skrajnych):												
odchylenie standardowe σ :												
0,87;												
0,05												

1) 1 = 100 km, 2) $Q_c = Q_c^{(2)}$; obliczone dla $K_D = 0,92$, 3) błąd obliczeń $Q_c \delta = (Q_{c2} - Q_{c1})/Q_{c2}$.

4. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań i obliczeń całkowitego zużycia paliwa w ruchu rzeczywistym samochodem osobowym kierowanym przez kierującego „2” wynika:

1. Pomimo małej dokładności pomiarowej w metodzie wybranych parametrów i trudnych warunków ruchu (zima, korki) otrzymano zaskakująco małe błędy obliczeń zużycia paliwa Q_c na bieżących, dziennych trasach przejazdu oraz charakterystyczny dla kierującego „2” współczynnik $K_D = 0,92$, otrzymany 5 lat wcześniej w samochodzie klasy B/K z silnikiem ZI 1,6.
2. Mała dokładność pomiarów danych niezbędnych do obliczeń, zmienne warunki ruchu i długości tras przejazdu wpływają na tyle na rozrzut wyników obliczeń K_D , że konieczne było odrzucenie z 9 wyników dwóch wartości skrajnych; dzięki temu otrzymano małe standardowe odchylenie $\sigma = 0,05$ wyników obliczeń K_D .
3. Na najdłuższych odcinkach pomiarowych, ze znacznym udziałem autostrady w terenie wyżynnym, możliwe jest energooszczędne sterowanie prędkością pojazdu dzięki znacznemu udziałowi na zjazdach faz jazdy wybiegiem, ograniczeniu prędkości maksymalnej do 120 km/h i ograniczeniu w fazach napędu ciągłego dynamiki przyspieszeń samochodu do mocy jednostkowej dodatkowych oporów ruchu (a^*v) < 4–6 W/kg.
4. Wykorzystanie 81° skali ocen dynamiki jazdy K_D kierującego w każdej z opracowanych metod do obliczeń Q_{rz} za pomocą programu EKO-DRIVE 2005 z dużym prawdopodobieństwem będzie zawierać określoną liczbę wyników, których założony błąd obliczeń $\pm 5\%$ będzie przekroczony (zwłaszcza na krótkich trasach).

Literatura

- [1] Siłka W., *Energochłonność ruchu samochodowego*, WNT, Warszawa 1997.
- [2] Schmidt G., Liebl J., Senkung der Pkw-CO₂-Emission-wirksame Masnahmen fur alle Betriebsbedingungen, MTZ, nr 6/2–1, 482-489.
- [3] Augustynowicz A., *Modelowanie typu kierowcy samochodu*, Studia i Monografie, z. 232, Wydawnictwo Politechnika Opolska, Opole 2009.
- [4] Lenaers G., *On-board measurement of the influence of driving behavior and road type on CO emission and consumption for 4 powertrain technologies*, 12th EAEC European Automotive Congress Bratislava 2009, 125-132.
- [5] Ubyś A., *Numeryczne metody obliczania przebiegowego zużycia paliwa samochodu osobowego w warunkach jazdy rzeczywistej za pomocą zużycia w wybranych cyklach jezdnych*, Czasopismo Techniczne, 6-M/2004, tom III, Wydawnictwo PK, Kraków 2004, 785-792.
- [6] Ubyś A., *Poszanowanie energii w pojeździe; obliczanie zużycia paliwa w ruchu rzeczywistym*, Politechnika Śląska, Gliwice 2011, 135.
- [7] Bielaczyc P., Merkiś J. i in., *Uwagi o pomiarach zużycia paliwa w silnikach samochodowych*, Archiwum Motoryzacyjne nr 2, 1996, 2-13.
- [8] Kropiwnicki J., *Ocena efektywności energetycznej pojazdów samochodowych z silnikami spalinowymi*, Monografie 110, Politechnika Gdańska, Gdańsk 2011.
- [9] Pelkmans L. i in., *Development of a simulation tool to calculate fuel consumption and emission of vehicle operating in dynamic conditions*, SAE International, 2004.

- [10] U b y s z A., *Charakterystyka zużycia paliwa przez współczesne pojazdy samochodowe za pomocą syntetycznego wskaźnika ekonomiczności pojazdu*, Zeszyty Naukowe Pol. Śl., seria Transport, z. 24, Gliwice 1995, 81-92.
- [11] U b y s z A., *Prognozowanie zużycia paliwa w samochodzie osobowym w ruchu rzeczywistym*, Czasopismo Techniczne, 6-M/2008, Wydawnictwo PK, Kraków 2008, 209-218.
- [12] U b y s z A., *Badanie objętości manewrowej zużytego paliwa w samochodzie w brzegowych warunkach ruchu*, Czasopismo Techniczne, 6-M/2008, Wydawnictwo PK, Kraków 2008, 219-228.

JERZY MERKISZ, MACIEJ BAJERLEIN, PAWEŁ DASZKIEWICZ*

NOWOCZESNE ROZWIĄZANIA TECHNICZNE AKUMULATORÓW STOSOWANYCH W MIEJSKICH AUTOBUSACH ELEKTRYCZNYCH JAKO FORMA ZWIĘKSZENIA ZASIĘGU

MODERN BATTERY TECHNOLOGY USED IN URBAN BUSES AS A FORM OF INCREASING THE ELECTRIC RANGE

Streszczenie

Naukowcy z Instytut Silników Spalinowych i Transportu przeprowadzili badania dotyczące dostępnych rozwiązań wykorzystywanych przy projektowaniu i budowie autobusu w pełni elektrycznego. Analiza wymagała pozyskania wiedzy na temat właściwości użytkowych i funkcjonalnych poszczególnych elementów. Istniała także konieczność wykonania analizy założonych parametrów funkcjonalnych poszczególnych układów. Na podstawie porównań dokonano wyboru komponentów, które zostaną poddane badaniom funkcjonalnym. Weryfikacja taka pozwoliła na uzyskanie wiedzy na temat rzeczywistych parametrów komponentów wykorzystanych do budowy układu napędowego pojazdu. Jednym z najważniejszych etapów jest dobór akumulatorów energii, o których mowa w artykule.

Słowa kluczowe: akumulacja energii, autobus elektryczny, napęd pojazdu, sprawność energetyczna

Abstract

Researchers at the Institute for Combustion Engines and Transport conducted a survey of available solutions used in the design and construction of a fully electric bus. The analysis required to obtain knowledge about the performance and functional parts. There was also a need to analyze the assumed functional parameters of individual systems. On the basis of comparisons made was the choice of components to be tested functionally. This review allowed us to gain knowledge about the actual parameters of components used to build the propulsion of the vehicle. One of the most important steps is the selection of energy storage as referred to in the article.

Keywords: energy storage, electric bus, vehicle power, energy efficiency

* Prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz, dr inż. Maciej Bajerlein, mgr inż. Paweł Daszkiewicz, Instytut Silników Spalinowych i Transportu, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Politechnika Poznańska.

1. Wstęp

Warunki pracy układów napędowych pojazdów poruszających się w obszarach współczesnych aglomeracji miejskich oraz poza miastami są zasadniczo różne. W miastach pojazdy bardzo często ruszają i zatrzymują się. Często fazę ruszania i hamowania oddziela faza postoju pojazdu. Częstotliwość pojawiania się wymienionych faz jest duża, a jej wartość zależy od pory dnia, przepustowości tras komunikacyjnych itp. W tych warunkach w klasycznym napędzie pojazdu silnik cieplny pracuje w znacznym zakresie zmian mocy, prędkości kątowej i sprawności. Ogólną sprawność energetyczną klasycznego napędu pogarsza nieodwracalna zamiana energii kinetycznej pojazdu na ciepło podczas częstych hamowań. Ruch międzymiastowy natomiast charakteryzuje względnie stabilna praca układu napędowego. Na autostradach ruch pojazdów ze stałą prędkością odbywa się przez długie okresy. Tak znaczne zróżnicowanie warunków ruchu miejskiego i autostradowego uniemożliwia wysokosprawną pracę tego samego układu napędowego. W latach siedemdziesiątych pojawiła się koncepcja budowy pojazdów przeznaczonych wyłącznie do ruchu miejskiego lub pojazdów wyposażonych w alternatywnie działający układ napędowy. Słuszność jej uzasadnia ponadto fakt, że ilościowy udział ruchu miejskiego w ogólnym bilansie ruchu jest przeważający. Na podstawie cykli jazdy można wyznaczyć, jaka część energii wytworzonej w czasie ruchu pojazdu może być akumulowana. W przypadku idealnej rekuperacji cała energia hamowania, wyłączając jedynie straty na opory powietrza i opory toczenia, może być akumulowana w zakresie od prędkości początkowej do końcowej ruchu opóźnionego [27]. Naturalne warunki ruchu miejskiego skłaniają do akumulacji energii w dwóch przypadkach: rekuperacji energii kinetycznej pojazdu podczas hamowania oraz przejmowania nadmiaru chwilowej mocy silnika nad chwilową mocą na kołach niezbędną do napędu pojazdu. Obydwa przypadki mogą występować jednocześnie lub oddzielnie. Ze względu na sposób akumulacji energii w układach hybrydowych przewiduje się trzy podstawowe rodzaje akumulatorów: kinetyczne (mechaniczne), hydropneumatyczne i elektrochemiczne (tab. 1). Każdy z tych akumulatorów wymaga współpracy z odpowiednim układem przesyłania oraz transformacji energii. Sprawności tych układów nie są jednakowe i obciążają cały układ swymi stratami [6].

Tabela 1

Wartość opalowa paliw [1]

Właściwości	Akumulator		
	kinetyczny	hydropneumatyczny	elektrochemiczny
Gęstość energii [kJ/kg]	3–10 (360)	0,9–3,2	72–400
Gęstość mocy [W/kg]	bez ograniczeń	300	100–160
Sprawność magazynowania:			
okres krótki	dobry	dobry	doskonały
okres długi	bardzo zły	dobry	średni
Sprawność przemiany	dobry	zły	zły
Okres użytkowania	doskonały	doskonały	bardzo zły
Dopuszczalne przeciążenia	dobry	dobry	bardzo zły
Niezawodność	dobry	dobry	zły
Brak konieczności konserwacji	dobry	dobry	zły
Łączny koszt	niski	wysoki	bardzo wysoki

2. Zadania oraz podział akumulatorów

2.1. Akumulatory mechaniczne

Akumulatory mechaniczne (kinetyczne) to inercyjne (żyroskopowe) akumulatory energii. Inercyjnym akumulatorem energii nazwano bezwładnościowy akumulator, którego element inercyjny (bezwładnik) wykonuje w stanie naładowania ruch obrotowy. Konstrukcja bezwładnika jest bardziej złożona niż konstrukcja koła zamachowego, które charakteryzuje się mniejszą gęstością energii. W celu zwiększenia gęstości energii akumulator inercyjny ma specjalnie wykonaną obudowę, łożyskowanie i urządzenia pomocnicze mające na celu zmniejszenie strat energii. Na efektywną akumulację energii w ruchu obrotowym wpływa wiele czynników związanych z kształtem, rozkładem masy, naprężeniami maksymalnymi i oporami aerodynamicznymi.

Energię zawartą w akumulatorze kinetycznym można wyrazić wzorem:

$$E_A = \frac{1}{2} \cdot J_A \cdot \omega^2 \quad (1)$$

gdzie:

J_A – masowy moment bezwładności [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$],
 ω – prędkość kątowa [rad/s].

Jak wynika z powyższego, w akumulacji dużej ilości energii bardziej istotne zadanie spełnia prędkość kątowa ω niż masa bezwładnika m , stanowiąca składnik momentu bezwładności. Przykładowo dla bezwładnika w kształcie płaskiego krążka masowy moment bezwładności jest wyrażony:

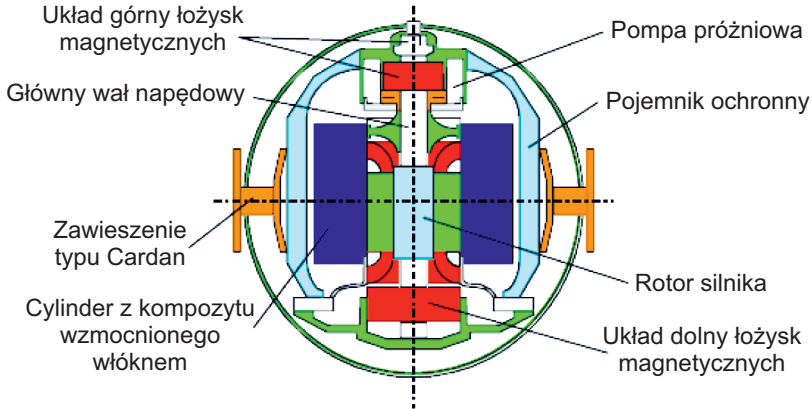
$$J_A = \frac{1}{2} \cdot J_A \cdot m \cdot r^2 \quad (2)$$

gdzie:

r^2 – promień krążka.

Maksymalna wartość prędkości kątowej jest ograniczona odpowiednią wytrzymałością materiału. Do konstrukcji bezwładników coraz częściej wykorzystywane są kompozyty włókniste, które charakteryzuje wytrzymałość większa niż stali i dużo mniejszy od niej ciężar właściwy. Przykładem pojazdu hybrydowego wykorzystującego nietypowe rozwiązanie – koło zamachowe – jest turbinowo-żyroskopowe auto (rys. 1). Bezwładnik w tym zespole napędowym ma postać wirującego cylindra, wykonanego z kompozytu o wysokiej wytrzymałości, wzmocnionego włóknem węglowym. Zarówno turbina spalinowa (zamontowana w pojeździe), jak i akumulator kinetyczny są sprzężone z generatorami. Połączenie turbiny gazowej z generatorem jest nazywane turbogeneratorem. Turbogenerator napędza samochód podczas jazdy ze stałą prędkością i jednocześnie uzupełnia energię akumulatora. Energia kinetyczna akumulatora jest zużywana przy przyspieszaniu pojazdu, a podczas hamowania akumulator odzyskuje energię, która normalnie byłaby tracona w wyniku tarcia. Pierwotnym źródłem energii jest w pojeździe turbina spalinowa. Poziom emisji związków toksycznych spada niemal do zera, gdy zastosuje się dopalanie katalityczne. Prędkość obrotowa turbiny jest o rząd większa niż silników tłokowych. Przy budowie akumulatora kinetycznego użyto nowe rozwiązania konstrukcyjne, którymi są: łożyska magnetyczne oraz specjalna obudowa. Koło zamachowe zaprojektowane przez Rosen Motors składa się z tytanowej piasty i cylindra wykonanego z kompozytu wzmocnianego włóknem węglowym. Cylinder może wirować z prędkością 60 000 obr./min.

W celu zmniejszenia tarcia występującego przy takich prędkościach obrotowych koło jest zawieszane na magnetycznych łożyskach, zachowując jednocześnie na stałym poziomie (0,13 mm) luz między ruchomymi i nieruchomymi elementami urządzenia, nawet wtedy, gdy samochód przejeżdża po nierównej nawierzchni.



Rys. 1. Akumulator kinetyczny napędzający pojazd hybrydowy [7]

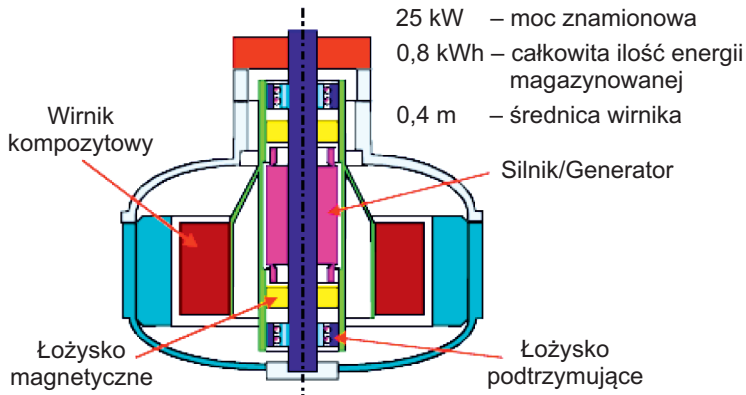
Fig. 1. Kinetic battery hybrid vehicle propulsion [7]

Aby czerpać energię z koła lub mu ją przekazywać, jest ono połączone z generatorem wałem sprzęgającym. Teoretycznie, siły żyroskopowe powstające na skutek wirowania koła zamachowego mogą powodować przeciążenie magnetycznych łożysk. Zapobiega temu system przegubów pierścieniowych, który izoluje wirujący cylinder od ruchów żyroskopowych pojazdu. Ponieważ opór powietrza spowalniałby koło zamachowe, a w wyniku tarcia wydzielaliby się spore ilości ciepła, do wypompowywania powietrza z przestrzeni wokół koła zamachowego niezbędna jest pompa próżniowa. Składa się ona z lekkiej pompy molekularnej i sita cząsteczkowego. Z powodu szczątkowego oporu aerodynamicznego i magnetycznego koło zamachowe traci jednak energię. Powinno ono cały czas wirować, nawet wtedy, gdy samochód jest zaparkowany, ponieważ to ono uruchamia turbinę gazową. Naukowcy pracują nad kołem, które będzie mogło wirować bez uzupełniania energii co najmniej przez kilka tygodni. W przypadku zatrzymania się koła dwa 12-woltowe akumulatory wprawiają w ruch turbinę, która w ciągu dwóch minut rozpędzi koło ponownie.

