POSTĘPY
nauki i techniki

Advances in Science and Technology

15/2012

Zespół Redakcyjny / *Editorial Commitee*:

Gabriel Borowski – *redaktor naczelny* / *Editor-in-Chief*
Monika Wrona – *sekretarz redakcji* / *Secretary*
Izolda Gorgol – *redaktor statystczny / Statistical Editor*
Sylwia Pociupany – *redaktor języka polskiego / Polish Language Editor*
Agnieszka Monies-Mizera – *redaktor języka angielskiego / English Language Editor*

Redaktorzy tematyczni / *Topic Editors*:

Klaudiusz Lenik, Dorota Wójcicka-Migasiuk, Franciszek Dziubiński,
Renata Lis, Marcin Barszcz, Sylwester Korga

Czasopismo recenzowane – kwartalnik / *Reviewed Journal – Quarterly*

Rada Programowa / *Programing Board*:

- Prof. dr hab. inż. Klaudiusz Lenik – Politechnika Lubelska
- Prof. dr hab. inż. Franciszek Kluza – Uniwersytet Przyrodniczy w Lublinie
- Prof. dr hab. inż. Mirosław W. Kindraczuk – National Aviation University, Kiev
- Prof. dr hab. inż. Mykhaylo Pashechko – Politechnika Lubelska
- Prof. dr hab. inż. Tadeusz Pełczyński – Politechnika Lubelska
- Prof. dr hab. inż. Jan Senatorski – Instytut Mechaniki Precyzyjnej w Warszawie
- Dr hab. inż. Marek Jakubowski, prof. PL – Politechnika Lubelska
- Dr hab. inż. Franciszek Lis, prof. PL – Politechnika Lubelska
- Dr hab. inż. Wojciech Ozgowicz, prof. PŚl – Politechnika Śląska w Gliwicach
- Dr hab. inż. Dorota Wójcicka-Migasiuk, prof. PL – Politechnika Lubelska
- Dr inż. Paweł Chojnacki – Prezes Zarządu Oddziału SIMP w Lublinie

Adres Redakcji / *Editorial Office*:

Politechnika Lubelska
Katedra Podstaw Techniki
20-618 Lublin, ul. Nadbystrzycka 38
tel. (81) 538 44 89, fax (81) 525 93 85
e-mail: pnt@pollub.pl, http://www.pnt.pollub.pl

© Copyright by Politechnika Lubelska / *Lublin University of Technology.*

ISSN 2080-4075

Wydanie drukowane jest wersją pierwotną

Wydawca / *Publisher*:

Oddział SIMP w Lublinie
20-079 Lublin, ul. Chmielna 2a

SPIS TREŚCI

Andrzej Ambrozik, Tomasz Ambrozik, Dariusz Kurczyński, Piotr Łagowski, Andrzej Suchecki
CHARAKTERYSTYKI OBCIĄŻENIOWE TURBODOŁADOWANEGO SILNIKA 1.3 MULTIJET 7

Sebastian Brol
BADANIE WPŁYWU PRZECHYŁU WZDŁUŻNEGO NA PRZYSPIESZENIE SAMOCHODU OSOBOWEGO MIERZONE METODĄ BEZPOŚREDNIĄ 21

Zdzisław Chłopek
BADANIA SYMULACYJNE EMISJI ZANIECZYSZCZEŃ Z SILNIKA ZASILANEGO GAZEM ZIEMNYM 32

Paweł Fuć, Jerzy Merkisz, Andrzej Ziółkowski
WPŁYW MASY ŁADUNKU NA EMISJĘ CO_2, NO_X I NA ZUŻYCIE PALIWA POJAZDU CIĘŻAROWEGO O MASIE CAŁKOWITEJ POWYŻEJ 12 000 KG 41

Marek Idzior, Wojciech Karpiuk, Tomasz Borowczyk
ANALIZA WPŁYWU TEMPERATURY BIOPALIW NA MAKRO- I MIKROSTRUKTURĘ ROZPYLANYCH STRUG 54

Tomasz Kniaziewicz, Leszek Piaseczny
MODEL SYMULACYJNY EMISJI NO_X PODCZAS RUCHU PROMU PASAŻERSKO-SAMOCHODOWEGO 65

Stanisław Kruczyński, Wojciech Kamela, Kamil Duniec
BADANIA SYMULACYJNE I EKSPERYMENTALNE UTLENIAJĄCEGO REAKTORA KATALITYCZNEGO SYSTEMU FILTRA CZĄSTEK STAŁYCH W PROGRAMIE AVL BOOST 76

Rafał Longwic, Wincenty Lotko, Krzysztof Górski
WYBRANE PARAMETRY PROCESU SPALANIA MIESZANIN OLEJU NAPĘDOWE-GO Z ETEREM ETYLO-TERT-BUTYLOWYM W SILNIKU O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM 84

Arkadiusz Małek, Konrad Pietrykowski, Rafał Sochaczewski
BADANIA MODELOWE GENERATORA PARY WODNEJ W PROGRAMIE AVL FIRE 93

Jerzy Merkisz, Jacek Pielecha, Mateusz Nowak
EMISJA ZANIECZYSZCZEŃ Z POJAZDÓW W RZECZYWISTYCH WARUNKACH RUCHU NA PRZYKŁADZIE AGLOMERACJI POZNAŃSKIEJ 103

Paweł Paliszewski, Ireneusz Szczygieł
MODELOWANIE NUMERYCZNE PROCESU NAPEŁNIANIA CYLINDRA SILNIKA ZI 116

Konrad Pietrykowski, Mirosław Wendeker, Łukasz Grabowski
MODELOWANIE 3D PROCESU NAPEŁNIANIA W SILNIKU O ZI 123

Bogdan Pojawa, Sylwester Trzebiński
SYMULACJA EFEKTYWNOŚCI WYKORZYSTANIA POMPY CIEPŁA
W OKRĘTOWYCH INSTALACJACH KLIMATYZACYJNYCH 134

Piotr Tarkowski, Ewa Siemionek
BADANIA PARAMETRÓW RUCHU WYBRANYCH WÓZKÓW WIDŁOWYCH 145

Piotr Bernat
TENDENCJE I KIERUNKI INFROMATYCZNEGO WSPOMAGANIA
FUNKCJONOWANIA PRZEDSIĘBIORSTW PRODUKCYJNYCH
CZ. 2. ZARZĄDZANIE PRODUKCJĄ 153

Jacek Domińczuk
SPOSOBY POZYCJONOWANIA I DETEKCJI OBIEKTÓW W UKŁADACH
CHWYTOWYCH MANIPULATORÓW 161

Konrad Gauda
BADANIA KOROZYJNE ORGANICZNYCH POWŁOK AKRYLOWYCH
W KOMORZE SOLNEJ 170

Dominika Guzek, Krzysztof Głąbski, Dominika Głąbska, Grzegorz Pogorzelski,
Jerzy Barszczewski, Agnieszka Wierzbicka
ZASTOSOWANIE TECHNIKI MIKROSKOPOWEJ DO OCENY STRUKTURY
MIĘSA WOŁOWEGO PRZEZ POMIAR DŁUGOŚCI SARKOMERÓW 180

Barbara Halusiak, Jarosław Boryca
BADANIA PRZYCZEPNOŚCI ZGORZELINY DO PODŁOŻA STALOWEGO
DLA RÓŻNYCH SZYBKOŚCI PODGRZEWANIA 186

Krzysztof Iwankiewicz
SPOSOBY ZAPOBIEGANIA ZAMARZANIU AUTOMATÓW ODDECHOWYCH
– PRZEGLĄD PROBLEMÓW 195

Jerzy Józwik, Arkadiusz Tofil, M. Banaszek, Kuric Ivan
WYBRANE ASPEKTY OBRÓBKI SKRAWANIEM POLIMEROWYCH KOMPO-
ZYTÓW WŁÓKNISTYCH I OCENY CHROPOWATOŚCI POWIERZCHNI 205

Ján Kráľ, Emil Spišák, Ján Kráľ jr., Jerzy Józwik
NARZĘDZIA SZLIFIERSKIE I TARCZE SZLIFIERSKIE DO SZLIFIEREK
KSZTAŁTUJĄCYCH CNC 221

Józef Kuczmaszewski, Ireneusz Zagórski
BADANIA SIŁ SKRAWANIA I ICH AMPLITUD PODCZAS FREZOWANIA
STOPÓW MAGNEZU 228

Edmund Lorencowicz, Sławomir Kocira
OCENA WYKORZYSTANIA INTERNETU PRZEZ STUDENTÓW STUDIÓW
INŻYNIERSKICH 238

Miron Czerniec, Jerzy Kiełbiński, Jurij Czerniec
METODA NA OSZACOWANIE WPŁYWU ZUŻYCIA NA WYTRZYMAŁOŚĆ
STYKOWĄ ORAZ TRWAŁOŚĆ PRZEKŁADNI ŚLIMAKOWEJ ZE ŚLIMAKIEM
ARCHIMEDESA 246

CONTENTS

Andrzej Ambrozik, Tomasz Ambrozik, Dariusz Kurczyński, Piotr Łagowski, Andrzej Suchecki
LOAD CHARACTERISTICS OF TURBOCHARGED 1.3 MULTIJET ENGINE 7

Sebastian Brol
INVESTYGATION OF INFLUENCE OF PITCH ANGLE ON ACCELERATION OF PASSENGER CAR MEASURED USING DERACT METHOD 21

Zdzisław Chłopek
SIMULATION RESEARCH OF EMISSIONS FROM ENGINE POWERED BY NATURAL GAS 32

Paweł Fuć, Jerzy Merkisz, Andrzej Ziółkowski
IMPACT OF MASSES LOAD FOR CO_2, NO_X EMISSION AND FUEL CONSUMPTION HEAVY DUTY VEHICLES A TOTAL MASS EXCEEDING ABOUT 12 000 KG 41

Marek Idzior, Wojciech Karpiuk, Tomasz Borowczyk
ANALYSIS OF BIOFUEL TEMPERATURE INFLUENCE ON MACRO- AND MICROSTRUKTURE OF SPRAYING STREAMS 54

Tomasz Kniaziewicz, Leszek Piaseczny
SIMULATION MODEL OF NO_X EMISSIONS DURING NAVIGATING OF PASSENGER AND CAR FERRY 65

Stanisław Kruczyński[1], Wojciech Kamela[2], Kamil Duniec[2]
AVL BOOST SIMULATION AND EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF OXIDIZING CATALYTIC REACTOR FROM DIESEL PARTICLE FILTER SYSTEM 76

Rafał Longwic, Wincenty Lotko, Krzysztof Górski
THE SELECTED PARAMETERS OF THE COMBUSTION PROCESS OF DIESEL FUEL AND ETHYL-TERT-BUTYL ETHER MIXTURES IN DIESEL ENGINE 84

Arkadiusz Małek, Konrad Pietrykowski, Rafał Sochaczewski
STEAM GENERATOR MODELING IN AVL FIRE SOFTWARE 93

Jerzy Merkisz, Jacek Pielecha, Mateusz Nowak
EXHAUST EMISSIONS FROM VEHICLES IN REAL TRAFFIC CONDITIONS ON THE EXAMPLE OF POZNAN AGGLOMERATION 103

Paweł Paliszewski, Ireneusz Szczygieł
FLOW SIMULATIONS INSIDE THE IC ENGINE 116

Konrad Pietrykowski, Mirosław Wendeker, Łukasz Grabowski
3D MODELING OF THE SI ENGINE INTAKE PROCESS 123

Bogdan Pojawa, Sylwester Trzebiński
SIMULATION OF EFFICIENCY OF UTILIZATION OF THE HEAT PUMP IN THE SHIP AIR-CONDITIONING SYSTEM 134

Piotr Tarkowski, Ewa Siemionek
THE STUDY OF MOTION PARAMETERS OF SELECTED FORKLIFTS 145

Piotr Bernat
TRENDS AND DIRECTIONS IN COMPUTER AIDED FUNCTIONING
OF PRODUCTION ENTERPRISES PART 2 PRODUCTION MANAGEMENT 153

Jacek Domińczuk
METHODS OF POSITIONING AND OBJECT DETECTION IN THE MANIPU-
LATORS GRIPPING SYSTEMS 161

Konrad Gauda
THE CORROSION TESTS OF ORGANIC ACRYLIC COATINGS
IN THE SALT CHAMBER 170

Dominika Guzek, Krzysztof Głąbski, Dominika Głąbska, Grzegorz Pogorzelski,
Jerzy Barszczewski, Agnieszka Wierzbicka
APPLICATION OF MICROSCOPIC TECHNIQUE TO ASSESS THE STRUCTURE
OF BEEF BY MEASUREMENT OF THE LENGTH OF SARCOMERES 180