Ze względów bezpieczeństwa każde szybko wirujące urządzenie – od ogromnych silników odrzutowych po małe koła zamachowe – musi być odpowiednio osłonięte. W przeciwnym razie, w wyniku awarii jego szczątki zostałyby rozrzucone ze znaczną siłą. Opracowano obudowę ze stali wzmocnionej kompozytami i włóknem węglowym. W razie kolizji obudowa pozostaje nienaruszona, ponieważ zaprojektowano ją tak, aby wytrzymała siłę uderzenia odłamków rozpadającego się koła zamachowego, dużo większą niż występująca podczas zderzenia. Obudowa jest przymocowana do pojazdu pasami wzmocnionymi kevlarem [7].

Ważną cechą kompozytowych wirników jest ich wytrzymałość zmęczeniowa. Kiedy nieruchome koło zamachowe z wieńcem kompozytowym jest rozpędzane, naprężenia, a więc i odkształcenia, są funkcją jego promienia. Kiedy koło zamachowe zatrzymuje się, odkształcenia znikają. Cykliczne powtarzanie takich zmian może prowadzić do uszkodzenia zmę-

zeniowego wieńca. Oznacza to potrzebę rozważenia obudowy bezpieczeństwa wirnika wewnątrz właściwej obudowy na wypadek uszkodzenia. Stosowanie bezpiecznych obudów dla tak wysokich energii, jakie są zmagazynowane w wirującym z dużą prędkością kole zamachowym, może wymagać znacznej dodatkowej masy. Inne rozwiązanie akumulatora elektrokinetycznego przedstawia rys. 2 [1]. Koło zamachowe obraca się na pionowo umieszczonym wale, znajdującym się wewnątrz szczelnej obudowy. Wewnątrz utrzymuje się bardzo wysoką próżnię, w celu zmniejszenia oporów aerodynamicznych, hamujące wirnik akumulatora. Bezpośrednio na wale z kołem zamachowym zamocowany jest wirnik silnika/generatora.



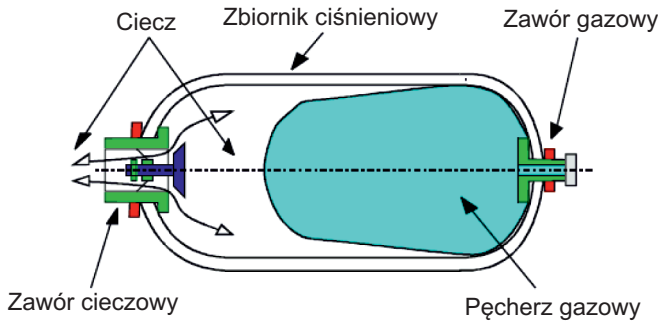
Rys. 2. Zespół napędowy akumulatora inercyjnego wykorzystujący wirnik kompozytowy [5]

Fig. 2. Powertrain Battery inertial rotor using composite [5]

Podczas hamowania pojazdu energia kinetyczna jest odzyskiwana przez silnik elektryczny akumulatora inercyjnego, który pracuje wtedy jako generator i przekazuje energię do koła zamachowego. Energia ta powoduje przyspieszenie obrotów wirnika. Jeśli później jest potrzebna energia do przyspieszania pojazdu, zwrot „przepływu energii” jest przeciwny. Zmniejszeniu ulega prędkość kątowa koła zamachowego [1]. Przykładem mechanicznego układu hybrydowego jest konstrukcja VW bory wyposażonego w bezwładnik oraz przekładnię bezstopniową CVT wraz z przekładnią planetarną, dzięki czemu przy wykorzystaniu funkcji *stop & go* możliwa jest 20-procentowa oszczędność zużycia paliwa.

2.2. Hydroakumulatory

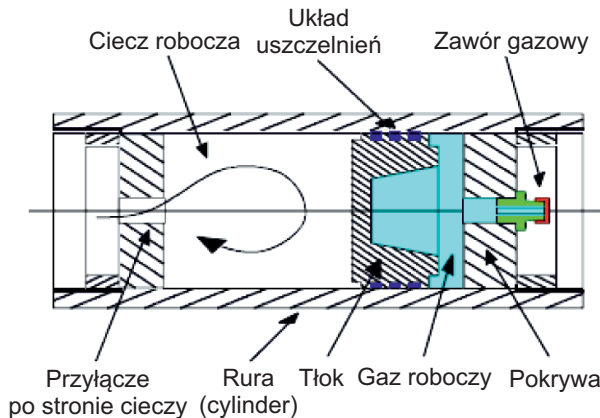
Z grupy hydroakumulatorów w napędach hybrydowych zastosowanie znajdują akumulatory: hydropneumatyczne i tłokowe. Mają one spełniać następujące funkcje: akumulowanie energii, kompensowanie przecieków cieczy roboczej, tłumienie uderzeń i drgań.



Rys. 3. Akumulator hydropneumatyczny [6]

Fig. 3. Hydropneumatic accumulator [6]

Hydroakumulator (rys. 3) składa się ze zbiornika o dużej wytrzymałości, który przejmuje całkowite ciśnienie panujące w układzie hydraulicznym. Wewnątrz zbiornika znajduje się membrana wykonana z elastomerów, rozdzielająca przestrzeń wypełnioną cieczą i gazem. Do napełniania jej służy zawór gazowy umieszczony w górnej części akumulatora. W jego dolnej części jest umieszczony zawór cieczerw, który przede wszystkim zapobiega porywaniu ze sobą membrany przez cieczą roboczą wypływającą z akumulatora. W tym celu swobodnemu przekrojowi zaworu nadaje się taki kształt, by nie mogło nastąpić przekroczenie zależnego od wielkości akumulatora maksymalnego natężenia przepływu około $120 \text{ dm}^3/\text{s}$. Specjalne konstrukcje, tzw. akumulatory *high-flow* (wysokoprzepływowe), dopuszczają natężenie przepływu do $140 \text{ dm}^3/\text{s}$.



Rys. 4. Hydrauliczny akumulator tłokowy [6]

Fig. 4. Hydraulic piston type accumulator [6]

Typową budowę akumulatora tłokowego przedstawiono na rysunku 4. Głównymi składnikami są: rura walcowa, tłok z układem uszczelnień oraz umieszczone z obu stron pokrywy zamykające, zawierające również przyłącze cieczerw i gazowe. Rura walcowa spełnia dwa

zadania: po pierwsze służy do przenoszenia ciśnienia roboczego, po drugie realizuje prowadzenie tłoka, który oddziela przestrzeń gazu od przestrzeni cieczy. W obydwu przestrzeniach powinien występować możliwie wyrównany poziom ciśnienia i z tego względu wymaga się, by tarcie między uszczelnieniem tłoka i ścianką było bardzo małe. Układ uszczelnień o mniejszym tarcu powoduje mniejszą różnicę ciśnień, a tym samym lepszą charakterystykę działania. Opór tarcia nie jest stały, lecz wzrasta wraz ze zwiększeniem ciśnienia. Sposób działania akumulatorów hydropneumatycznych jest oparty na wykorzystaniu ściśliwości gazu do akumulowania energii. Jako czynnik roboczy najczęściej stosowany jest azot, jako gaz obojętny. Czas trwania procesu ładowania i rozładowania wpływa na rodzaj przemiany termodynamicznej gazu:

- czas trwania procesu poniżej 60 s – przemiana adiabatyczna,
- czas trwania procesu 60–180 s – przemiana politropowa,
- czas trwania procesu powyżej 180 s – przemiana izotermiczna.

W czasie ładowania lub rozładowywania masa gazu w akumulatorze nie ulega zmianie. Z badań nad termodynamicznymi właściwościami azotu wynika, że w zakresie normalnych warunków eksploatacyjnych panujących w układzie hydraulicznym, tzn. przy ciśnieniu od 5 do 30 MPa i temperaturze 250–300 K, azot powinien być traktowany jako gaz rzeczywisty. Sprawność hydropneumatycznego akumulatora energii wynosi około 78%, przy założeniu adiabatycznego sprężania gazu w zakresie ciśnień $p_1/p_2 = 0,4$. W rzeczywistości straty energii zależą od tzw. termicznej stałej czasowej. Im jest ona wyższa, tym mniejsze są straty energii w akumulatorze hydraulicznym. Przy doborze akumulatora należy uwzględnić określone warunki (tab. 2), których zachowanie pozwala osiągnąć przewidywaną konstrukcyjnie trwałość. Akumulatory hydropneumatyczne podlegają przepisom o zbiornikach ciśnieniowych, ich montaż, wyposażenie i eksploatacja powinny odbywać się według ustaleń zawartych w odpowiadających im przepisach technicznych (w Polsce – przepisy Urzędu Dozoru Technicznego).

Tabela 2

Warunki zastosowania akumulatorów hydraulicznych [6]

Warunek	Akumulator pęcherzowy	Akumulator tłokowy
Wstępne ciśnienie gazu p_0	$\leq 0,9 p_1$	$\leq p_1 - 0,5 \text{ MPa}$
	$= 0,6 - 0,9 p_2$ (absorpcja uderzeń)	$\geq 0,2 \text{ Mpa}$ (tłok normalny)
	$= 0,6 p_2$ (tłumienie pulsacji)	
Maksymalny dopuszczalny stosunek ciśnień p_2/p_0	$\leq 4:1$	Nie ma ograniczeń
Maksymalne natężenie przepływu cieczy roboczej	Do 120 dm ³ /s zależne od wielkości akumulatora	Maksymalna prędkość tłoka:
		$= 3,5 \text{ m/s}$ (tłok ze zmniejszonymi stratami tarcia)
	Do 140 dm ³ /s dla <i>high-flow</i>	2 m/s (tłok normalny)

p_1 – minimalne ciśnienie pracy zbiornika, p_2 – maksymalne ciśnienie pracy zbiornika

Pomimo trudności technologicznych nadal prowadzi się badania nad hydraulicznym układem hybrydowym. Układ ten zastosowano w fordzie mighty F-350 tonka (z roku 2003), który wyposażono w hydrauliczny system zwiększania mocy napędowej na kołach (HLA – *Hydraulic Launch Assist*). Wykorzystanie systemu w lekkich ciężarówkach powoduje zmniejszenie zużycia paliwa o 25–35%, przez odzyskiwanie energii podczas hamowania i ponowne jej wykorzystanie do przyspieszania pojazdu. Układ składa się z silnika/pompy hydraulicznej połączonych z układem napędowym i dwóch akumulatorów wypełnionych cieczą hydrauliczną oraz azotem. Podczas hamowania energia kinetyczna pojazdu jest wykorzystywana do sprężania azotu do ciśnienia około 350 bar. Podczas przyspieszania istnieje możliwość wykorzystania przez 10–15 s układu hydraulicznego zwiększania mocy.

2.3. Akumulatory elektrochemiczne

Akumulator elektrochemiczny składa się z dwóch różnych elektrod umieszczonych w mieszaninie związków chemicznych – elektrolicie. W wyniku reakcji chemicznych, zachodzących między materiałem elektrod a elektrolitem na jednej z nich pojawia się niedobór elektronów (elektroda dodatnia), a na drugiej ich nadmiar (elektroda ujemna). Zgromadzona energia chemiczna jest zamieniana w ten sposób na energię elektryczną. Po jej wyczerpaniu stan wyjściowy akumulatora można zregenerować w procesie ładowania. Możliwość ładowania odróżnia akumulatory od ogniw galwanicznych, których zasada działania jest taka sama, jednakże swą funkcję spełniają jednorazowo. Jedynie raz można wykorzystać zgromadzoną w ogniwie energię chemiczną. Procesu nie można odwrócić, a po wyczerpaniu ogniwa nie nadaje się ono do ponownego użytku. Elektrochemiczny akumulator energii jest stosowany w hybrydowych układach napędowych pojazdów jako wtórne źródło energii. Jest również źródłem energii w pojazdach elektrycznych. Jako jedyne źródło energii nie jest w stanie konkurować z silnikiem spalinowym ze względu na niewystarczającą energię właściwą. Cechą krytyczną jest jego duża masa, niezbędna do uzyskania takiej pojemności energetycznej, aby zasięg pojazdu elektrycznego był dostateczny. W napędach hybrydowych ilość energii, jaką akumuluje lub wydatkuje akumulator, jest ograniczona właściwościami cyklu jazdy, a w małej mierze jest zależna od jej zasięgu.

Cechą istotną akumulatorów elektrochemicznych, zastosowanych w pojazdach elektrycznych i hybrydowych, jest ich obciążalność prądowa przy szczytowej mocy pędnej na kołach jezdnych pojazdu. W pojazdach hybrydowych moc chwilowa podczas ładowania i wyładowania ma decydujący wpływ na masę akumulatora. Ponadto współpraca akumulatora z innym źródłem energii w napędach hybrydowych daje możliwość uzupełnienia jego energii (niezależnie od ilości energii pochodzącej z hamowania odzyskującego) [7]. Akumulator elektrochemiczny jako źródło energii należy dziś do najbardziej krytycznie ocenianych elementów napędu pojazdu. Jego podstawowymi wadami są: niezadowalający zasięg pojazdu oraz ograniczenia w procesie ładowania i rozładowania. W szczególności dotyczy to obecnie najtańszych, najbardziej dostępnych, trwałych, udoskonalanych akumulatorów ołowiowych, przeznaczonych do akumulacji energii w elektrochemicznych napędach hybrydowych. Ogniwa ołowiowe mają najniższy stosunek akumulowania energii do masy, wynikający z dużych gęstości materiałów składowych. Przy stosunku $50 \text{ (W}\cdot\text{h)/kg}$, ogniwo o pojemności $25 \text{ kW}\cdot\text{h}$ ważyłoby 500 kg. Najczęściej stosowane materiały w nowoczesnych akumulatorach ołowiowych to: ołów, tlenek ołowiu i przekładki z włókna szklanego. Obudowa jest wykonana zwykle z polipropylenu. Elektrolitem w akumulatorach kwasowych jest 22–26-procentowy kwas

siarkowy. Wszystkie materiały stosowane do wytworzenia tego typu akumulatora nadają się do powtórnego użycia po odpowiedniej przeróbce – recyklingu [4].

Ze względu na wady akumulatora ołowiowego rozpoczęto poszukiwania innych zestawów elektrod i elektrolitów. W akumulatorze ołowiowym elektrolitem był kwas. Zwrócono również uwagę na roztwory zasadowe. Początkowo, pod koniec lat dwudziestych XX wieku akumulator niklowo-kadmowy zaczęto stosować do rozruchu silników w samolotach. Główną ich wadą, poza tym, że materiał elektrod ulega rekrytalizacji, która wyraźnie ujawnia się w przypadku nieprzestrzegania procedury ładowania i gwałtownie zmniejsza ich wydajność, jest duża toksyczność kadmu i wynikające stąd problemy z utylizacją. Ogniwa niklowo-kadmowe są masowo wytwarzane na potrzeby przemysłu. Żywotność ogniów wynosi około 2000 cykli ładowania (6–10 lat), co oznacza, że nie muszą być wymieniane w trakcie eksploatacji pojazdu.

Ogniwa te mogą pracować w temperaturach od -40 do 80°C . Aktywnym materiałem w spiekanej dodatniej elektrodzie jest $\text{Ni}(\text{OH})_2$ z podkładem z niklu, żelaza i grafitu. Elektrolitem jest wodorotlenek potasu z cienkimi warstwami separatora wykonanego ze stalowych płytek z domieszką niklu. Gęstość energii jest większa niż najnowszych akumulatorów ołowiowych.

Bardziej przyjazny środowisku jest obecnie akumulator niklowo-wodorowy (NiMH). Akumulator NiMH jest następcą opracowanego w latach sześćdziesiątych odwracalnego ogniwa niklowo-wodorowego. Proces elektrochemiczny w obu tych bateriach jest taki sam, różnica polega na metodzie magazynowania wodoru. Pierwotnie składał się z elektrody z wodorotlenku niklu i elektrody platynowej, zanurzonych w roztworze wodorotlenku sodu lub potasu. Gazowy wodór gromadzony był albo w połączonym z ogniwem zbiorniku, albo w samym, zamkniętym hermetycznie ogniwie. Panujące tam wysokie ciśnienie wodoru było podstawową wadą tego akumulatora. Jednak duża jego niezawodność oraz bardzo długi czas życia, przekraczający 7 tys. pełnych cykli ładowania i rozładowania, budziły zainteresowanie.

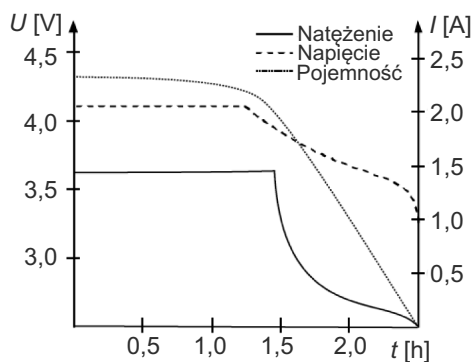
Problemem było bezpieczeństwo gromadzenia wodoru w ogniwie. Jego ujemna elektroda wykonana była ze stopu niklu i lantanu. Potrafi ona zaabsorbować wodór o objętości 1000 razy większej, niż wynosi jej objętość własna. Obecnie elektrodę stanowią rozmaite stopy metali ziem rzadkich, niklu, kobaltu, manganu, boru, tytanu, glinu lub wanadu. Myśli się również o dużych akumulatorach tego typu do napędu samochodów elektrycznych.

Czas ich życia wynosi według różnych źródeł od 3 do 10 lat. Nie mogą one pracować w wysokich temperaturach i potrzebują intensywnego chłodzenia. Duża gęstość energetyczna, wynosząca około $70 \text{ (W}\cdot\text{h)/kg}$, stanowi o tym, że ogniwa te są małe i lekkie (około 30% lżejsze od akumulatorów ołowiowych). Zespół ogniów o pojemności $25 \text{ kW}\cdot\text{h}$ miałby masę 330 kg. Współczesne technologie pozwalają na podniesienie gęstości energii do ponad $120 \text{ (W}\cdot\text{h)/kg}$, a przy zastosowaniu nowych materiałów będzie możliwe $500 \text{ (W}\cdot\text{h)/kg}$. Pozwoliłoby to na obniżenie masy zestawu baterii do 50 kg.

Proces ładowania i rozładowania jest związany z przenoszeniem jonów litu przez elektrolit. Podczas ładowania pobierają one elektron od elektrody ujemnej i jednocześnie są unieruchamiane w jej strukturze jako obojętne atomy. Podczas rozładowania oddają elektron elektrodzie i przechodzą do elektrolitu jako jony litu. Podobny, tylko odwrotny proces zachodzi na elektrodzie dodatniej. Parametry pracy akumulatora Li-Ion przedstawiono na rysunku 5.

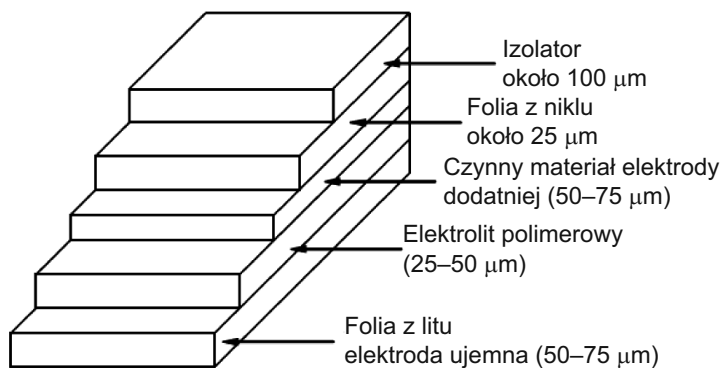
Amerykanie w swojej konstrukcji akumulatora litowego powrócili do elektrody z metalicznego litu, ciekły elektrolit zastąpili jednak stałym polimerem, przez który transportowane są jony litu. Badania nad tym akumulatorem, nazwanym Li-polimerem, są prowadzone

bardzo intensywnie. Już na samym początku okazało się, że jego technologia jest łatwiejsza i tańsza od technologii Li-Ion. Pozwala ona również wytwarzać cienkie, giętkie ogniwa, nie grubsze niż 1 mm (rys. 6). Ich wadą jest jednak łatwość uszkodzenia w wyniku niewielkiego nawet przeładowania.



Rys. 5. Przebieg zmiany potencjału oraz natężenia prądu podczas rozładowania ogniwa Li-Ion o pojemności 2,1 A·h [3]

Fig. 5. The course of changes in potential and current during discharge cell Li-Ion 2.1 A·h [3]



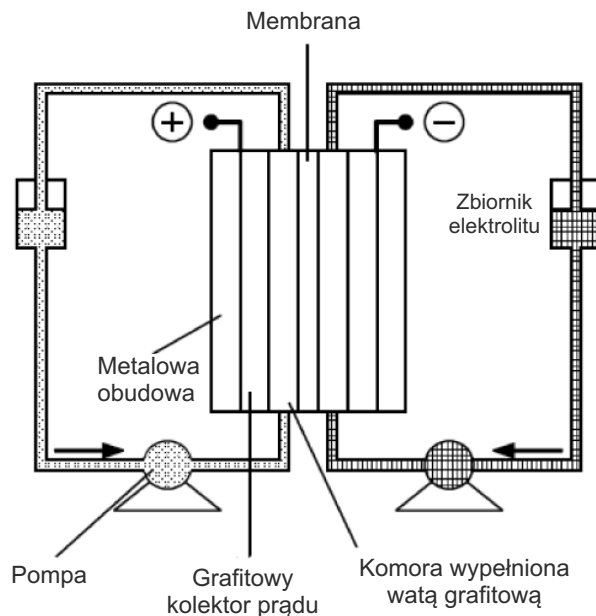
Rys. 6. Akumulator litowo-polimerowy [8]

Fig. 6. Rechargeable lithium-polymer [8]

Zasada jego działania jest taka sama jak akumulatora Li-Ion. Inna jest jednak budowa. Elektrode dodatnią wykonuje się z podobnych materiałów jak w Li-Ion, elektrodę ujemną stanowi natomiast metaliczny lit. Elektrolitem jest polimer zawierający jony litu. Można wykonywać go w postaci płaskiej, tzw. akumulatory papierowe, lub w postaci walcowej. Konstrukcję akumulatora wanadowego przedstawiono poniżej. Składa się on z dwóch komór oddzielonych od siebie półprzepuszczalną przegrodą. Stanowią one elektrody: dodatnią i ujemną. Do obydwu tłoczony jest wodny roztwór jonów wanadu w kwasie siarkowym, do

każdej inny, zawierający wanad o innym stopniu utlenienia. W wyniku procesów elektrochemicznych, które zachodzą w roztworach, na elektrodzie dodatniej pojawia się niedobór, a na ujemnej nadmiar elektronów. Roztwory tłoczone są do baterii w obiegu zamkniętym z dwóch osobnych zbiorników. Elektrodami w tym akumulatorze są dwie metalowe komory, wyłożone płytami z grafitu i wypełnione watą grafitową (rys. 7). Rozdzielone są one półprzepuszczalną membraną wykonaną na przykład z sulfonowanego polistyrenu. Obecnie przydatność tego typu zasilania jest sprawdzana w wózkach golfowych.

Innym oryginalnym pomysłem w dziedzinie odwracalnych, chemicznych źródeł energii elektrycznej jest akumulator zbudowany wyłącznie z materiałów polimerowych, niezawierający zarówno atomów żadnego z metali, jak też ciekłego elektrolitu (rys. 8).



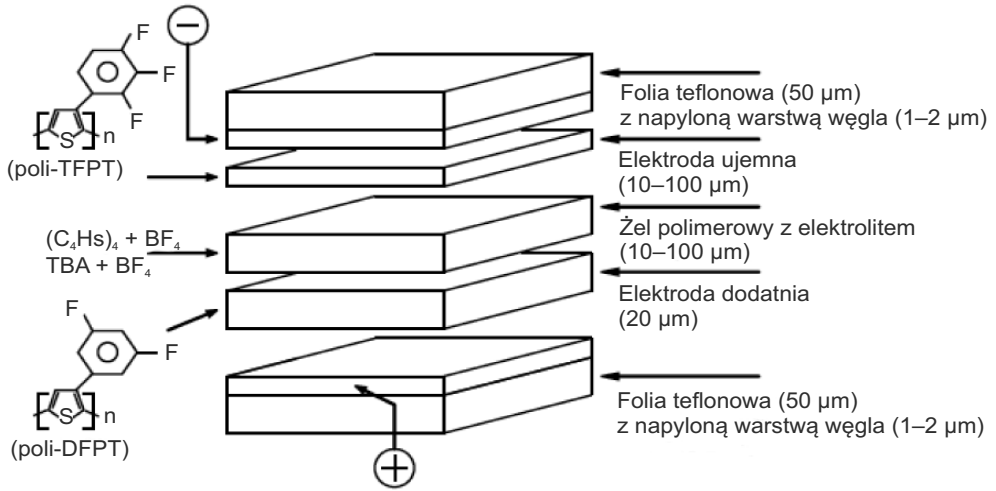
Rys. 7. Akumulator wanadowy [8]

Fig. 7. Vanadium Battery [8]

W stanie naładowanym jony soli amoniowej łączą się z materiałem elektrod. Podczas rozładowania połączenia rozpadają się (z pobraniem lub oddaniem elektronu) i uwolnione jony przechodzą do żelu polimerowego.

Przewiduje się, że będzie on wykorzystany w nowej generacji kart kredytowych oraz w zespołach z bateriami słonecznymi jako źródło zasilania pojazdów kosmicznych.

Duże nadzieje należy wiązać z generacją akumulatorów wysokoenergetycznych, które mogą zmienić szanse napędu elektrycznego. Koncern ASEA Brown Boveri (ABB) poinformował o obiecujących rezultatach prac prowadzonych nad baterią sodowo-siarkową (NaS).

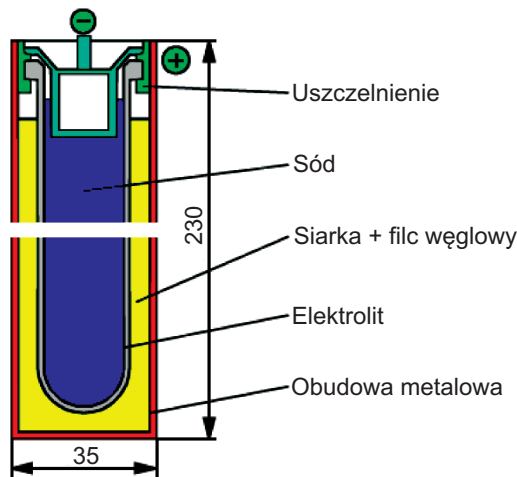


Rys. 8. Akumulator polimerowy [8]

Fig. 8. Polymer Battery [8]

Schemat podstawowego cylindrycznego ogniwa NaS o średnicy 35 mm i wysokości 230 mm przedstawiono na rysunku 9.

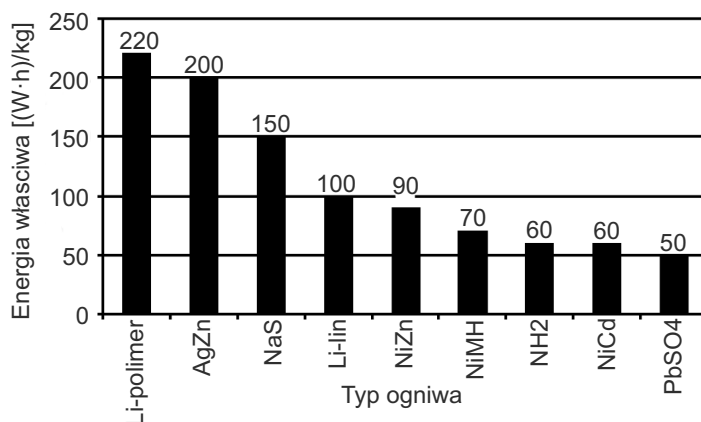
Dla powodzenia przedsięwzięcia dotyczącego przygotowania produkcji baterii NaS istotne było uzyskanie stałego elektrolitu trójtlenku aluminium w postaci rozdrobnionego materiału ceramicznego. W zależności od stanu naładowania napięcie pojedynczego ogniwa wynosi od 1,78 do 2,08 V, a jego pojemność 45 A · h. W celu osiągnięcia potrzebnej do napędu samochodu pojemności energetycznej, pojedyncze ogniwa są łączone równoległe i tworzą akumulator.



Rys. 9. Schemat ogniwa akumulatora sodowo-siarkowego [6]

Fig. 9. Schematic cell sodium-sulfur battery [6]

Jednym z ważnych problemów przy konstruowaniu akumulatora było zapewnienie takich właściwości izolacyjnych ich obudowy, by zapewniały one utrzymanie temperatury eksploatacyjnej w przedziale 300–400°C. Uzyskano to dzięki wyłożeniu płytami z włókna szklanego 30-milimetrowej przestrzeni między płaszczyznami obudowy i wytworzeniu w niej próżni. Wobec stwierdzenia, że przemienne ochładzanie akumulatora do temperatury otoczenia na skutek przerwy w eksploatacji i następnie ich podgrzewanie do około 350°C po ponownym uruchomieniu jest bardzo szkodliwe dla żywotności i może być przeprowadzone maksymalnie 30 razy, zalecono, by w miarę możliwości były one eksploatowane codziennie. Charakterystykę opisanych powyżej akumulatorów zebrano i przedstawiono na rys. 10.

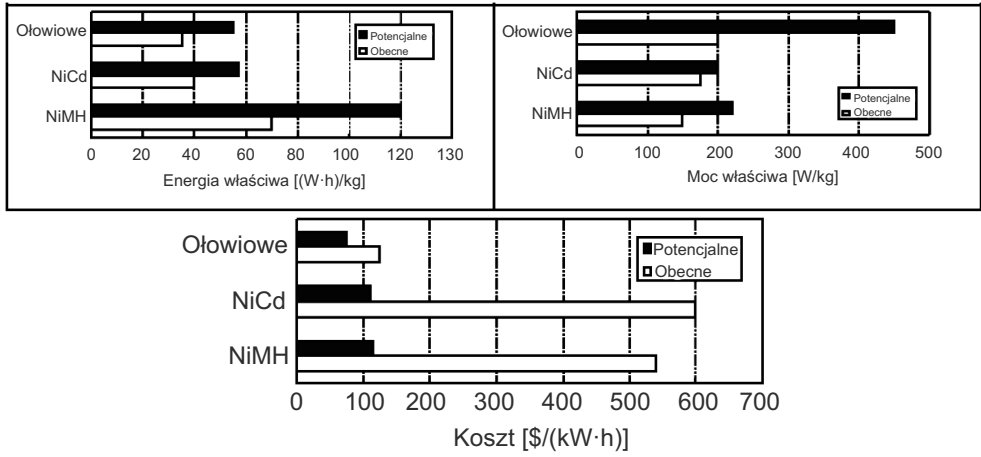


Rys. 10. Porównanie energii uzyskiwanej z różnych rodzajów ogniw [6]

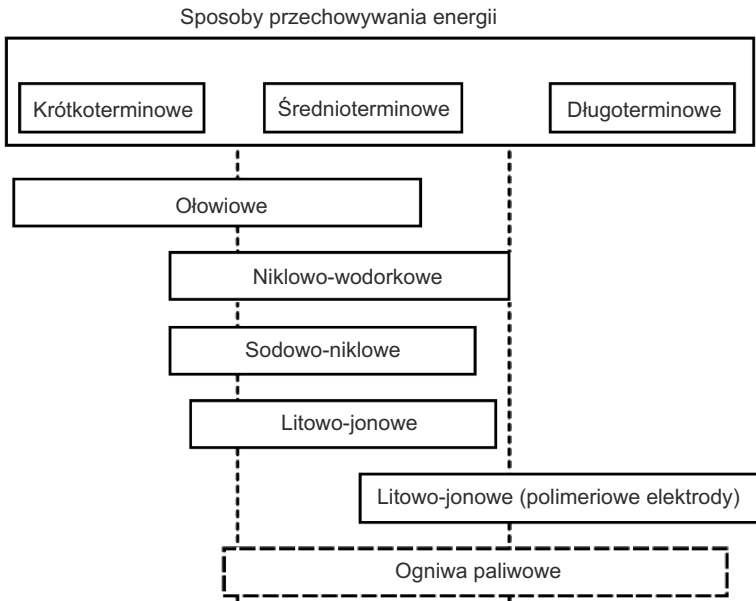
Fig. 10. Comparison of energy from different types of cells [6]

Wzrost zagrożenia środowiska i kurczenie się zasobów paliw węglowodorowych doprowadziły do nasilenia prac nad zastosowaniem silników elektrycznych do napędu samochodów. Ich rezultatem są nowe typy akumulatorów, o krótszym okresie ładowania, mniejszej masie i większej wydajności energetycznej (rys. 11), co spowodowało wydłużenie zasięgu samochodów.

Główną przyczyną skracania czasu życia akumulatorów oraz szybkiego zmniejszania ich pojemności jest niewłaściwa eksploatacja. Aby dokładnie czuwać nad procedurą ładowania i rozładowywania, zaczęto wbudowywać w akumulatory układy scalone pełniące rolę kontrolerów. Są to tzw. inteligentne akumulatory (droższe o około 30% od klasycznych baterii i, jak na razie, jeszcze mało popularne). Nakłady skierowane są obecnie na utworzenie jednego standardowego systemu, obejmującego wszystkie inteligentne akumulatory niezależnie od ich typu – SBS (*Smart Battery System*). Rozwój napędów hybrydowych i elektrycznych jest uwarunkowany poziomem technologicznym akumulatorów. Najbardziej pożądanym typem są baterie *long term*, charakteryzujące się możliwością długookresowego dostarczania energii elektrycznej. Największe zastosowanie mogą mieć baterie litowo-jonowe (rys. 12).