Barbara Halusiak, Jarosław Boryca
MEASUREMENTS OF SCALE ADHESION TO STEEL BASIS FOR DIFFERENT
HEATING RATES 186

Krzysztof Iwankiewicz
PREVENTION METHODS AGAINST FREEZING BREATHING REGULATORS –
– PROBLEMS REVIEW 195

Jerzy Józwik, Arkadiusz Tofil, M. Banaszek, Kuric Ivan
SELECTED ASPECTS OF FIBROUS POLYMER COMPOSITES CUTTING
AND SURFACE ROUGHNESS ASSESSMENT 205

Ján Kráľ, Emil Spišák, Ján Kráľ jr., Jerzy Józwik
GRINDING TOOLS AND GRINDING WHEELS FOR SHAPING CNC GRINDING
MACHINE 221

Józef Kuczmaszewski, Ireneusz Zagórski
THE STUDY OF CUTTING FORCES AND AMPLITUDES DURING THE MILLING
MAGNESIUM ALLOYS 228

Edmund Lorencowicz, Sławomir Kocira
THE ESTIMATION OF INTERNET USING BY STUDENTS OF ENGINEERING
COURSES 238

Miron Czerniec, Jerzy Kiełbiński, Jurij Czerniec
THE WEAR INFLUENCE ASSESSMENT METHOD ON CONTACT STRENGTH
AND DURABILITY OF WORM GEAR WITH ARCHIMEDEAN WORM 246

Andrzej Ambrozik[1], Tomasz Ambrozik[1], Dariusz Kurczyński[2]
Piotr Łagowski[3], Andrzej Suchecki[4]

CHARAKTERYSTYKI OBCIĄŻENIOWE TURBODOŁADOWANEGO SILNIKA 1.3 MULTIJET

Streszczenie. W artykule przedstawiono wyniki hamownianych badań silnika o zapłonie samoczynnym 1.3 Multijet z wieloetapowym wtryskiem paliwa produkowanego w Polsce przez Firmę Fiat-GM Powertrain Polska. Badania przeprowadzono na stanowisku hamownianym zbudowanym w Laboratorium Silników Cieplnych Politechniki Świętokrzyskiej. Zakres badań obejmował wyznaczenie wskaźników ekonomiczno-energetycznych silnika oraz jego wskaźników ekologicznych takich jak stężenia NO_x, CO i CO_2 oraz stopień zadymienia spalin. Podczas badań silnik pracował według charakterystyk obciążeniowych przy prędkościach obrotowych wału korbowego: n = 1200, 1750, 2400, 3800, 4000 i 4200 obr/min. Prędkości te wybrano ze względu na realizację w badanym silniku wieloetapowego wtrysku paliwa oraz ze względu na możliwości rozwijania przez silnik maksymalnego momentu obrotowego M_o = 200 Nm, przy prędkości obrotowej wału korbowego n = 1750 obr/min oraz maksymalnej mocy N_e = 66 kW osiąganej przy n = 4000 obr/min.

Słowa kluczowe: tłokowy silnik spalinowy, wskaźniki pracy silnika, charakterystyki silnika, badania hamowniane.

WPROWADZENIE

Konstrukcja i technologia wytwarzania tłokowych silników spalinowych jest rozwijana już około 150 lat. Pomimo tak długiego rozwoju silniki te stanowią konstrukcję w której nadal można wprowadzać innowacje pozwalające na ich doskonalenie. Biorąc pod uwagę bardzo szerokie zastosowanie tego typu silników, ich wpływ na rozwój gospodarczej i bytowej działalności człowieka oraz wpływ na warunki jego życia oraz funkcjonowanie globalnego ekosystemu Ziemi stanowią konstrukcję, którą człowiek jest nadal bardzo mocno zainteresowany. W początkowym etapie rozwoju silników czynnikiem stymulującym ich rozwój była niedoskonałość ich konstrukcji, dążenie do zwiększenia ich trwałości, niezawodności i możliwości

[1] Politechnika Świętokrzyska, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, Katedra Mechaniki, e-mail: silspal@tu.kielce.pl.
[2] j.w., e-mail: kdarek@tu.kielce.pl.
[3] j.w., e-mail: piotrekl@tu.kielce.pl.
[4] Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o.

ich zastosowania między innymi do napędu pojazdów samochodowych. Nie zwracano wówczas uwagi na skład spalin oraz zużycie paliwa. Wzrost ilości eksploatowanych silników oraz coraz większe zapotrzebowanie na paliwa do ich zasilania wymusiły wprowadzanie zmian w konstrukcji silnika, których celem było zmniejszenie zużycia paliwa. Skład spalin nie miał decydującego znaczenia dla zastosowań tych silników. Koniec dwudziestego wieku oraz czasy współczesne nazywane są epoką ekologiczną. W epoce tej człowiek próbuje zmienić swój stosunek do przyrody, a dzięki temu zapewnić rozwój współczesnych i przyszłych pokoleń. Priorytetem dla rozwoju tłokowych silników spalinowych stało się stopniowe i zdecydowane ograniczanie ich wpływu na środowisko naturalne. Obecnie silniki spalinowe podlegają bardzo intensywnemu rozwojowi wynikającemu z konieczności spełnienia kolejnych coraz ostrzejszych międzynarodowych norm emisji spalin. Pierwsze znaczące ograniczenia emisji spalin w Europie wprowadzono na początku lat dziewięćdziesiątych. Była to norma EURO 1 obowiązująca od 1992 roku. Obecnie obowiązują wymagania normy EURO 5. Tymczasem przemysł motoryzacyjny intensywnie przygotowuje się do spełnienia wymagań normy EURO 6 która będzie obowiązywać od 2014 roku. Wiąże się to z koniecznością doskonalenia konstrukcji silnika, stosowaniem w jego eksploatacji doskonalszych lub nowych płynów eksploatacyjnych, stosowaniem zawansowanych technologii oczyszczania spalin, sterowania i nadzorowania przebiegami procesów zachodzących w cylindrze oraz ograniczanie zużycia paliwa przez silnik.

KIERUNKI ROZWOJU SILNIKÓW ZS

Współczesny tłokowy silnik spalinowy aby mógł być eksploatowany, musi spełniać określone wymagania normatywne. Warunkiem koniecznym dającym możliwość eksploatacji silników jest ich mała uciążliwość dla naturalnego środowiska człowieka. Przy projektowaniu współczesnych tłokowych silników spalinowych należy uwzględniać takie czynniki jak: małe zużycie paliwa, niską toksyczność spalin, małą hałaśliwość pracy, elastyczność silnika i wiele innych. Dążenie do spełniania kolejnych wymagań związanych z ograniczaniem emisji szkodliwych składników spalin skutkuje takimi kierunkami rozwoju tłokowych silników spalinowych o zapłonie samoczynnym jak [5, 6, 9, 11]:

- powszechne stosowanie wtrysku bezpośredniego,
- stosowanie nowoczesnych układów zasilania o dużych ciśnieniach wtrysku i elektronicznym sterowaniu jego przebiegiem,
- stosowanie wielozaworowych układów rozrządu z zmiennymi fazami rozrządu i sterowaniem wzniosem zaworów,
- rozwój systemów doładowania, stosowanie turbosprężarek, turbosprężarek wspomaganych elektrycznie, sprężarek napędzanych silnikiem elektrycznym,

układów doładowujących z chłodzeniem powietrza doładowującego, doładowania impulsowego sprężonym powietrzem ze zbiornika ciśnieniowego w czasie przyspieszania samochodu, itp.,
- stosowanie elektronicznie sterowanych układów recyrkulacji spalin z ich chłodzeniem,
- elektroniczna regulacja parametrów procesu wtrysku,
- zastosowanie wieloetapowego wtrysku paliwa,
- oddziaływanie na zawirowanie i turbulencję czynnika roboczego,
- rozwój koncepcji silnika ze zmiennym stopniem sprężania,
- rozwój technologii filtrów cząstek stałych, stosowanie katalitycznych reaktorów utleniających, reaktorów absorpcyjnych NO_x, rozwój zastosowania reaktorów katalitycznych SCR,
- rozwój diagnostyki pokładowej,
- stosowanie układów chłodzenia o wyższej temperaturze czynnika chłodzącego i szybszym nagrzewaniu silnika po rozruchu,
- kształtowanie przebiegu wywiązywania ciepła podczas procesu spalania poprzez regulacje ciśnienia wtrysku oraz modulowanie przebiegu wtrysku paliwa w czasie,
- *downsizing* czyli zmniejszenie wymiarów głównych silnika i *downspeeding* czyli zmniejszenie prędkości obrotowych silnika,
- rozwój technologii produkcji reformułowanych olejów napędowych których skład jest komponowany pod kątem minimalizacji emisji toksycznych składników spalin.

Jednym z kierunków rozwoju tłokowych silników spalinowych przeznaczonych do napędu pojazdów samochodowych jest downsizing [7]. Polega on na dążeniu do zmniejszania głównych wymiarów silnika, a w efekcie pojemności skokowej silnika przy zachowaniu podstawowych wskaźników jego pracy. Realizacja przedstawionego zabiegu jest możliwa na drodze zwiększenia wartości wskaźników jednostkowych odniesionych np. do jednostki objętości skokowej silnika. Efektem jest zmniejszenie zużycia paliwa i emisji szkodliwych składników spalin. Downsizing może być dynamiczny lub statyczny. Pierwszy polega na wyłączaniu z pracy poszczególnych cylindrów i może być stosowany w silnikach wielocylindrowych. Drugi, stosowany częściej, polega na zmniejszeniu wymiarów głównych silnika lub zmniejszeniu liczby cylindrów. Poza zmniejszeniem wymiarów stosuje się wysokociśnieniowe układy doładowania, dobiera się materiały konstrukcyjne mogące przenieść większe obciążenia mechaniczne i cieplne [5]. Wynikiem tych zabiegów jest zmniejszenie zużycia paliwa wynikające z przeniesienia eksploatacji silnika z zakresu małych i średnich obciążeń w zakres dużych obciążeń, czego efektem jest wzrost sprawności ogólnej silnika. Zmniejszając objętość skokową silnika zmniejsza się jego straty cieplne, straty tarcia oraz wymiary i masę silnika. Innym nowym kierunkiem rozwoju tłokowych silników spalinowych jest downspeeding [4]. Polega

on na obniżeniu prędkości obrotowej silnika przez modyfikację całkowitego przełożenia skrzyni biegów. Poprzez odpowiedni dobór przełożenia przekładni głównej układu napędowego można osiągnąć podobną poprawę zużycia paliwa do takiego jak w przypadku obniżenia objętości skokowej silnika. Koncepcje downsizingu i downspeedingu zazwyczaj stosowane są równocześnie.

OBIEKT BADAŃ

Obiektem badań był silnik Fiat 1.3 Multijet produkowany przez firmę FIAT-GM POWERTRAIN Polska w Bielsku Białej, spełniający normę emisji spalin Euro IV. Silnik ten rozwija maksymalną moc 66 kW przy prędkości obrotowej 4000 obr/min i maksymalny moment obrotowy 200 N·m przy prędkości obrotowej 1750 obr/min. Silnik ten prezentuje tendencję rozwoju samochodowych silników spalinowych określaną w literaturze jako „downsizing". Kadłub silnika jest odlany z żeliwa, posiada płytę nośną wykonaną z stopu aluminium i wtopione panewki łożysk głównych wykonane z żeliwa. Rozwiązanie takie, przy ograniczonych wymiarach pozwala uzyskać wymaganą sztywność, korzystną charakterystykę hałaśliwości, drgań i wytrzymałości przy jednoczesnym zachowaniu prostoty procesu produkcyjnego [8]. W układzie rozrządu zastosowano dwa wałki rozrządu, z których jeden napędzany jest od wału korbowego jednorzędowym łańcuchem, natomiast drugi napędzany jest od pierwszego wałka przekładnią z paskiem zębatym, umieszczoną na drugim końcu wałków. Silnik wyposażono w cztery zawory na cylinder, dwa zawory dolotowe i dwa wylotowe odchylone od pionu o 3°, co pozwoliło na umieszczenie między nimi wtryskiwacza. Zawory napędzane są dwoma wałkami rozrządu usytuowanymi w głowicy. Jeden wałek napędza bezpośrednio pompę wysokociśnieniową układu zasilania a drugi pompę podciśnieniową. Zastosowanie czterech zaworów na cylinder podyktowane zostało zapewnieniem poprawnego przebiegu procesu spalania, oraz zwiększeniem współczynnika napełniania cylindra przy dużej prędkości obrotowej silnika, tak by utrzymać wysoki poziom mocy silnika do prędkości obrotowej 5000 obr/min. Silnik wyposażono w układ zasilania typu Common Rail. Elementy tego układu pochodzą z firmy Bosch, natomiast system sterowania jest firmy Magneti Marelli. Wtryskiwacze elektromagnetyczne firmy Bosch pracują przy ciśnieniu 160 MPa. Umożliwiają one podział dawki paliwa przypadającej na jeden cykl, w zależności od warunków pracy silnika, maksymalnie na trzy części. W celu spełnienia normy emisji spalin Euro 4 dla silnika pracującego przy dużych obciążeniach zastosowano nową funkcję kontroli współczynnika nadmiaru powietrza, którego wartość wyznacza się w oparciu o wskazania czujnika stężenia tlenu. W układzie wydechowym badanego silnika zastosowano zintegrowany z kolektorem wydechowym katalizator utleniający. W celu poprawy osiągów, w układzie dolotowym powietrza umieszczono małą turbosprężarkę o zmiennej geo-