Rys. 11. Charakterystyka obecnych i przyszłych możliwości akumulatorów
 Fig. 11. Characteristics of current and future capacity batteries



Rys. 12. Zaawansowane systemy akumulatorów oraz odpowiadające im sposoby przechowywania energii do napędu pojazdów elektrycznych [2]

Fig. 12. Advanced battery systems and corresponding methods of energy storage to power electric vehicles [2]

Jednym z wyborów podejmowanych przy projektowaniu pojazdów o napędzie hybrydowym jest podział mocy i energii między silnik spalinowy i urządzenie magazynujące. Przy obecnym stanie zaawansowania konstrukcji akumulatorów elektrochemicznych uzyskanie większej mocy pojazdu w większym stopniu przez silnik spalinowy, a w mniejszym stopniu przez akumulatory – prowadzi do obniżenia masy pojazdu.

3. Wnioski

1. Szerokie wprowadzenie technologii elektrycznych wymaga dostępności inteligentnych sieci elektrycznych i inteligentnych systemów ładowania pojazdów, dostosowanych do wymagań klientów.
2. Istnieje bardzo wiele pierwotnych źródeł energii elektrycznej, co daje wysoką elastyczność zaopatrzeniową.
3. Znacznie wyższa wydajność energetyczna silnika elektrycznego w porównaniu z silnikiem spalinowym.
4. Usterki układu napędzającego pojazd z indywidualnym napędem silnikiem elektrycznym każdego z kół jezdnych mogą w niekorzystnych warunkach drogowych prowadzić do utraty możliwości sterowania pojazdem, powodując powstanie zagrożenia bezpieczeństwa.
5. Rozwój pojazdów hybrydowych, jak również pojazdów o napędzie czysto elektrycznym prowadzi nieuchronnie do zwiększenia kompleksowości zagadnień koniecznych do rozwiązania na etapie projektowania.
6. Rozwój konstrukcji silników elektrycznych otwiera nowe możliwości w zakresie sterowania dynamiką ruchu pojazdu. Szczególnie atrakcyjną alternatywę stanowi wektorowanie momentu napędowego.
7. Najnowsze akumulatory litowo-żelazowo-fosforowe są najbezpieczniejszym rozwiązaniem, charakteryzującym się małym prawdopodobieństwem przegrzania i pożaru. Koszty produkcji są niskie. Niewielka gęstość energii i pogorszenie parametrów pracy w niskich temperaturach należy wymienić jako podstawowe wady.
8. Efekty bezpośrednie stosowania pojazdów EV:
 - znaczące obniżenie emisji spalin,
 - znaczące ograniczenie hałasu,
 - dłuższe przebiegi silnika (mniejsze i równomierne obciążenie),
 - mniejsze zużycie elementów układu hamulcowego.

Literatura

- [1] A m a n n C.A., *The Stretch for better Passenger Car Fuel Economy*, A Citical Look. Automotive Engineering, nr 3, 2008.
- [2] B a s s i n i M., *New OE Battery Concept for Specific Performances Improvement, F98TP067*, Fisita World Automotive Congress, Paris 2008.
- [3] C z e r w i ń s k i A., *Akumulatory, baterie, ogniwa*, Warszawa 2005.
- [4] G a i n e s L., S i n g h M., *Energy Impacts in Producing and Recycling EV Bateries*, Automotive Engineering, nr 2, 2006.

- [5] Jost K., *Composite flywheel rotors for hybrid EVs*, Automotive Engineering, nr 10, 2005.
- [6] Pawełski Z., *Napęd hybrydowy dla autobusu miejskiego*, Łódź 2006.
- [7] Rosen H.A., Castleman D.R., *Koła zamachowe w pojazdach hybrydowych*, Świat Nauki, nr 12, 2007.
- [8] Tyczkowski J., *Kłopoty z akumulatorem*, Wiedza i Życie, nr 12, 2009.

MAREK MACIEJEWSKI*

O ZALEŻNOŚCI WSPÓŁCZYNNIKA OPORU
AERODYNAMICZNEGO OD PRĘDKOŚCI JAZDYON THE DEPENDENCE OF AERODYNAMIC DRAG
COEFFICIENT ON THE DRIVING SPEED

Streszczenie

Na wielkość sił oporu aerodynamicznego samochodu wpływają oddziaływania o charakterze konwekcyjnym, wynikające z rozkładu ciśnień wokół pojazdu, oraz dyfuzyjnym, związane z tarcieniem (lepkiem) powietrza. Wielkość i wzajemne proporcje obu rodzaju sił zależą od prędkości opływu powietrza wokół pojazdu, a więc w przybliżeniu od prędkości jazdy samochodu. Siły wynikające z oddziaływań konwekcyjnych zależą od kwadratu prędkości ruchu, a te związane z oddziaływaniami dyfuzyjnymi zależą liniowo od prędkości jazdy. Wyznaczając współczynnik oporu w oparciu o siłę oporu otrzymaną z badań tunelowych, popełniamy błąd, standardowo przyjmując kwadratową zależność od prędkości jazdy. W artykule kwestia ta jest badana z wykorzystaniem symulacji komputerowych, a stosowna zależność współczynnika oporu aerodynamicznego od prędkości jazdy zostaje zweryfikowana.

Słowa kluczowe: aerodynamika samochodu, współczynnik oporu, symulacje numeryczne

Abstract

On the aerodynamic drag magnitude for a road vehicle affect the convective contributions resulting from the pressure distribution about a vehicle, and the diffusive contributions connected with the surface friction of (viscous) air. The magnitude and mutual relations of the shear and pressure forces are closely dependent on the air flow velocity over a vehicle, and approximately, on the driving speed. Forces resulted from convective contributions depend on the square of the driving speed, and those connected with diffusive contributions depend linearly on the speed. Determining the drag coefficient based on the drag force obtained from a wind-tunnel testing, we make an error routinely assuming the square dependency on the driving speed. In article, this question is considered with help of numerical simulations, and the appropriate dependency of the drag coefficient on the driving speed is verified.

Keywords: road vehicle aerodynamics, drag coefficient, numerical simulations

* Dr inż. Marek Maciejewski, Instytut Maszyn Roboczych i Pojazdów Samochodowych, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Politechnika Poznańska.

1. Wstęp

O zachowaniu się samochodu na drodze decyduje wiele czynników wpływających na jego własności trakcyjne i dynamiczne. Do czynników tych zalicza się m.in. opory ruchu, na które składają się opory toczenia, opory aerodynamiczne, opory wzniesienia, opory bezwładności oraz opory niestandardowe (związane z hamowaniem, skrętem, przyczepą, ...). Przy większych prędkościach jazdy opory aerodynamiczne mają zwykle charakter dominujący, dlatego bardzo ważne jest ich wiarygodne i poprawne opisanie. Zjawiska aerodynamiczne związane z opływem powietrza wokół poruszającego się pojazdu przejawiają się występowaniem chwilowych rozkładów prędkości i ciśnienia, które decydują o wielkości wynikowych sił aerodynamicznych. Siły te określają opory jazdy oraz docisk pojazdu do jezdni, a wraz z innymi oddziaływaniami dynamicznymi stanowią o zachowaniu się pojazdu w zakresie własności i wskaźników trakcyjnych, statecznościowych, ekonomicznych i środowiskowych. Zjawiska aerodynamiczne wokół samochodu oraz związane z nimi siły aerodynamiczne oporu i docisku określa się w trakcie badań, które mogą mieć charakter eksperymentalny, analityczny lub numeryczny.

Eksperymentalne badania aerodynamiczne można ogólnie podzielić na ruchowe i stanowiskowe (tunelowe). Te pierwsze wydają się być bardzo obiecujące z tytułu bezpośredniego związku z rzeczywistymi warunkami ruchu, ale wielkim problemem jest zapewnienie takiej ich technicznej realizacji, która gwarantowałaby pełną wiarygodność rejestrowanych informacji. Ponieważ warunki techniczne prowadzenia ruchowych pomiarów aerodynamicznych są wyjątkowo niekorzystne, jakość rejestrowanych informacji jest niska, a przez to przydatność samych badań okazuje się niewielka. W praktyce tego typu badania dotyczą prawie wyłącznie prostych pomiarów dynamometrycznych w celu wyznaczenia uśrednionego współczynnika oporu aerodynamicznego.

W badaniach stanowiskowych, prowadzonych w tunelach aerodynamicznych, o dokładności uzyskiwanych rezultatów decyduje wierność odwzorowania zjawisk aerodynamicznych występujących w ruchu rzeczywistym. W tego rodzaju badaniach realizowane są odwrócone warunki ruchu (nieruchomy pojazd w strumieniu powietrza lub innego medium), a otoczenie jest sztucznie ograniczone. Skutkuje to błędami pomiarowymi, których najważniejszymi źródłami są:

- stacjonarność podłoża tunelu względem badanego pojazdu, skutkująca wystąpieniem ruchu ośrodka (powietrza) względem tunelu i tym samym powstaniem przy podłożu tunelu warstwy przypowierzchniowej (o zmienionych parametrach aerodynamicznych), w której częściowo „zanurzony” jest pojazd,
- blokowanie przepływu w wyniku wstawienia pojazdu do tunelu o ograniczonych rozmiarach poprzecznych, przez co wokół pojazdu występują rozkłady ciśnienia i prędkości nieadekwatne do warunków drogowych,
- ewentualny wpływ skali modelu, wywołujący konieczność modyfikacji warunków przepływu stosownie do liczby Reynoldsa w celu zachowania właściwych form zjawisk fizycznych towarzyszących przepływowi,
- brak wiernego odwzorowania przepływu przez układy chłodzenia i wentylacji (układ napędowy samochodu nie pracuje), brak kontaktu kół z podłożem, brak ruchu obrotowego kół, a przynajmniej tego dostarczanego przez własny układ napędowy.

Błędy pomiarowe wynikające z wymienionych przyczyn można po części skompensować za pośrednictwem różnych dodatkowych rozwiązań technicznych, ale pełne ich usunięcie

nie jest możliwe. W tej sytuacji próbuje się przynajmniej oszacować wielkość popełnianych błędów w celu odpowiedniej modyfikacji wyników. Nie jest to jednak proste zagadnienie, o czym przekonują badania porównawcze przeprowadzane w wielu różnych tunelach na tych samych pojazdach [1].

Zakładając nawet, że wszystkie wymienione źródła błędów badań tunelowych dałoby się wyeliminować, to i tak pomiary mogą okazać się niedokładne z następującego powodu. Mianowicie, samochód (jako obiekt badań) charakteryzuje się sporą masą (bezwładnością), względnie dużą sprężystością nadwozia (pomiędzy miejscami oddziaływań aerodynamicznych a punktami mocowania układu wagowego) oraz wyraźnymi własnościami tłumienia oddziaływań dynamicznych w obrębie nadwozia. Cechy te powodują, że przeniesienie reakcji aerodynamicznych z całego nadwozia do punktów mocowania układu pomiarowego łączy się z ewidentnym wygładzeniem („filtracją”) zmiennych, wynikowych reakcji, i w tej sytuacji nie można wychwycić efektów odrywania się najmniejszych wirów (o wysokiej częstotliwości) za pojazdem. Swój przyczynek dokłada tu również podatność samego układu wagowego i jego pewne własności tłumiące. W tej sytuacji można byłoby zarzucić wszystkim badaniom tunelowym niewiarygodność lub niską dokładność, a jednak tego się nie czyni. Celem badań tunelowych pojazdów nie jest bowiem idealne zebranie i przeniesienie wszystkich oddziaływań aerodynamicznych z nadwozia na dynamometr, lecz umożliwienie korzystnej modyfikacji własności aerodynamicznych w wyniku systematycznego porównywania uzyskiwanych efektów i „iteracyjnego” znajdowania najodpowiedniejszego ukształtowania nadwozia. Następuje to przy jednoczesnej akceptacji faktu, że niektóre szybkozmienne efekty aerodynamiczne są nie do odtworzenia z uwagi na własności pojazdu i układu wagowego. Przebieg badań tunelowych sprowadza się wówczas do rejestrowania zmian (pozytywnych i negatywnych) w formach zjawisk lub w wielkości sił aerodynamicznych, w zależności od modyfikacji rozwiązań konstrukcyjnych dokonywanych w oparciu o doświadczenia z poprzednich testów i zarejestrowanych wizualizacji zjawisk aerodynamicznych.

Drugie z wymienionych podejść badawczych, *analityczne*, wiąże się z koniecznością rozwiązania stosownego układu równań Naviera–Stokesa. Wprawdzie przybliżone rozwiązania analityczne są możliwe, lecz jedynie w odniesieniu do najprostszych układów geometrycznych. Pełne rozwiązanie zagadnienia (kwestia istnienia, przedstawienie rozwiązania w postaci funkcyjnej) nie jest możliwe. Rozwiązanie nie istnieje nawet w odniesieniu do sformułowania słabego. Tym samym podejście to, chociaż mieści się w ogólnym kanonie metod rozwiązywania, jest jak na razie podejściem czysto hipotetycznym.

Trzecim podejściem w zakresie badań aerodynamicznych jest prowadzenie stosownych *symulacji numerycznych* w oparciu o sformułowania aproksymacyjne, polegające na przybliżonym odwzorowaniu zagadnienia opisanego układem równań różniczkowych w innej, prostszej przestrzeni, zwykle algebraicznej. Oznacza to zastąpienie układu równań różniczkowych lub całkowych, rozwiązywanych metodami analizy matematycznej, układami równań algebraicznych, które można efektywnie rozwiązać (zwykle jako sekwencję układów równań liniowych) z wykorzystaniem maszyn cyfrowych. Abstrahując na razie od konkretnych metod, można ogólnie stwierdzić, że bardzo dokładne rozwiązania są możliwe do osiągnięcia, a z kolei błędy tych rozwiązań są możliwe do oszacowania. Skutkiem tego symulacje numeryczne są coraz chętniej wykorzystywane do określania rozkładów prędkości i ciśnienia wokół samochodu, umożliwiając przy tym odtworzenie różnorodnych zjawisk aerodynamicznych, w tym również w obszarach trudno dostępnych dla pomiarów eksperymentalnych, a także przedstawienie wyników oddziaływań w formie sił oporu lub docisku (unoszenia) aerodynamicznego.

2. Współczynnik oporu aerodynamicznego

Prowadzenie porównań własności aerodynamicznych pojazdów przez odnoszenie się do wielkości sił oporu aerodynamicznego jest kłopotliwe, ponieważ różne są zwykle wymiary pojazdów. Chodzi tu przede wszystkim o wielkość rzutu pojazdu na płaszczyznę prostopadłą do kierunku ruchu. W celu umożliwienia prostej i efektywnej oceny własności aerodynamicznych różnych pojazdów w zakresie generowanych oporów ruchu, wprowadzono bezwymiarową wielkość, która określa aerodynamiczną jakość ukształtowania profilu samochodu. Wielkość tę nazywa się (czołowym lub profilowym) współczynnikiem oporu aerodynamicznego C_x i definiuje następująco:

$$c_x = \frac{2F}{\rho A v^2}$$

gdzie:

- F – siła oporu aerodynamicznego,
- ρ – gęstość powietrza,
- A – powierzchnia czołowa pojazdu,
- v – prędkość pojazdu (względem powietrza).

Ponieważ współczynnik oporu c_x zależy głównie od profilu nadwozia, uważa się go powszechnie za dobrą miarę określającą jakość ukształtowania nadwozia w kontekście oporów aerodynamicznych samochodu, a przez to świetnie nadającą się do porównywania własności aerodynamicznych różnych pojazdów. Należy jednak pamiętać, że pewna część zachowań i zjawisk aerodynamicznych nie została w przytoczonej zależności dobrze ujęta, co może rzutować na wielkość współczynnika oporu aerodynamicznego. Mianowicie, po pominięciu efektów cieplnych, zachowanie powietrza można określić jako mieszane – jednocześnie konwekcyjne (inercyjne) i dyfuzyjne (lepkie). Udziały energetyczne poszczególnych oddziaływań można przedstawić w zależności od liczby Reynoldsa. Im jest ona większa, tym udział konwekcji jest bardziej znaczący. W skrajnym przypadku płynu nielepkiego nie występują w ogóle oddziaływania dyfuzyjne.

Siła oporów wynikająca z oddziaływań konwekcyjnych jest w zasadzie wypadkową lokalnych sił związanych z rozkładem ciśnienia wokół samochodu. W najprostszym przypadku można to postrzegać jako pewną strefę nadciśnienia z przodu samochodu oraz strefę podciśnienia z tyłu. Sumaryczne oddziaływanie ciśnienia rozłożonego na całym nadwoziu daje efekt w postaci siły oporu ciśnieniowego (konwekcyjnego). Z kolei siła oporów wynikająca z oddziaływań dyfuzyjnych jest po prostu sumaryczną siłą tarcia pomiędzy powietrzem i nadwoziem. Znając (np. z badań tunelowych) ogólną wartość siły oporu aerodynamicznego, nie jesteśmy zatem w stanie określić, jaka jej część związana jest z oddziaływaniami konwekcyjnymi, a jaka z dyfuzyjnymi.