metrii łopatek kierownicy oraz chłodnicę powietrza doprowadzanego do cylindrów. W celu ograniczenia emisji tlenków azotu silnik wyposażono w system recyrkulacji spalin z ich chłodzeniem. Elektroniczny system sterujący pracą silnika 1.3 Multijet realizuje sterowanie: wartością dawki paliwa i jej podziałem, kątem wyprzedzenia wtrysku paliwa, ciśnieniem paliwa w szynie paliwowej, ilością recyrkulowanych spalin, prędkością obrotową silnika przy jego pracy na biegu jałowym, maksymalną prędkością obrotową wału korbowego silnika oraz pracą świec żarowych [10]. W elektronicznym sterowniku ECU silnika 1.3 Multijet zastosowano specjalne funkcje sterowania zwiększające dokładność dawkowania paliwa z uwzględnieniem zużycia wtryskiwacza, co pozwala na zmniejszenie nierównomierności dawkowania paliwa pomiędzy wtryskiwaczami [8]. W ECU zastosowano specjalny algorytm umożliwiający zwiększenie równomierności dawki pilotującej. Sonda lambda umieszczona za turbosprężarką w układzie wydechowym pozwala na wyznaczanie rzeczywistego stosunku paliwa do powietrza. W tabeli 1 przedstawiono podstawowe dane techniczne badanego silnika.

Tabela 1. Podstawowe dane techniczne silnika Fiat 1.3 Multijet

Parametr	Jednostka	Wartość
Układ cylindrów	-	rzędowy
Liczba cylindrów, c	-	4
Rodzaj wtrysku	-	bezpośredni, wieloetapowy
Kolejność pracy cylindrów	-	1 – 3 – 4 - 2
Stopień sprężania, ε	-	17,6
Średnica cylindra, D	mm	69,6
Skok tłoka, S	mm	82
Pojemność skokowa silnika, V_{ss}	cm^3	1251
Moc maksymalna silnika, N_e	kW	66
Prędkość obrotowa silnika dla jego mocy maksymalnej, n_N	obr/min	4000
Maksymalny moment obrotowy silnika, M_e	N·m	200
Prędkość obrotowa silnika dla jego maksymalnego momentu obrotowego, n_M	obr/min	1750
Prędkość obrotowa biegu jałowego, n_{bj}	obr/min	850±20

STANOWISKO BADAWCZE

Badania eksperymentalne przeprowadzono na stanowisku hamownianym zbudowanym w Laboratorium Silników Cieplnych Politechniki Świętokrzyskiej. Stanowisko to składa się z następujących węzłów konstrukcyjnych [1, 2, 3]:

- silnika o zapłonie samoczynnym Fiat 1.3 Multijet,
- hamulca elektrowirowego typu EMX – 100/10 000 firmy Elektromex Centrum,
- szafy sterującej pracą silnika i hamulca z układem sterowania firmy Automex,
- systemu pomiarowego ciśnienia czynnika roboczego w cylindrze za pomocą czujnika GH13G12 firmy AVL,
- dawkomierza paliwa typu 730 Dynamic Fuel Consumption firmy AVL,
- termicznego masowego przepływomierza powietrza SENSYFOLW iG firmy ABB,
- komputera PC umożliwiającego sterowanie pracą stanowiska hamownianego za pomocą oprogramowania PARM wersja 1.7 firmy Automex oraz diagnostykę silnika przy wykorzystaniu modułu KTS 540 i oprogramowania firmy Bosch.

Szafa sterownicza stanowiska składa się z panelu mocy hamulca AMX 202, modułu AMX 211 sterującego zespołem silnik-hamulec, modułu pomiarowego AMX212 PMO umożliwiającego pomiar najważniejszych zmiennych opisujących stan silnika (prędkość obrotową wału i moment na wale łączącym silnik z hamulcem) oraz panel pomiaru temperatur i ciśnień. Ponadto w szafie sterowniczej umieszczony jest panel do sterowania dawkomierzem paliwa 730 Dynamic Fuel Consumption AVL oraz panel z regulatorami temperatury LUMEL RE43. Stanowisko wyposażone jest w przepływomierz powietrza SENSYFOLW iG firmy ABB zapewniający pomiar wydatku przepływu powietrza z dokładnością 0,1%. Ponadto stanowisko wyposażone jest w trzy wymienniki ciepła chłodzone wodą w obiegu zamkniętym, które umożliwiają chłodzenie: powietrza doładowującego, czynnika chłodzącego oraz paliwa. Każdy z wymienników ciepła na wlocie wody wyposażony jest w elektrozawór sterowany z szafy sterowniczej za pomocą regulatorów temperatury LUMEL RE43. Umożliwia to utrzymanie stałej zadanej przez użytkownika temperatury powietrza na wlocie do silnika, płynu w układzie chłodzenia oraz temperatury paliwa. Stanowisko wyposażone jest także w układ do pomiaru temperatur składający się z czujników termoelektrycznych i rezystancyjnych firmy Czah-Pomiar oraz przetworników temperatury AR592 firmy Apar. Układ ten umożliwia pomiary temperatury: przed i za wymiennikiem ciepła chłodzącym powietrze doładowujące oraz przed i za wymiennikiem chłodzącym ciecz w układzie chłodzenia, paliwa na wyjściu z listwy zasilającej, spalin przed sprężarką i za katalizatorem oraz oleju w misce olejowej i głowicy silnika. Ponadto stanowisko wyposażone jest w sześć przetworników ciśnienia S-10 firmy WIKA, które umożliwiają pomiary cienienia: powietrza doładowania, cieczy w układzie chłodzenia, spalin przed sprężarką i za katalizatorem oraz oleju w głowicy silnika i ciśnienia w skrzyni korbowej.