Kwestia ta rzutuje na poprawność wyznaczania współczynnika oporu aerodynamicznego według powszechnie przyjętej i przytoczonej powyżej zależności. Chodzi mianowicie o to, że oddziaływania konwekcyjne zależą nieliniowo od (kwadratu) prędkości, natomiast oddziaływania dyfuzyjne – liniowo od prędkości. W tej sytuacji należy się zastanowić, czy określanie współczynnika oporu aerodynamicznego według całkowitej siły oporu i uznanie, że jest to opór ciśnieniowy (konwekcyjny), jest dopuszczalne. Z problemem tym mamy do czynienia, gdy do wyznaczenia współczynnika oporu aerodynamicznego wykorzystujemy siły zebrane

przez układ pomiarowy w trakcie badań tunelowych i nie mamy żadnej możliwości wyodrębnienia przyczynków pochodzących od oddziaływań konwekcyjnych i dyfuzyjnych.

Wyznaczając współczynnik oporu aerodynamicznego według podanej powyżej zależności, przyjmujemy automatycznie, że jest on w całości związany z oporami o charakterze konwekcyjnym, gdyż wyliczamy go w oparciu o kwadrat prędkości jazdy. Rzeczywiste udziały obu rodzajów sił oporu w sumarycznym oporze aerodynamicznym pojazdu są jednak zmienne – zależą od prędkości. Tym samym, im mniejsza jest prędkość jazdy, tym udział oporu dyfuzyjnego jest większy, a więc tym większy błąd jest popełniany przy wyznaczaniu współczynnika oporu aerodynamicznego pojazdu. Dysponując wyłącznie wynikami badań tunelowych, nie sposób oszacować wielkości tego błędu, gdyż znamy jedynie sumaryczną wielkość oporu aerodynamicznego. Szansę na określenie wielkości błędu popełnianego przy wyznaczaniu współczynnika oporu aerodynamicznego dają jedynie komputerowe symulacje aerodynamiczne, w których można oddzielnie określić wielkość sił oporu pochodzących od poszczególnych oddziaływań.

3. Cel badań

Przeprowadzane badania mają oszacować wielkość błędu popełnianego z tytułu wyznaczenia współczynnika oporu aerodynamicznego w oparciu o całkowitą wielkość oporu przepływu. Realizacja tego zadania jest możliwa jedynie w przypadku symulacji numerycznych, gdyż istnieje tu pełna możliwość rozdzielenia wynikowego oporu aerodynamicznego na część związaną z konwekcją i część związaną z dyfuzją.

W oparciu o stosowne badania symulacyjne zamierza się dokładnie określić, jaki wpływ na poziom współczynnika oporu ma prędkość ruchu, oraz dodatkowo, czy i jaki wpływ na to może mieć konfiguracja nadwozia. W badaniach zostanie rozważony zakres prędkości jazdy (od 1 m/s do 100 m/s). Należy przy tym podkreślić, że wszystkie rozważania dotyczą ruchu pojazdów w przestrzeni otwartej, tj. nieograniczonej sztucznie definiowanymi brzegami tunelu aerodynamicznego.

W ramach prowadzonych symulacji zaplanowano zbadanie następujących kwestii:

1. Kształtowanie się współczynnika oporu aerodynamicznego w zależności od charakteru oddziaływań aerodynamicznych.
2. Kształtowanie się współczynnika oporu aerodynamicznego w zależności od prędkości ruchu.
3. Znaczenie konfiguracji nadwozia przy wyznaczaniu, zależnych od charakteru oddziaływań i prędkości ruchu, współczynników oporu aerodynamicznego.
4. Oszacowanie popełnianych błędów z tytułu określania współczynnika oporu aerodynamicznego na podstawie standardowych zależności przy różnych prędkościach jazdy.

4. Charakterystyka metody obliczeniowej

Numeryczna symulacja zjawisk przepływowych została przeprowadzona na podstawie równań Naviera–Stokesa dla ośrodka nieściśliwego i metodą sztucznej ścisłości, polegającą na wprowadzeniu do równania ciągłości dodatkowego członu zawierającego pochodną ciśnienia po czasie, czyli wprowadzeniu sztucznej ścisłości, co zapewnia wystarczające sprzężenie równania ciągłości z równaniami pędu. Cechą charakterystyczną zastosowanej wersji metody była rezygnacja z osiągnięcia limitów ścisłości (w procedurze podwójnego

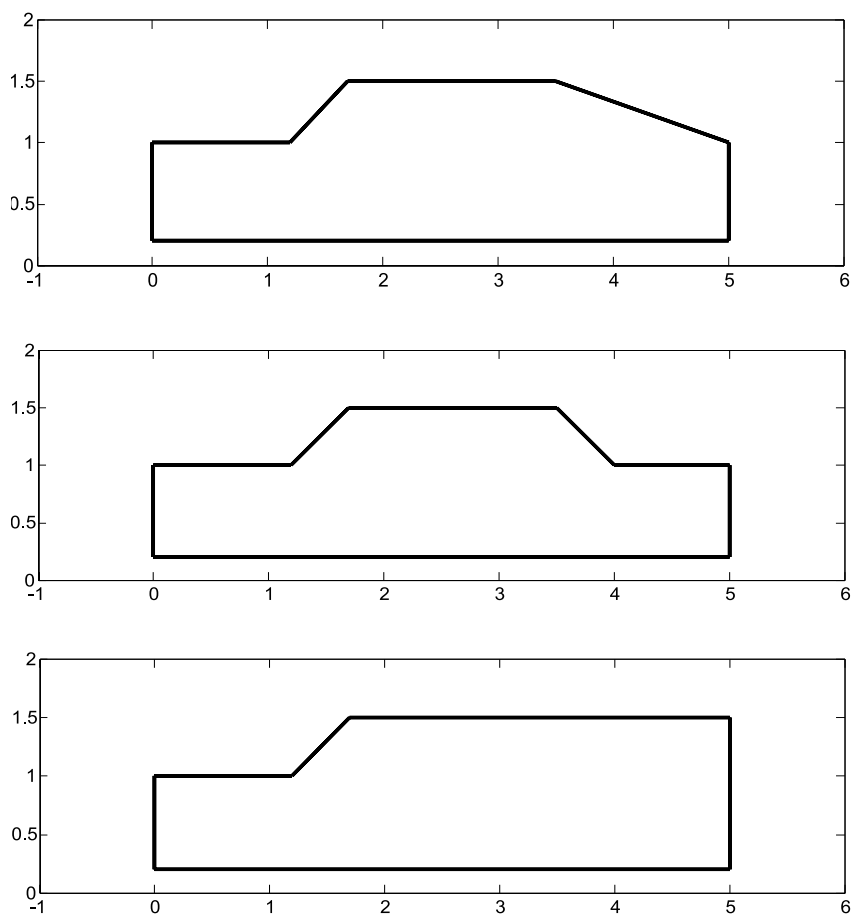
całkowania względem czasu) charakterystycznych dla przepływu nieściśliwego, na rzecz wielkości typowych dla przyjętych warunków przepływu powietrza.

Rozwiązanie dla przyjętych form obszaru przepływu i warunków brzegowych zostało zrealizowane z zastosowaniem aproksymacji przestrzennej, zdefiniowanej zgodnie z wymaganiami metody objętości skończonych. W metodzie tej poszukiwanie rozwiązania dla całego rozpatrywanego obszaru jest przeprowadzane oddzielnie w poszczególnych komórkach siatki obliczeniowej (objętościach skończonych), przy czym w każdej z komórek wszystkie zmienne przyjmują stałe, uśrednione wartości, a ich zmiana wynika wyłącznie z warunków równowagi na ściankach komórek, tj. z równowagi strumieni, wyznaczonej z wykorzystaniem rozwiązania problemu Riemanna dla zrekonstruowanych zmiennych prostych. Przy rozwiązywaniu powyższego problemu wykorzystano schemat numeryczny typu *upwind*, nawiązujący do znaków lokalnych wartości własnych. Wyznaczenie strumieni (konwekcyjnych i lepkich) przez ścianki dyskretyzacji stworzyło podstawę do przeprowadzenia całkowania po czasie i obliczenia wartości zmiennych w poszczególnych komórkach. Przy całkowaniu korzystano z jawnej metody Rungego–Kutty czwartego rzędu, a długość kroku czasowego była dobierana automatycznie.

Ze względu na istotny wpływ gęstości i formy siatki obliczeniowej na dokładność używanych rezultatów, a zarazem niemożność przewidzenia z góry właściwej początkowej aranżacji siatki, w celu zapewnienia odpowiedniej dokładności analiz symulacyjnych użyto programu obliczeniowego w wersji adaptacyjnej. Program w pierwszej kolejności umożliwiał stosowne, standardowe obliczenia na siatce wyjściowej. Następnie, na bazie analizy błędów rozwiązania, wyznaczał podobszary siatki, gdzie rozwiązanie nie było wystarczająco dokładne i stosownie zagęszczał dyskretyzację w tych miejscach. Procedura cyklicznego, sukcesywnego uszlachetniania siatki trwała tak długo i w takim stopniu, aż założone na wstępie obliczeń kryterium dokładnościowe zostało spełnione. Program adaptacyjny zawierał, w odróżnieniu od standardowego, dwa nowe elementy: procedurę estymacji błędu rozwiązania w poszczególnych komórkach oraz procedurę uszlachetniania siatki obliczeniowej, polegającą na zmianie gęstości siatki w wyniku sukcesywnej bisekcji najdłuższych krawędzi wybranych komórek dyskretyzacji.

5. Warunki prowadzenia badań i konfiguracje obliczeniowe

W badaniach symulacyjnych odwzorowano typowe warunki ruchu drogowego, tj. każdy pojazd umieszczono w przestrzeni otwartej, nieograniczonej żadnymi fizycznymi brzegami limitującymi wielkość obszaru obliczeniowego, a więc inaczej niż ma to zwykle miejsce w rzeczywistych testach tunelowych (z ograniczoną przestrzenią roboczą). We wszystkich przeprowadzonych symulacjach zastosowano identyczną wielkość obszaru obliczeniowego i zbliżoną (o równej wysokości i długości) formę geometryczną wszystkich badanych profili pojazdów. Wprawdzie badania przeprowadzono dla większej liczby profili [2], jednak w niniejszej prezentacji ograniczono się do trzech najbardziej charakterystycznych, o przesadnie wyidealizowanych (i przez to dość topornych) kształtach (rys. 1), co miało za zadanie sprzyjać większemu zróżnicowaniu rezultatów, a było bez znaczenia z punktu widzenia formalnej poprawności symulacji. Efektem ubocznym takiego ukształtowania profili było pewne zwiększenie wyznaczonych współczynników oporu aerodynamicznego, głównie z tytułu większego wpływu oddziaływań konwekcyjnych. Warunki fizyczne (gęstość i lepkość) ośrodka odpowiadały danym charakterystycznym dla powietrza, a zakres rozważanych prędkości jazdy wynosił od 1 m/s (3,6 km/h) do 100 m/s (360 km/h).



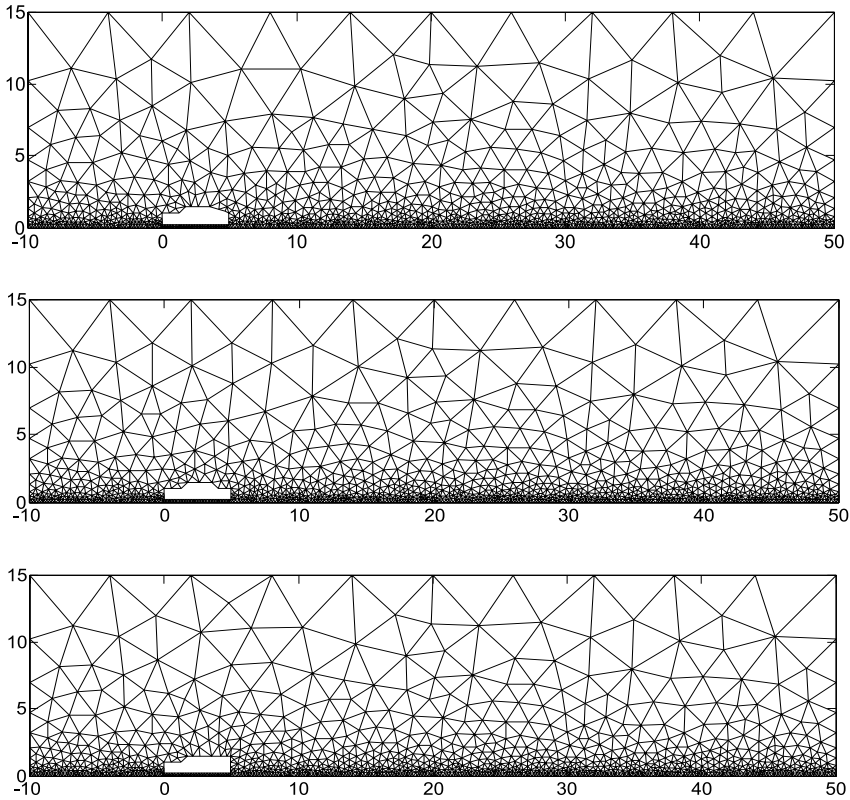
Rys. 1. Profile rozważanych pojazdów (wymiary w metrach)

Fig. 1. Car forms under consideration (sizes in meters)

Wprawdzie symulacja aerodynamiczna przepływu wokół pojazdów wymaga zazwyczaj prowadzenia analizy w przestrzeni trójwymiarowej, to jednak z uwagi na to, że poszukujemy zależności pomiędzy poziomem współczynnika oporu aerodynamicznego a kształtem dwuwymiarowego profilu pojazdu, uzasadnione było prowadzenie symulacji dwuwymiarowych, tym bardziej że czas przygotowania modeli i czas obliczeń są tu zdecydowanie krótsze, a same symulacje są tym samym o wiele efektywniejsze.

Umieszczenie wygenerowanych modeli pojazdów w obszarze „wirtualnego tunelu aerodynamicznego” pozwoliło zdefiniować konfiguracje obszarów obliczeniowych. Zewnętrzne wymiary obszarów obliczeniowych przyjęto stałe, o wysokości 15 metrów i długości 60 metrów, a pojazdy umieszczano zawsze w jednym i tym samym miejscu. Przyjęcie dużych zewnętrznych rozmiarów obszaru obliczeniowego miało na celu uniknięcie blokowania (dławienia) przepływu i korekcyjności osiągniętych rezultatów. W oparciu o zewnętrzne i wewnętrzne

granice przyjętych konfiguracji obliczeniowych wygenerowano wyjściowe (początkowe) siatki obliczeniowe (rys. 2).



Rys. 2. Początkowe siatki obliczeniowe (wymiary w metrach)

Fig. 2. Initial computational meshes (sizes in meters)

Warunki brzegowe dla każdego obszaru obliczeniowego zostały zdefiniowane zgodnie z poniższym opisem:

- na profilach pojazdów: warunki typu „ściana”,
- na brzegu lewym i prawym: odpowiednio warunki typu „wlot” i „wylot”,
- na górnym brzegu: warunki typu „symetria”,
- na dolnym brzegu: warunki typu „ruchoma ściana”.

Dla opisu rozważanych modeli konfiguracji obszaru obliczeniowego wraz z odpowiadającymi im warunkami brzegowymi wprowadzono jednolitą notację w myśl poniższego szablonu:

ABCDE

gdzie poszczególne symbole (A, B, C, D i E) oznaczają:

A symbol profilu nadwozia pojazdu, konkretnie:

- h *hatchback*,
- n *notchback*,
- s *squareback*,

- B liczba setek m/s prędkości ruchu,
- C liczba dziesiątek m/s prędkości ruchu,
- D liczba jednostek m/s prędkości ruchu,
- E symbol rozważanych oddziaływań fizycznych:
 - n wszystkie (równania Naviera–Stokesa),
 - e konwekcyjne (równania Eulera),
 - d dyfuzyjne (równania Stokesa).

Przyjęcie do symulacji trzech profili nadwozia, a następnie prowadzenie symulacji z wyodrębnieniem efektów pochodzących od poszczególnych rodzajów oddziaływań fizycznych dla sześciu prędkości jazdy (faktycznie prędkości nawiewu): 1, 4, 10, 20, 40 i 100 m/s, skutkowało ogólną liczbą 54 zestawów rezultatów symulacji.