Do pomiaru stężenia w spalinach tlenków azotu NO_x i tlenu O_2 zastosowano analizator EXSA-240-CL firmy Horiba. Wykorzystana w tym analizatorze metoda detekcji chemiluminescencji zapewnia bardzo wysoką czułość oraz pozwala na minimalizację oddziaływania na wynik pomiaru innych substancji. Do pomiaru stężenia w spalinach badanego silnika tlenku węgla, dwutlenku węgla i węglowodorów

zastosowano wielogazowy analizator spalin typu Tecnotest 488 plus. Pomiar realizowany jest przy wykorzystaniu zjawiska pochłaniania promieniowania podczerwonego w środowisku gazowym. Analizator mierzy stężenie tlenku węgla, dwutlenku węgla i węglowodorów w gazach spalinowych na podstawie selektywnej absorpcji promieniowania podczerwonego przez każdy z wyżej wymienionych składników. Do pomiaru zadymienia spalin wykorzystano dymomierz MK-3 Hartridge'a. Dymomierz ten działa na zasadzie porównania przezroczystości spalin z przezroczystością czystego powietrza.

WYBRANE WYNIKI BADAŃ

Podczas badań eksperymentalnych silnik Fiat 1.3 Multijet zainstalowany na hamowni silnikowej pracował według charakterystyk obciążeniowych dla wybranych prędkości obrotowych wału korbowego silnika wynoszących n = 1200, 1750, 2400, 3800, 4000 i 4200 obr/min. W trakcie realizacji badań rejestrowano wartości mocy użytecznej silnika N_e, momentu obrotowego użytecznego M_o, godzinowego zużycia paliwa G_h, wartość ciśnienia paliwa w zasobniku paliwa układu zasilania silnika p_w, godzinowego zużycie powietrza G_{pow}, ciśnienie doładowania p_d. Dysponując wymienionymi zarejestrowanymi wartościami obliczono jednostkowe zużycie paliwa g_e, dawkę paliwa przypadającą na jeden cykl pracy silnika, dawkę powietrza przypadającą na pojedynczy cykl pracy silnika. Wykorzystując wyżej wskazane analizatory rejestrowano stężenie w spalinach tlenku węgla CO, dwutlenku węgla CO_2, tlenków azotu NO_x, tlenu O_2 i stopień zadymienia spalin. Wartości wymienionych powyżej wskaźników pracy badanego silnika przedstawiono w tabelach od 2 do 7.

Tabela 2. Wybrane wskaźniki pracy silnika Fiat 1.3 Multijet pracującego według charakterystyki obciążeniowej dla prędkości obrotowej n = 1200 obr/min i zasilaniu go olejem napędowym Ekodiesel

Lp.	M_o [N·m]	N_e [kW]	G_h [kg/h]	g_e [g/kW·h]	g_c [mg/cykl]	p_w [MPa]	G_{pow} [kg/h]	g_{pow} [mg/cykl]	p_d [hPa]	CO [%]	CO_2 [%]	O_2 [%]	NO_x [ppm]	D [%]
1	10	1,13	0,86	761,06	5,97	35,0	28	194,44	984	0,09	4,9	13,6	19	0
2	20	2,65	1,05	396,23	7,29	38,2	32	222,22	994	0,06	6,1	12,1	38	0
3	30	3,66	1,29	352,46	8,96	39,0	36	250,00	1008	0,04	7,0	10,7	59	0
4	40	5,05	1,61	318,81	11,18	39,4	39	270,83	1027	0,04	8,1	9,5	88	3
5	50	6,19	1,78	287,56	12,36	40,9	40	277,78	1049	0,03	9,0	7,9	133	9
6	60	7,70	2,15	279,22	14,93	45,4	44	305,56	1079	0,02	10,0	6,6	234	11
7	70	8,84	2,37	268,10	16,46	49,2	49	340,28	1116	0,0	10,5	6,0	376	9
8	80	9,98	2,63	263,53	18,26	48,6	53	368,06	1162	0,07	10,4	5,5	522	7
9	88	11,00	3,00	272,73	20,83	57,1	57	395,83	1182	0,08	10,7	5,0	730	5

Tabela 3. Wybrane wskaźniki pracy silnika Fiat 1.3 Multijet pracującego według charakterystyki obciążeniowej dla prędkości obrotowej n = 1750 obr/min i zasilaniu go olejem napędowym Ekodiesel

Lp.	M_o [N·m]	N_e [kW]	G_h [kg/h]	g_e [g/kW·h]	g_c [mg/cykl]	p_w [MPa]	G_{pow} [kg/h]	g_{pow} [mg/cykl]	p_d [hPa]	CO [%]	CO_2 [%]	O_2 [%]	NO_x [ppm]	D [%]
1	10	1,84	1,00	543,48	4,76	41,8	40	190,48	1011	0,20	5,0	13,3	40	0
2	21	3,86	1,40	362,69	6,67	46,0	42	200,00	1027	0,27	7,0	10,3	29	0
3	30	5,52	1,71	309,78	8,14	50,4	44	209,52	1054	0,17	8,0	8,9	28	0
4	41	7,55	2,08	275,50	9,90	56,0	51	242,86	1105	0,08	8,6	8,1	38	2,5
5	49	9,02	2,37	262,75	11,29	62,1	58	276,19	1155	0,04	8,9	7,8	69	5,0
6	59	10,87	2,68	246,55	12,76	67,3	62	295,24	1206	0,03	9,4	7,1	98	6,0
7	70	12,89	3,10	240,50	14,76	76,3	68	323,81	1276	0,02	10,0	6,3	124	6,0
8	80	14,74	3,49	236,77	16,62	82,1	72	342,86	1353	0,02	10,2	5,9	167	5,5
9	90	16,58	3,86	232,81	18,38	85,1	80	380,95	1440	0	10,3	5,8	216	5,0
10	99	18,24	4,26	233,55	20,29	86,3	89	423,81	1536	0	10,2	5,9	281	4,0
11	110	20,26	4,68	231,00	22,29	89,1	96	457,14	1624	0	10,3	5,8	346	4,0
12	120	22,11	5,08	229,76	24,19	88,1	104	495,24	1720	0	10,2	6,0	427	3,5
13	131	24,15	5,45	225,67	25,95	89,7	119	566,67	1855	0	9,5	7,0	670	4,0
14	140	25,81	5,76	223,17	27,43	88,9	118	561,90	1808	0	9,7	6,7	763	3,5
15	150	27,63	6,04	218,60	28,76	88,9	125	595,24	1880	0	10,1	6,0	805	3,5
16	160	29,49	6,38	216,34	30,38	89,9	129	614,29	1923	0	10,5	5,5	835	4,0
17	170	31,34	6,83	217,93	32,52	90,3	133	633,33	1988	0,02	10,8	5,0	847	4,0
18	180	33,16	7,27	219,24	34,62	89,7	137	652,38	2065	0,02	11,1	4,6	875	4,5
19	190	35,00	7,67	219,14	36,52	90,3	142	676,19	2109	0,04	11,6	3,94	833	6,0
20	202	37,22	8,21	220,58	39,10	90,1	142	676,19	2131	0,08	12,2	3,04	815	9,0