6. Wyniki symulacji

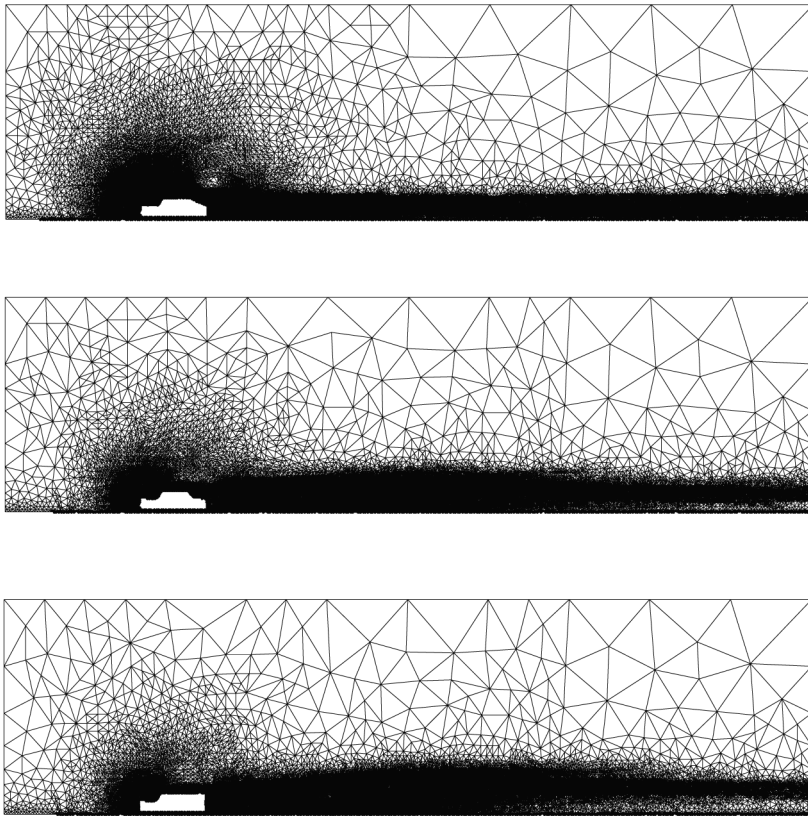
Wyniki symulacji aerodynamicznych pojazdów przedstawia się zwyczajowo w dwóch podstawowych formach:

- jako bezpośrednie rezultaty symulacji, tj. rozkłady zmiennych prostych (ciśnienia i składowych prędkości) w obszarze przepływu,
- jako pośrednie (zagregowane) rezultaty symulacji, tj. zależności wielkości sił (lub współczynników) aerodynamicznych w funkcji czasu lub konkretnych parametrów symulacji.

Prezentacja bezpośrednich rezultatów wymaga zawsze kolorowych wizualizacji, przez co nie zawsze jest akceptowana. Ponadto tego rodzaju wizualizacje służą głównie analizie szczegółowych zjawisk lub interakcji aerodynamicznych i jeśli takich dociekań się nie prowadzi, są one w zasadzie niepotrzebne. Wadą takich wizualizacji jest też to, że odnoszą się tylko do pojedynczej chwili symulacji przepływu nieustalonego. Często dobrym substytutem kolorowych wizualizacji rozkładu poszczególnych zmiennych fizycznych okazuje się prezentacja końcowych form siatek obliczeniowych dla symulacji prowadzonych adaptacyjnie, gdyż lokalny stopień zagęszczenia siatki jest zwykle świadectwem dużej zmienności zjawisk aerodynamicznych zachodzących w danym podobzdarze. Przykładowe, końcowe („poadaptacyjne”) formy siatek obliczeniowych przedstawiono na rys. 3.

Do prowadzenia całościowych ocen zachowań aerodynamicznych bardziej nadają się jednak pośrednie rezultaty symulacji i związane z nimi zagregowane mierniki jakości aerodynamicznej, do jakich zalicza się m.in. współczynnik oporu dynamicznego. Zaletą takiej charakterystyki aerodynamicznej jest możliwość jednoczesnego odniesienia się do kilku badanych konfiguracji obliczeniowych, przez co o wiele łatwiejsze jest prowadzenie porównań zarówno w funkcji przebiegu współczynnika oporu aerodynamicznego w czasie, jak i w funkcji poszczególnych parametrów symulacji. Pozwoliło to w rozważanym przypadku wyprowadzać bezpośrednie wnioski odnośnie do konsekwencji wpływu wybranych czynników (parametrów):

- rodzaju oddziaływań fizycznych,
 - prędkości ruchu pojazdu,
 - rodzaju nadwozia,
- na wielkość oporu lub współczynnika oporu aerodynamicznego.



Rys. 3. Przykładowe końcowe formy siatek kolejno dla modeli: h100n, n100n i s100n

Fig. 3. Exemplary final mesh forms for models: h100n, n100n and s100n, respectively

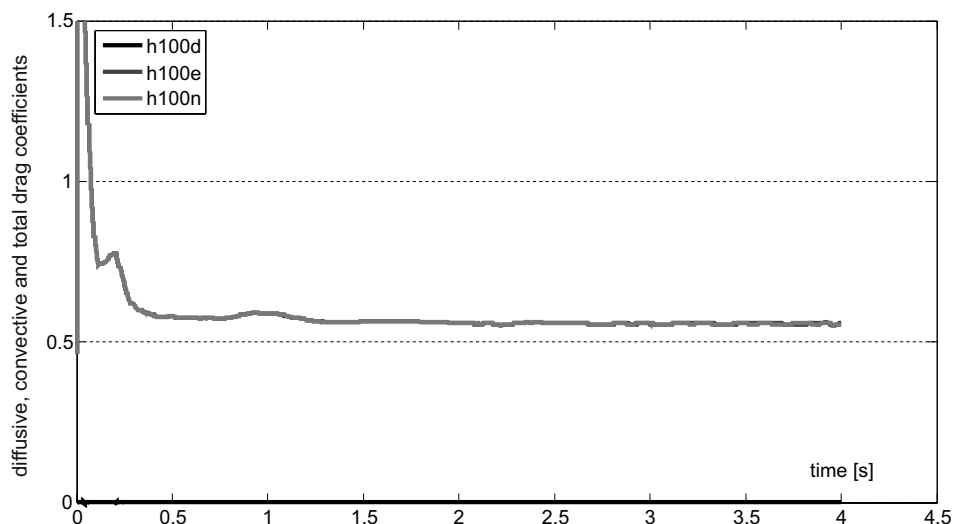
Na potrzeby przeprowadzenia efektywnej i jednoznacznej analizy wpływu wymienionych czynników na kształtowanie się oporu aerodynamicznego konieczne okazało się sporządzenie szerokiego wachlarza graficznych zestawień porównawczych, obejmującego w podstawowej wersji wykresy przebiegu współczynników oporu aerodynamicznego:

- dla poszczególnych rodzajów oddziaływań (konwekcyjnego, dyfuzyjnego i sumarycznego) w funkcji czasu, oddzielnie dla każdego rodzaju nadwozia i każdej prędkości jazdy,
- dla poszczególnych rodzajów nadwozia (*hatchback*, *notchback* i *squareback*) w funkcji czasu, oddzielnie dla każdego rodzaju oddziaływań i każdej prędkości jazdy,
- dla poszczególnych prędkości jazdy (1, 4, 10, 20, 40 i 100 m/s) w funkcji czasu, oddzielnie dla każdego rodzaju nadwozia i każdego rodzaju oddziaływań.

Wymienione powyżej wyjściowe zestawienia wykresów porównawczych uzupełniono dodatkowymi charakterystykami przedstawiającymi przebiegi zmodyfikowanych współczynników oporu lepkiego w liniowej (a nie kwadratowej) zależności od prędkości jazdy. Ponadto dokonano uśrednień zmiennych w czasie wielkości współczynników oporu aerodynamicznego, opierając się zawsze na ostatnich 33% kroków czasowych poszczególnych symulacji. Otrzymane uśrednione wielkości posłużyły do wykreślenia zależności współczyn-

ników oporu aerodynamicznego w funkcji prędkości jazdy, dla poszczególnych rodzajów nadwozia i rodzajów oddziaływań. Wybrane, poglądowe zestawienia graficzne zależności współczynników oporu aerodynamicznego zamieszczono na poniższych wykresach:

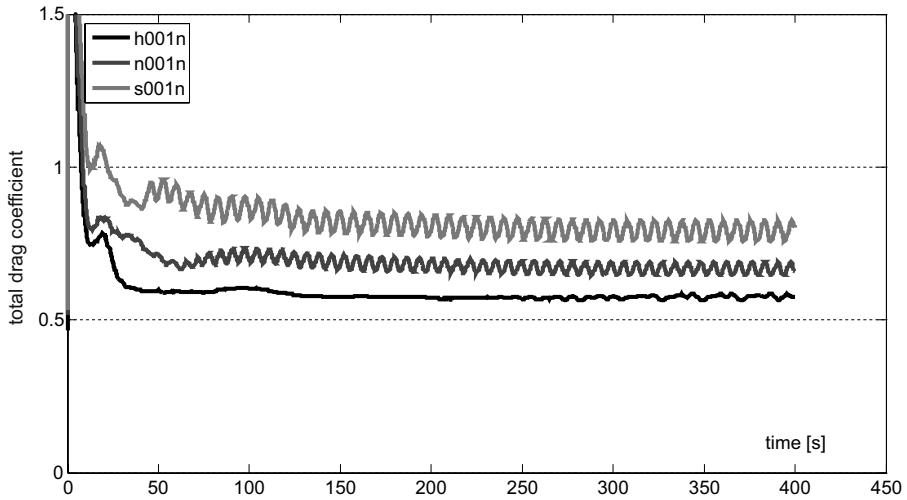
- zależność współczynnika oporu aerodynamicznego wynikającego z różnych oddziaływań fizycznych (kolejno: dyfuzyjnych, konwekcyjnych i sumarycznych) od czasu, w warunkach: nadwozie *hatchback*, prędkość 100 m/s (rys. 4),
- zależność współczynnika oporu aerodynamicznego różnych nadwozi (*hatchback*, *notchback* i *squareback*) od czasu, w warunkach: prędkość 1 m/s, oddziaływanie pełne, tj. konwekcyjne i dyfuzyjne (rys. 5),
- zależność uśrednionego (w czasie) współczynnika oporu aerodynamicznego od prędkości jazdy, przy uwzględnieniu obu rodzajów oddziaływań fizycznych (rys. 6),
- zależność uśrednionego (w czasie) współczynnika oporu aerodynamicznego od prędkości jazdy, przy uwzględnieniu jedynie oddziaływań dyfuzyjnych (rys. 7).



Rys. 4. Zależność współczynników oporu aerodynamicznego zdefiniowanych przez oddziaływania dyfuzyjne, konwekcyjne i sumaryczne, od czasu dla nadwozia *hatchback* i prędkości 100 m/s

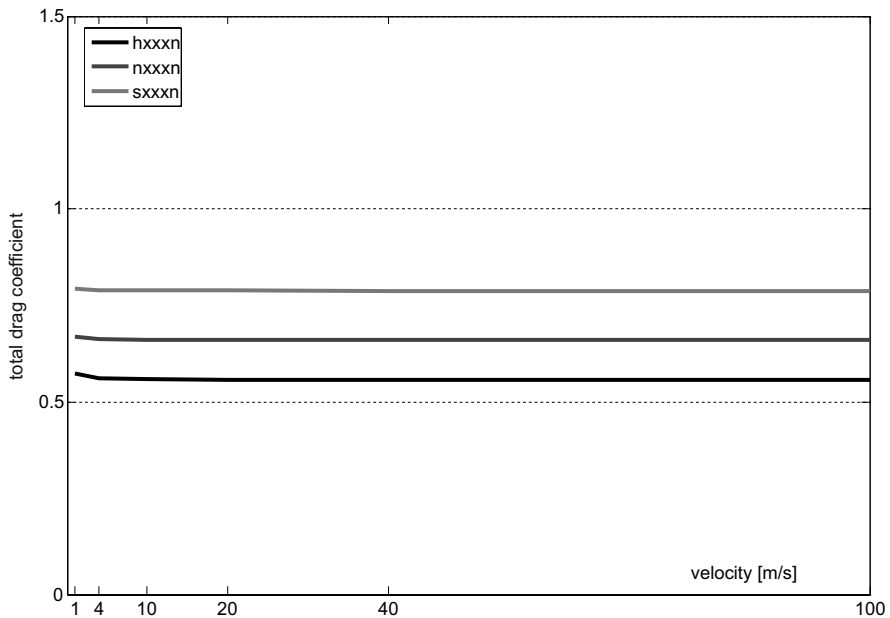
Fig. 4. Dependence of drag coefficients defined by diffusive, convective and total effects, on time for the hatchback car form and at 100 m/s

Na rysunkach przedstawiających przebiegi współczynników oporu aerodynamicznego w czasie (rys. 4 i 5) można zauważyć duże fluktuacje w początkowych stadiach symulacji. Wynikają one z przyjęcia dla całego obszaru przepływu fikcyjnych warunków początkowych, odpowiadających warunkom brzegowym dla prędkości na wlocie i ciśnienia na wylocie, jednak w miarę szybko przepływ osiągał już właściwą postać.



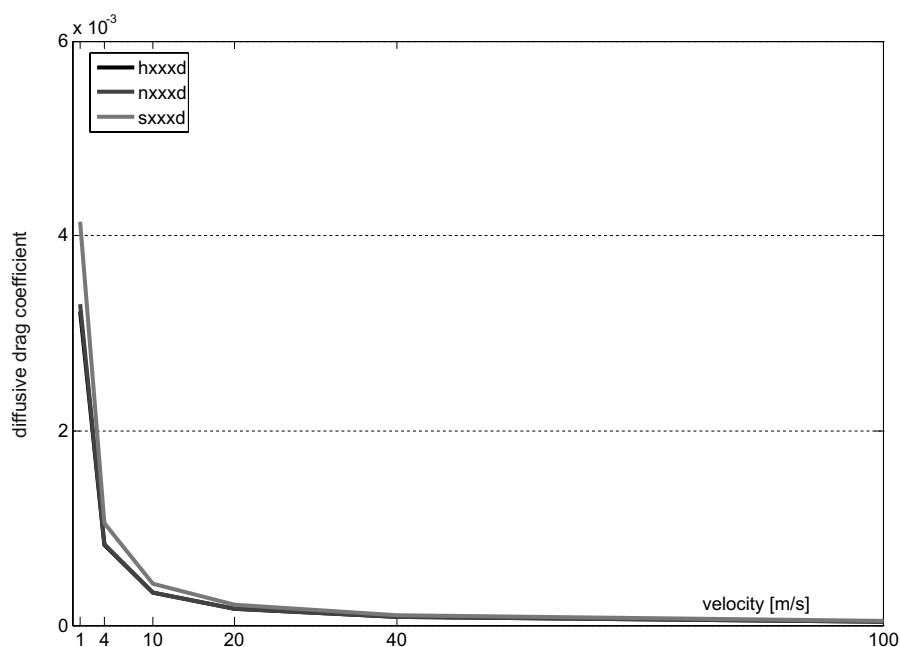
Rys. 5. Zależność współczynników oporu aerodynamicznego nadwozi *hatchback*, *notchback* i *squareback*, od czasu dla pełnego zestawu oddziaływań fizycznych i prędkości 1 m/s

Fig. 5. Dependence of drag coefficients for the hatchback, notchback and squareback forms, on time for all, convective and diffusive, effects and at 1 m/s



Rys. 6. Zależność współczynnika oporu aerodynamicznego od prędkości (pełny zestaw oddziaływań fizycznych)

Fig. 6. Dependence of drag coefficient on the driving speed (full combination of physical effects)



Rys. 7. Zależność współczynnika oporu aerodynamicznego od prędkości przy jedynie oddziaływaniach dyfuzyjnych

Fig. 7. Dependence of drag coefficient on the driving speed, for the diffusive effects only

7. Podsumowanie

Zasadniczym celem symulacji przeprowadzonych w pracy było oszacowanie zależności współczynnika oporu aerodynamicznego pojazdów samochodowych od prędkości jazdy. Wiązało się to w pierwszej kolejności z identyfikacją tego, jaka część oporu aerodynamicznego wynika z oddziaływań konwekcyjnych (inercyjnych), a jaka jego część jest związana z oddziaływaniami dyfuzyjnymi (lepkimi). Zależność, na podstawie której powszechnie wyznacza się współczynnik oporu, zakłada, że całość oporu aerodynamicznego ma charakter konwekcyjny. Jest to słuszne jedynie w odniesieniu do ośrodka nielepkiego, ale nie dla przypadku powietrza. Im prędkość ruchu jest mniejsza, tym większy jest udział oddziaływań dyfuzyjnych w oporze powietrza i tym samym większy jest błąd popełniany podczas wyznaczenia współczynnika oporu aerodynamicznego.