Tabela 4. Wybrane wskaźniki pracy silnika Fiat 1.3 Multijet pracującego według charakterystyki obciążeniowej dla prędkości obrotowej n = 2400 obr/min i zasilaniu go olejem napędowym Ekodiesel

Lp.	M_o [N·m]	N_e [kW]	G_h [kg/h]	g_e [g/kW·h]	g_c [mg/cykl]	p_w [MPa]	G_{pow} [kg/h]	g_{pow} [mg/cykl]	p_d [hPa]	CO [%]	CO_2 [%]	O_2 [%]	NO_x [ppm]	D [%]
1	10	2,52	1,48	587,30	5,14	55,2	69	239,58	1132	0,09	4,1	14,8	60	1
2	20	5,05	1,87	370,30	6,49	61,1	69	239,58	1150	0,10	5,4	13,1	58	1
3	30	7,57	2,29	302,51	7,95	67,5	69	239,58	1172	0,09	6,5	11,2	57	1
4	41	10,36	2,79	269,31	9,69	79,9	75	260,42	1211	0,07	7,5	9,8	65	2
5	50	12,63	3,27	258,91	11,35	84,9	80	277,78	1261	0,05	8,2	8,8	75	3,5
6	60	15,16	3,73	246,04	12,95	90,9	86	298,61	1315	0,04	8,1	7,7	83	6,5
7	69	17,43	4,21	241,54	14,62	100,7	99	343,75	1392	0,02	9,4	7,4	127	7
8	80	20,21	4,78	236,52	16,60	103,9	101	350,69	1452	0,02	9,9	6,3	131	8

c.d. tabeli 4.

9	90	22,74	5,25	230,87	18,23	105,1	110	381,94	1527	0,02	10,1	6,1	150	8
10	100	25,25	5,67	224,55	19,69	106,3	117	406,25	1614	0,02	10,1	6,1	180	8
11	110	27,78	6,14	221,02	21,32	107,7	129	447,92	1699	0	10,2	6,1	221	6
12	120	30,32	6,59	217,35	22,88	108,1	139	482,64	1784	0	10,1	6,2	269	6
13	130	32,83	7,12	216,87	24,72	108,5	146	506,94	1851	0	10,1	6,1	334	5
14	140	35,39	7,58	214,18	26,32	107,9	157	545,14	1912	0	10,2	6,2	407	4
15	150	37,88	8,02	211,72	27,85	108,5	168	583,33	2037	0	10,1	6,2	472	3,5
16	160	40,43	8,39	207,52	29,13	107,9	186	645,83	2099	0	9,4	7,1	798	3
17	169	42,70	8,89	208,20	30,87	107,7	189	656,25	2143	0	9,9	6,5	843	3
18	180	45,48	9,50	208,88	32,99	108,1	192	666,67	2174	0	10,4	5,8	872	3
19	190	48,01	10,10	210,37	35,07	108,5	194	673,61	2215	0,02	10,9	5,1	881	4
20	200	50,53	10,70	211,76	37,15	108,5	197	684,03	2255	0,03	11,4	4,3	846	8
21	204	51,61	10,93	211,78	37,95	107,7	198	687,50	2255	0,04	11,7	3,96	847	7,5

Tabela 5. Wybrane wskaźniki pracy silnika Fiat 1.3 Multijet pracującego według charakterystyki obciążeniowej dla prędkości obrotowej n = 3800 obr/min i zasilaniu go olejem napędowym Ekodiesel

Lp.	M_o [N·m]	N_e [kW]	G_h [kg/h]	g_e [g/kW·h]	g_c [mg/cykl]	p_w [MPa]	G_{pow} [kg/h]	g_{pow} [mg/cykl]	p_d [hPa]	CO [%]	CO_2 [%]	O_2 [%]	NO_x [ppm]	D [%]
1	9	3,60	3,17	880,56	6,95	81,3	216	473,68	1617	0,02	2,7	16,8	170	1
2	20	8,00	3,72	465,00	8,16	85,5	218	478,07	1628	0,02	3,3	15,9	199	1
3	30	12,00	4,30	358,33	9,43	91,5	221	484,65	1642	0	3,8	15,2	228	1
4	40	16,00	4,89	305,63	10,72	99,3	225	493,42	1645	0	4,4	14,5	267	1,5
5	50	20,00	5,49	274,50	12,04	105,3	219	480,26	1611	0	5,0	13,4	314	2
6	60	24,01	6,17	256,98	13,53	109,9	222	486,84	1623	0	5,7	12,5	370	3
7	69	27,60	6,84	247,83	15,00	114,7	221	484,65	1622	0	6,4	11,5	425	4
8	80	32,01	7,68	239,93	16,84	122,1	237	519,74	1751	0	6,6	11,3	487	4
9	90	36,00	8,47	235,28	18,57	127,5	248	543,86	1889	0	6,8	10,9	574	3
10	100	40,02	9,30	232,38	20,39	135,1	262	574,56	1989	0	7,1	10,4	667	3
11	111	44,41	10,10	227,43	22,15	143,9	273	598,68	2057	0	7,6	9,7	765	2
12	120	48,01	10,90	227,04	23,90	144,1	273	598,68	2059	0	8,2	8,9	787	2,5
13	130	52,01	11,55	222,07	25,33	149,5	278	609,65	2085	0	8,8	8,0	862	2
14	141	56,41	12,72	225,49	27,89	149,4	282	618,42	2114	0	9,5	7,0	889	3
15	151	60,41	13,79	228,27	30,24	150,9	283	620,61	2136	0,02	10,2	6,0	905	5
16	160	64,01	14,83	231,68	32,52	150,7	286	627,19	2150	0,04	11,0	5,0	899	10