W artykule rozważono kształtowanie się współczynnika oporu dla kilku różnych konfiguracji geometrycznych nadwozia i kilku prędkości jazdy. Profile pojazdów zostały celowo uproszczone, aby przy zachowaniu ogólnego charakteru linii nadwozia pomijać wpływ detali konstrukcyjnych na wyniki symulacji. W tej sytuacji ostre („kanciaste”) kształty nadwozia powodowały dodatkowy wzrost oddziaływań konwekcyjnych. Pewne dodatkowe wypuklenie oddziaływań konwekcyjnych było również konsekwencją prowadzenia symulacji dwuwymiarowych. W badaniach przeanalizowano łącznie 54 różne konfiguracje obliczeniowe,

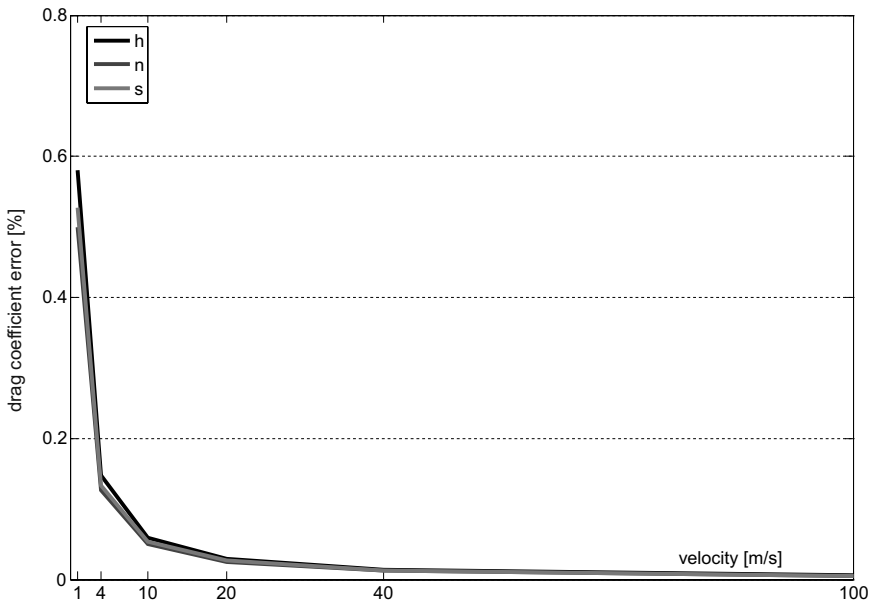
tj. 18 niezależnych konfiguracji dla 3 rodzajów oddziaływań fizycznych: dyfuzji (równania Stokesa), konwekcji (równania Eulera) i konwekcji–dyfuzji (równania Naviera–Stokesa).

Analizy aerodynamiczne oraz graficzne wizualizacje przebiegu współczynników oporu aerodynamicznego pomogły dokonać licznych spostrzeżeń oraz wyprowadzić ogólne wnioski charakteryzujące wpływ czynników fizycznych, geometrycznych i ruchowych na kształtowanie współczynnika oporów aerodynamicznych pojazdów:

1. Wielkości konwekcyjnych i „sumarycznych” (standardowych) współczynników oporu aerodynamicznego są bardzo zbliżone, a wpływ rodzaju nadwozia na ich wielkość można scharakteryzować następująco: *squareback* > *notchback* > *hatchback*.
2. Dyfuzyjny współczynnik oporu jest największy w przypadku modelu *squareback*, przy czym zasada ta obowiązuje bez względu na prędkość ruchu pojazdu.
3. Dyfuzyjne współczynniki oporu maleją hiperbolicznie wraz ze wzrostem prędkości ruchu, bez względu na profil pojazdu.
4. Konwekcyjne współczynniki oporu nie zależą od prędkości ruchu pojazdu.
5. Całkowite współczynniki oporu w niewielkim stopniu zależą od prędkości ruchu i są najwyższe przy małych prędkościach.

Na podstawie oceny błędów wyznaczania współczynnika oporu aerodynamicznego (rys. 8) można przyjąć następującą konkluzję:

błędy wyznaczania współczynnika oporu aerodynamicznego nie przekraczają 1% i maleją wraz ze zwiększeniem prędkości ruchu samochodu.



Rys. 8. Błędy wyznaczenia współczynnika oporu w zależności od prędkości ruchu

Fig. 8. Errors of the drag coefficient determination depending on driving speed

Literatura

- [1] Barnard R.H., *Road vehicle aerodynamic design*, Longman, Harlow 1996.
- [2] Maciejewski M., *O zależności współczynnika oporu aerodynamicznego od prędkości jazdy*, Raport PB-51-168/2008, Politechnika Poznańska, Poznań 2008, 1-77.

GRZEGORZ MOTRYCZ*, PIOTR STRYJEK**, ANDRZEJ LESKI***,
MARCIN KURDELSKI***

WYKORZYSTANIE MES W ANALIZIE STRUKTURY NOŚNEJ PLATFORMY DO PRZEWOZU USZKODZONEGO SPRZĘTU TRANSPORTEM LOTNICZYM

USE OF FEM IN ANALYSIS OF THE MAIN FRAMEWORK STRUCTURE OF THE AIR TRANSPORT CARRIAGE FOR DAMAGED EQUIPMENT

Streszczenie

W artykule przedstawiono metodykę tworzenia modelu obliczeniowego platformy. Dokonano analizy sił działających na konstrukcję podczas pracy, określając metodą analityczną ich wartości. Opisano zastosowane uproszczenia modelu. Obliczenia wytrzymałościowe przeprowadzono z użyciem systemu MSC Patran. Wyznaczono stany wyężenia konstrukcji, ponieważ konstrukcja wykazywała w określonych miejscach niepokojące wartości naprężeń, dokonano jej przekonstruowania.

Słowa kluczowe: platforma, KTO, obliczenia numeryczne, wytrzymałość konstrukcji

Abstract

The paper shows a methodology of the creation a numeric model of a platform. The analysis was made to the structure of the forces operating on the platform during drive. The value of the forces was quantify by analytical method. In the article was described simplistic model. The calculations of the mechanical tests were made using the system MSC Patran. Because the tension value of the construction in certain places was too high, there has been made some changes in the frame construction.

Keywords: APC, platform type carrier, FEM calculation, strength of structure

* Mgr inż. Grzegorz Motrycz, Pracownia Pojazdów Samochodowych, Zakład Pojazdów Samochodowych, Wojskowy Instytut Techniki Pancernej i Samochodowej.

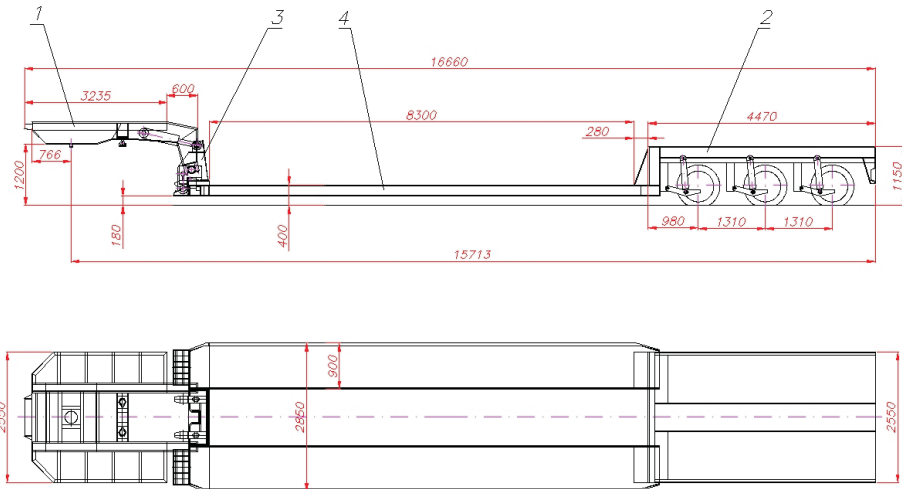
** Mgr inż. Piotr Stryjek, Pracownia Bojowych Wozów Opancerzonych, Zakład Pojazdów Samochodowych, Wojskowy Instytut Techniki Pancernej i Samochodowej.

*** Pplk dr inż. Andrzej Leski, mgr inż. Marcin Kurdelski, Zakład Niezawodności i Bezpieczeństwa Techniki Lotniczej, Instytut Techniczny Wojsk Lotniczych.

1. Wstęp

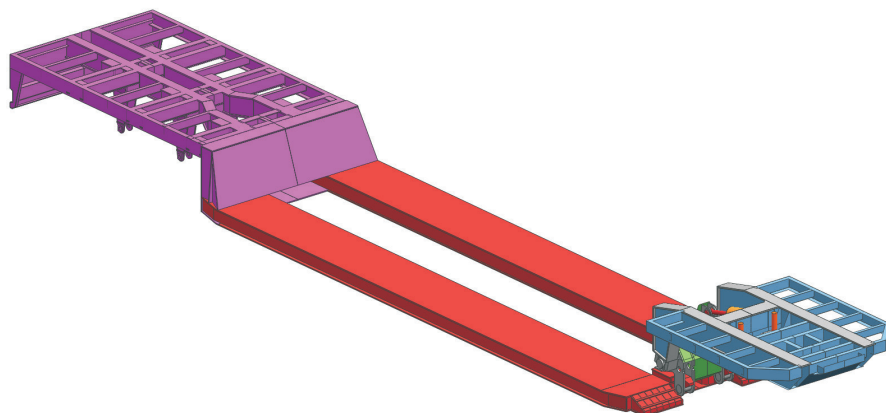
Projektowanie nowoczesnych konstrukcji jest procesem złożonym i wymagającym od zespołu konstruktorów uwzględnienia wielu cech, zarówno z obszaru inżynierii materiałowej, jak i z dziedziny mechaniki. Dotyczy to zwłaszcza węzłów konstrukcyjnych, których zadania determinują wytrzymałość konstrukcji.

Model platformy stworzono na podstawie dwuwymiarowej dokumentacji technicznej wykonanej w programie ADOBE AUTOCAD. Pracę wykonano w module MODELING programu Siemens NX, tworząc model trójwymiarowy złożony w sposób mieszany z elementów płaskich (powierzchni) i przestrzennych (brył) tak, aby powstały model był łatwo adaptowalny do podziału na elementy skończone w programie MSC Patran. Pierwszym etapem budowy modelu 3D było wprowadzenie do przestrzeni trójwymiarowej elementów płaskiej dokumentacji dostarczonej przez producenta platformy. Po odpowiednim ustawieniu względem siebie rzutów przedniej części platformy wykonano szkice elementów, które odpowiednio rozmieszczono względem siebie.



Rys. 1. Rysunek techniczny – konstrukcji platformy – wykaz przyjętych oznaczeń: (1) przednia część platformy (NTR-01), (2) tylna część platformy (NTR-02), (3) wspornik (NTR-03), (4) belka poprzeczna z belkami wzdłużnymi (NTR-04)

Fig. 1. Technical drawing – platform structure – notation (1) Platform front part (NTR-01), (2) Platform back part (NTR-02), (3) Bracket (NTR-03), (4) Cross-beam with longitudinal beams (NTR-04)



Rys. 2. Model wyjściowy 3D [1]

Fig. 2. Output model 3D [1]

Do przygotowania modeli do obliczeń numerycznych metodą elementów skończonych wykorzystano podział platformy (rys. 1), który został przyjęty przez jej producenta przy projektowaniu:

- przedniej części platformy (NTR-01),
- tylnej części platformy (NTR-02),
- wspornika (NTR-03),
- belki poprzecznej z belkami wzdłużnymi (NTR-04).

Trójwymiarowy model geometryczny wykonany w środowisku Siemens NX został przeniesiony do środowiska obliczeniowego MSC, za pomocą jednego ze standardowych formatów rozpoznawanych przez obydwa środowiska.

Należy podkreślić, że konstrukcja platformy do przewozu uszkodzonych transporterów transportem lotniczym została wyposażona w nowoczesny układ, pozwalający na regulację wysokości położenia płaszczyzny załadunku, przez co uzyskano możliwość płynnej regulacji wartości kąta rampowego. Jest to istotny parametr, który umożliwia załadunek platformy na pokład samolotów transportowych. Uniwersalność sprzęgu platformy pozwoliła również na jej eksploatację z różnorodnymi ciągnikami siodłowymi, zarówno cywilnymi jak i wojskowymi.

Układ ten wraz z innowacyjnym zespołem regulacji wysokości i sterowania tzw. łabędzią szyćą stanowi rozwiązanie zastrzeżone wzorem użytkowym przez producenta (konsorcjum).

Platforma posiada także podwozie, umożliwiające opuszczenie jej szkieletu na pokład samolotu, przez co pozwala na uzyskanie równomiernego rozkładu nacisków na pokładzie, co automatycznie zwiększa stabilność przewożonego ładunku. Wymienione rozwiązania powodują, że załadunek platformy na pokład samolotu trwa jedynie kilka minut, jednak jednocześnie powodują, że konstrukcja nośna platformy jest skomplikowana i przez to trudna do analizy numerycznej.



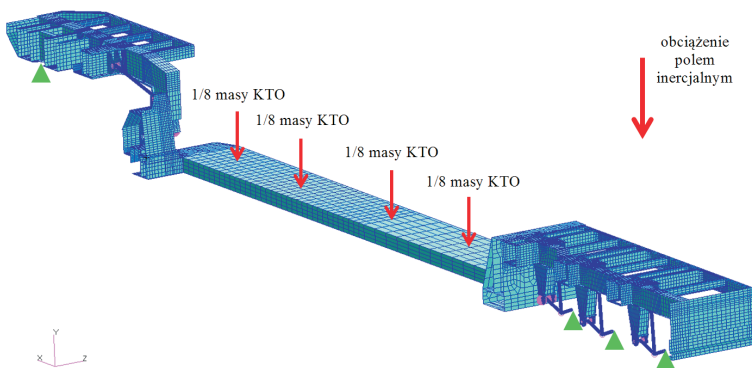
Rys. 3. Widok uniesionej platformy w momencie pokonywania rampy załadunkowej samolotu

Fig. 3. View of the platform lifted up at the moment of traversing an aircraft loading ramp

2. Wyznaczanie obszarów roboczych

Przed przystąpieniem do obliczeń MES na drodze analitycznej zespół konstruktorów wyznaczył momenty zginające działające na ramę platformy w przewidzianym transporcie ładunku. W rozważaniach uwzględniano przypadek najbardziej ekstremalny, który uznano za prawdopodobny i dopuszczalny (tj. obciążenie przyjęto jako siłę punktową przyłożoną w punktach styku kół z ramą o wartości odpowiadającej 1/8 maksymalnej dopuszczalnej masy ładunku).

Na podstawie powyższych rozważań wybrano przypadki do analiz numerycznych MES i opracowano schemat sił występujących podczas eksploatacji platformy, który przedstawiono na (rys. 4).



Rys. 4. Schemat sił działających na platformę podczas pracy – warunki brzegowe wykorzystane podczas obliczeń

Fig. 4. Diagram of forces acting on the platform during the operation – boundary conditions used in the calculation

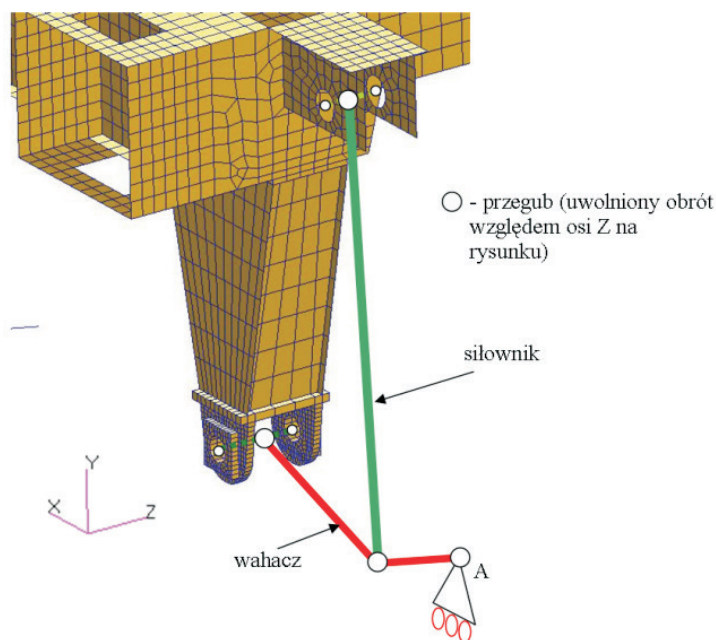
Określenie obciążeń w modelu obliczeniowym wpływa bezpośrednio na otrzymanie właściwych wyników. Dla modelu przedstawionego na (rys. 4) wprowadzono następujące sposoby obciążania:

- obciążenie inercyjne wywołane oddziaływaniem przyspieszenia skierowanego „pionowo”,
- obciążenie ciśnieniem w obszarach styku opon KTO ROSOMAK (4 obszary),
- ograniczenie możliwości przemieszczania się w kierunku pionowym oraz podłużnym dla węzła sprzęgu (1 punkt),
- ograniczenie możliwości przemieszczania się w kierunku pionowym dla węzłów podwozia platformy (3 punkty),
- ograniczenie możliwości przemieszczania się na boki dla wszystkich węzłów leżących w płaszczyźnie symetrii platformy (warunek symetrii w płaszczyźnie symetrii modelu).

Analizy numeryczne w zakresie mechaniki liniowej przeprowadzono dla trzech wariantów obliczeniowych:

- wariant I – platforma nie obciążona ładunkiem, obciążenie wywołane tylko polem inercyjnym;
- wariant II – platforma obciążona ładunkiem o masie 27 000 kg oraz obciążeniem wywołanym przez pole inercyjne.

Do opracowania modelu obliczeniowego użytego w analizach metodą elementów skończonych wykorzystano model 3D przedstawiony na (rys. 2). Zastosowano uproszczenia i założenia zgodnie z zasadami tworzenia modelu, które dotyczyły modelowanych elementów. Masy zamodelowanych części zostały wyznaczone i uwzględnione w obliczeniach wytrzymałościowych.



Rys. 5. Schemat – stopnie swobody

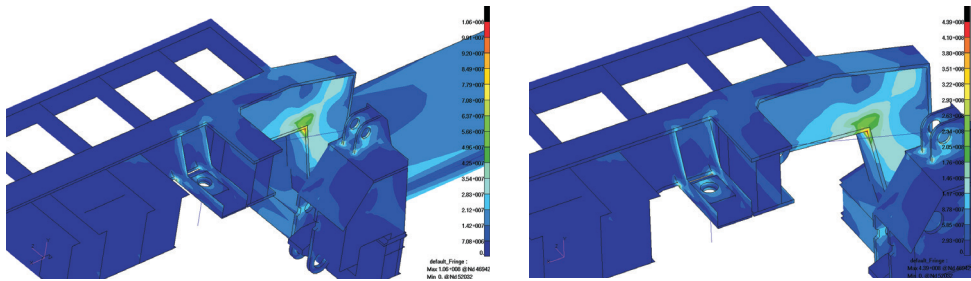
Fig. 5. Diagram – degrees of freedom

Warunki podparcia w modelu zostały odwzorowane za pomocą zależności typu MPC (Multi-Point Constraints). Elementy podwozia (wahacz i siłownik) zostały związane z resztą naczepy oraz między sobą przy pomocy przegubów umożliwiających obrót względem osi Z (jak na rysunku). Węzłowi w punkcie A (rys. 5) odpowiadającemu połączeniu piasty koła z wahaczem odebrano wszystkie stopnie swobody oprócz ruchu postępowego na osi X. Wahacz zamodelowano przy pomocy elementów prętowych o sztywności odpowiadającej materiałowi naczepy. Siłownik zamodelowano za pomocą elementu sprężyny

3. Analiza otrzymanych wyników MES

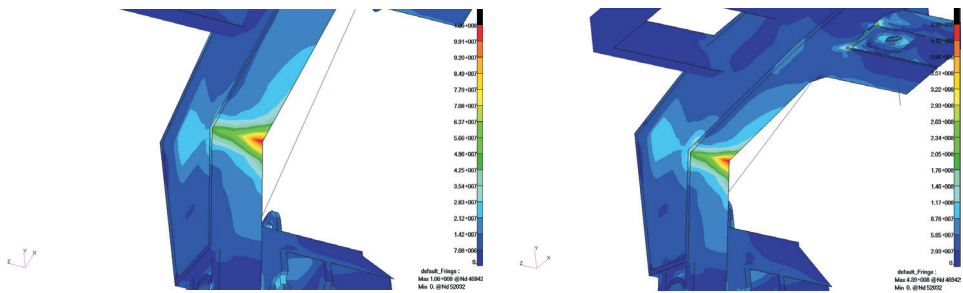
Przygotowany model obliczeniowy platformy (rys. 2) został poddany analizom wytrzymałościowym dla przypadków obciążenia, które zostały wymienione w poprzednim rozdziale.

Przeprowadzone analizy numeryczne pozwoliły na ocenę i porównanie stanu odkształcenia konstrukcji ramy dla rozważanych wariantów. Otrzymane mapy rozkładów naprężenia zredukowanego w elementach konstrukcji wskazywały obszary, w których naprężenia zredukowane Hubera-Misesa znacznie przekraczały przyjętą granicę plastyczności materiału St3S wynoszącą $R_e = 215$ MPa [8]. Na rys. 6–8 przedstawiono wyniki dokonanej analizy.



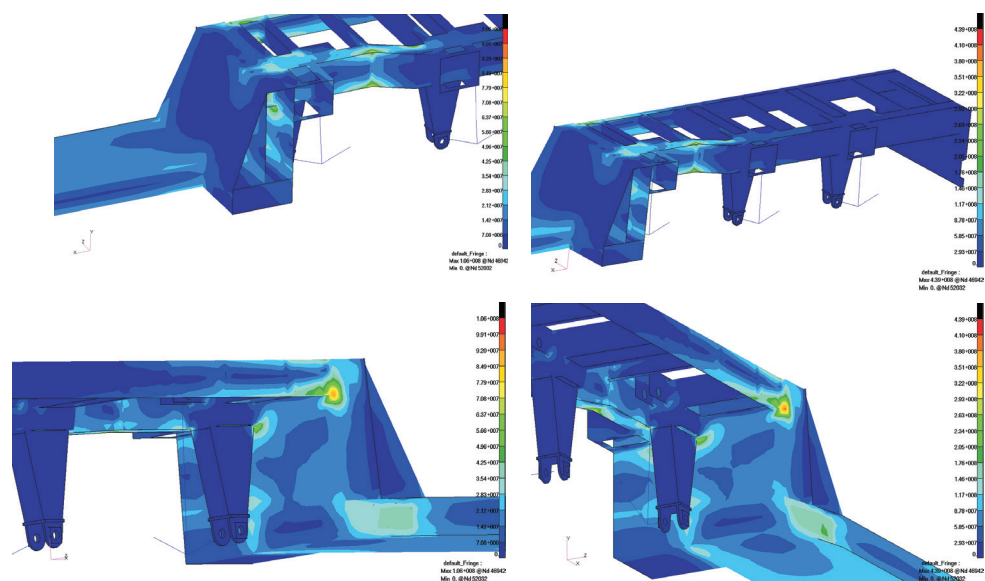
Rys. 6. Rozkład naprężenia w elementach sprzęgu konstruowanej platformy: wariant I, wariant II

Fig. 6. Stress pattern in the coupling elements of the designed platform: a) variant I, b) variant II



Rys. 7. Rozkład naprężenia w elementach łabędziej szyi konstruowanej platformy: wariant I, wariant II

Fig. 7. Stress pattern in the elements of the designed platform swan neck: a) variant I, b) variant II



Rys. 8. Rozkład naprężenia w elementach tylnej części konstruowanej platformy: wariant I, wariant II
 Fig. 8. Stress pattern in the elements of the designed platform back part: a) variant I, b) variant II



Rys. 9. Widok gotowej platformy wprowadzonej do ładowni samolotu AN-124
 Fig. 9. View of ready platform introduced into the freight hold of the plane AN-124

Najbardziej niekorzystne gradienty naprężenia występowały w łabędziej szyi oraz tylnej części platformy w wariancie II. Maksymalne wyężenie materiału w konstrukcji platformy obciążonej masą własną oraz KTO o masie 27 000 kg wynosi powyżej 400 MPa, co przekracza wytrzymałość doraźną dla stali St-3S. Należy także podkreślić, że wyniki obliczeń są silnie zależne od sztywności układu hydraulicznego.

Występowanie w tych obszarach wysokich poziomów naprężenia zredukowanego spowodowało podjęcie działań zmierzających do ich eliminacji, a tym samym do modyfikacji przedstawionej konstrukcji. W związku z tym wprowadzono modyfikacje. Dotyczyły przede wszystkim zmiany w tylnej części konstrukcji platformy przez przekonstruowanie wytypowanych węzłów i zastosowanie stali o wyższych parametrach wytrzymałościowych.

Numerycznych badań zmęczeniowych na tym etapie pracy nie wykonywano. Obliczenia zostaną przeprowadzone na dalszym etapie realizacji projektu.

4. Wnioski

Przeprowadzenie analizy numerycznej konstrukcji platformy umożliwiło wykrycie i wprowadzenie modyfikacji w konstrukcji już na etapie budowy demonstratora. W ramach analizy dokonano oceny poprawności opracowanego rozwiązania konstrukcyjnego, zidentyfikowano obszary newralgiczne, których przekonstruowanie pozwoliło na wzmocnienie konstrukcji.

Wykorzystanie w procesie obliczeniowym oprogramowania MES umożliwia szybkie i skuteczne wprowadzanie niezbędnych modyfikacji szczegółów konstrukcyjnych, prowadzące do powstawania kolejnych, coraz korzystniejszych wariantów konstrukcyjnych umożliwiających w efekcie opracowanie rozwiązania optymalnego. Należy jednak wyraźnie podkreślić, że niezależnie od wyników badań analitycznych konstrukcje powinny być także poddawane tradycyjnym badaniom praktycznym, jakie mają miejsce w wojskowych jednostkach badawczo-rozwojowych.

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2010–2012 jako projekt rozwojowy nr O R00 0085 12.

Literatura

- [1] Leski A. i in., *Opracowanie projektu i dokumentacji konstrukcyjnej platformy – wykonanie modeli 3D z wykorzystaniem narzędzi CAD*, Sprawozdanie 144/33/2011. ITWL, Warszawa 2011, materiały niepublikowane.
- [2] Leski A. i in., *Opracowanie projektu i dokumentacji konstrukcyjnej platformy – wykonanie obliczeń MES w zakresie statyki liniowej*, Sprawozdanie 18/33/2012. ITWL, Warszawa 2012, materiały niepublikowane.
- [3] Motrycz G. i in., *Sprawozdanie z realizacji zadania 1 – Opracowanie platformy pomocniczej do załadunku uszkodzonych KTO ROSOMAK na pokład samolotu 30/ZPS/2011* WITPiS, Sulejówek 2011, materiały niepublikowane.

- [4] Karbowski R., *Wybrane zagadnienia dotyczące opracowania modelu obliczeniowego (MES) naczepy siodłowej wyposażonej w system osi sterowanej*, Journal of Research and Application in Agriculture Engineering, Vol. 53 (2), 2008, 26-30.
- [5] Dacko M., Borkowski W., Dobrociński S., Niezgoda T., Wieczorek M., *Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji*, Arkady, Warszawa 1994.
- [6] Rusiński E., Czmochoowski J., Smolnicki T., *Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000.
- [7] Celtech Sp. z o.o., *Dokumentacja techniczna platformy*, Poznań 2011.
- [8] Mały Poradnik Mechanika, Tom I, WNT, Warszawa 1994, 473.

TREŚĆ

Czerwinski J., Zimmerli Y., Chiesura C., Mayer A., D'Urbano G.: Wpływ DPF z pasywną regeneracją na emisję NO ₂	3
Cisek J., Mruk A.: Emisja toksycznych składników spalin silnika a8C22 lokomotywy SM-42 zasilanego mieszaniną RME z olejem napędowym na emisję w teście F Dyrektywy 2004/26/WE	23
Worsztynowicz B.: Wpływ składu mieszanki na emisję szkodliwych składników spalin podczas zasilania silnika gazem ziemnym.....	35
Kniaziewicz T., Piaseczny L.: Wpływ głębokości akwenu morskiego na charakterystyki śrubowe emisji toksycznych składników spalin silników okrętowych	45
Kniaziewicz T., Piaseczny L.: Model emisji związków toksycznych spalin z silnika okrętowego przy powierzchni Ziemi	63
Hlavňa W., Krakovský J., Kadák M.: Cząstki stałe i ekstremalne chłodzenie międzypłonowe powietrza doładowania.....	79
Kovalčík A., Kadák M., Krakovský J.: Ekstremalne chłodzenie międzypłonowe powietrza ładowania i emisji gazowych	89
Wołczyński Z.: Synteza i symulacja statyczna sterowania „z cyklu na cykl” wtryskiem paliwa w silniku GDI.....	99
Knefel T.: Analiza porównawcza wybranych czasów wtrysku wieloczęściowej dawki paliwa.....	115
Longwic R., Lotko W., Górski K.: Modele regresyjne sieci neuronowych w zastosowaniu do identyfikacji przebiegu parametrów procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym	131
Oleksyk P.: Wpływ zasilania silnika paliwem LPG na trwałość zaworów	141
Lubas J.: Tribologiczne właściwości stali z borem w węzłach ciernych smarowanych olejami silnikowymi.....	153
Katargin V., Pisarev I., Khmelnitsky S.: Zarządzanie kosztami naprawy na podstawie modeli niezawodności urządzeń transportowych i maszyn technicznych.....	165
Katargin V., Koryagin M.E., Kamoltceva A.V., Morozov D.A.: Organizacja oceny osiągnięć pracowników obsługi na podstawie klasyfikacji ich umiejętności.....	175
Katargin V., Terskikh W.M.: Poprawa wydajności eksploatacji i naprawy w przedsiębiorstwach stosujących zautomatyzowany system zarządzania magazynami.....	181
Knyazkov A.N., Kamoltceva A.V., Tkacheva N.A.: Metoda estymacji jakości decyzji konstrukcyjnych samochodowej stacji obsługi	187
Rymarz J., Niewczas A.: Ocena gotowości technicznej autobusów komunikacji miejskiej na przykładzie miejskiego przedsiębiorstwa komunikacyjnego w Lublinie	195
Brol S., Mamała J., Augustynowicz A.: Wykorzystanie akcelerometru do wyznaczania mocy i siły napędowej na kołach.....	201

Biał D., Nagurnas S., Mitunevičius V., Badania doświadczalne charakterystyk przyspieszenia samochodu.....	211
Ubyś A.: Sprawność napędu w dwufazowym, rzeczywistym cyklu jeźdym pojazdu	221
Gumła S., Łągiewka P.: Pneumatyczno-mechaniczny przetwornik energii. charakterystyki dynamiczne i możliwości wykorzystania w pojazdach mechanicznych	231
Ubyś A.: 81° skala ocen ecodriversa.....	241
Merkisz J., Bajerlein M., Daszkiewicz P.: Nowoczesne rozwiązania techniczne akumulatorów stosowanych w miejskich autobusach elektrycznych jako forma zwiększenia zasięgu.....	251
Maciejewski M.: O zależności współczynnika oporu aerodynamicznego od prędkości jazdy.....	267
Motrycz G., Stryjek P., Leski A., Kurdelski M.: Wykorzystanie MES w analizie struktury nośnej platformy do przewozu uszkodzonego sprzętu transportem lotniczym.....	283

CONTENTS

Czerwinski J., Zimmerli Y., Chiesura C., Mayer A., D'Urbano G.: Influences on NO ₂ -emissions from DPF's with passive regeneration.....	3
Cisek J., Mruk A.: Emission of toxic exhaust components of the engine a8C22 working in the locomotive SM-42 and supplied by the mixture RME with diesel fuel in the test f of the 2004/26/we Directive.....	23
Worsztynowicz B.: Impact of the combustible mixture composition on harmful substances emissions during natural gas supply to the engine.....	35
Kniażewicz T., Piaseczny L.: Effect of depth of the sea area on the screw characteristics of emissions of toxic compounds in exhaust from marine Diesel engines.....	45
Kniażewicz T., Piaseczny L.: Model of immission of toxic compounds in exhaust gases from marine Diesel engine at the Earth's surface.....	63
Hlavňa W., Krakovský J., Kadák M.: Particulate matters and extreme intercooling of charge air	79
Kovalčík A., Kadák M., Krakovský J.: Extreme intercooling of charging air and gaseous emissions.....	89
Wołczyński Z.: Synthesis and static simulation of "cycle-by-cycle" controlling the fuel injection in GDI engine.....	99
Knefel T.: Comparative analysis of chosen injection times of multipartial fuel delivery.....	115
Longwic R., Lotko W., Górski K.: Regression models of neural networks in application to the identification of the combustion process parameters in the Diesel engine	131
Oleksyk P.: The influence of LPG supply on engine valve life.....	141
Lubas J.: Tribological properties steel with boron in lubricated engine oil of friction pairs	153

Katargin V., Pisarev I., Khmel'nitsky S.: Repair costs management based on models of units reliability in transport and technological machines	165
Katargin V., Koryagin M.E., Kamoltceva A.V., Morozov D.A.: Performance management of the maintenance staff on the basis of classification of its skills	175
Katargin V., Terskikh V.M.: Improving the efficiency of maintenance and repair on enterprises official dealers using the automated system inventory management.....	181
Knyazkov A.N., Kamoltceva A.V., Tkacheva N.A.: Estimation method for design decisions quality of automotive service station.....	187
Rymarz J., Niewczas A.: Technical availability analysis of the city transport buses on the example of municipal transport company in Lublin.....	195
Brol S., Mamala J., Augustynowicz A.: Utilization of an accelerometer for determination of driving force and power on wheels	201
Bial D., Nagurnas S., Mitunevičius V., Experimental research of car acceleration characteristics.....	211
Ubyasz A.: Drive efficiency in 2-phase real driving cycle for a car	221
Gumuła S., Łągiewka P.: Pneumatic-mechanical energy converter. The dynamic characteristics and the possible use in motor vehicles	231
Ubyasz A.: 81-degree scale for ecodriver assessment.....	241
Merkisz J., Bajerlein M., Daszkiewicz P.: Modern battery technology used in urban buses as a form of increasing the electric range	251
Maciejewski M.: On the dependence of aerodynamic drag coefficient on the driving speed	267
Motrycz G., Stryjek P., Leski A., Kurdelski M.: Use of FEM in analysis of the main framework structure of the air transport carriage for damaged equipment.....	283