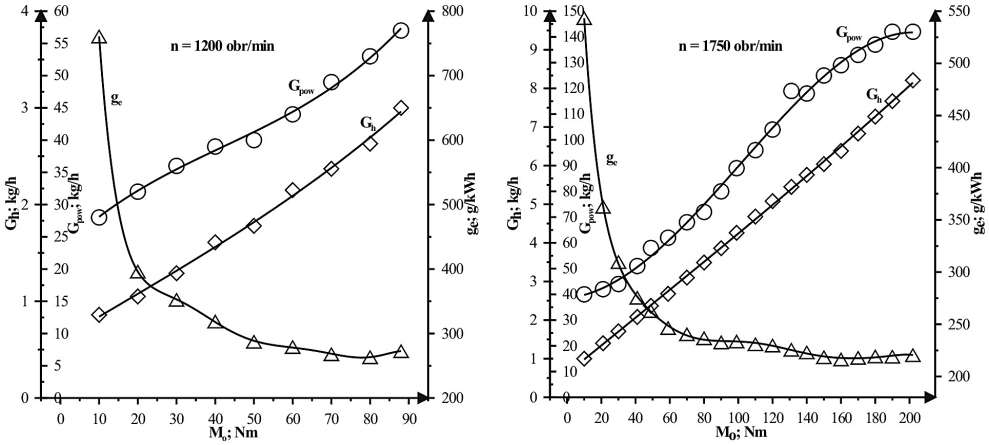
Tabela 6. Wybrane wskaźniki pracy silnika Fiat 1.3 Multijet pracującego według charakterystyki obciążeniowej dla prędkości obrotowej n = 4000 obr/min i zasilaniu go olejem napędowym Ekodiesel

Lp.	M_o [N·m]	N_e [kW]	G_h [kg/h]	g_e [g/kW·h]	g_c [mg/cykl]	p_w [MPa]	G_{pow} [kg/h]	g_{pow} [mg/cykl]	p_d [hPa]	CO [%]	CO_2 [%]	O_2 [%]	NO_x [ppm]	D [%]
1	10	4,55	3,65	802,20	7,60	83,9	237	493,75	1708	0	2,4	16,8	246	1
2	20	8,28	4,11	496,38	8,56	87,7	243	506,25	1735	0	2,7	16,3	252	1
3	30	13,25	4,75	358,49	9,90	93,7	248	516,67	1772	0	3,0	15,7	360	1
4	40	16,56	5,34	322,46	11,13	98,7	255	531,25	1807	0	3,4	15,1	412	1,5
5	50	20,73	5,70	274,96	11,88	103,3	229	477,08	1601	0	4,1	13,8	493	3
6	60	25,26	6,44	254,95	13,42	109,3	235	489,58	1628	0	4,4	13,0	567	4
7	70	28,99	7,08	244,22	14,75	114,1	235	489,58	1629	0	5,0	12,4	629	4
8	80	33,11	7,89	238,30	16,44	122,1	246	512,50	1706	0	5,3	11,5	719	4
9	90	37,69	8,73	231,63	18,19	129,3	264	550,00	1862	0	5,4	11,3	844	3
10	100	41,79	9,52	227,81	19,83	137,5	276	575,00	1973	0	5,7	10,9	979	2
11	110	45,52	10,21	224,30	21,27	148,7	285	593,75	2031	0	6,2	10,3	1087	3
12	120	50,13	11,13	222,02	23,19	151,3	286	595,83	2046	0	6,7	9,4	1150	3
13	130	54,57	11,78	215,87	24,54	159,3	290	604,17	2083	0	7,1	8,6	1178	4
14	140	58,40	13,12	224,66	27,33	158,7	293	610,42	2104	0	7,7	7,3	1224	4,5
15	150	62,56	14,20	226,98	29,58	159,3	294	612,50	2127	0,02	8,1	6,5	1238	7
16	158	65,04	14,89	228,94	31,02	158,3	296	616,67	2124	0,03	8,6	5,6	1235	11

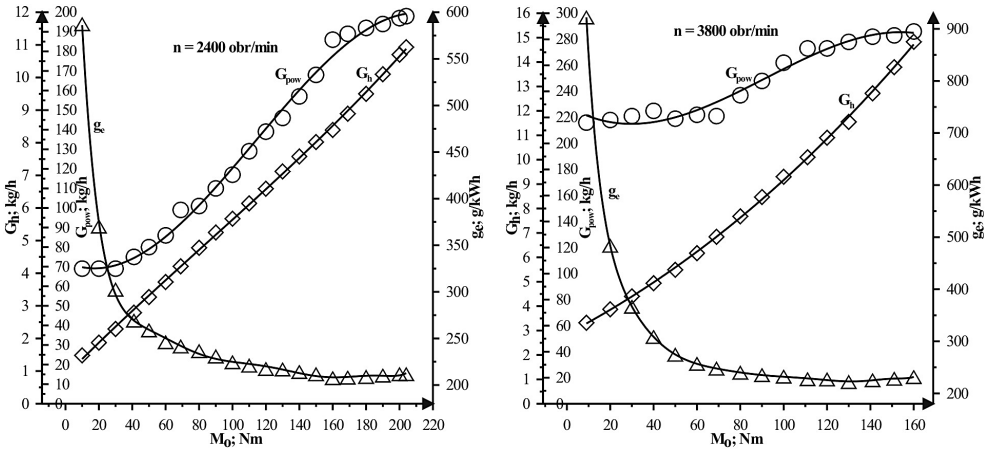
Tabela 7. Wybrane wskaźniki pracy silnika Fiat 1.3 Multijet pracującego według charakterystyki obciążeniowej dla prędkości obrotowej n = 4200 obr/min i zasilaniu go olejem napędowym Ekodiesel

Lp.	M_o [N·m]	N_e [kW]	G_h [kg/h]	g_e [g/kW·h]	g_c [mg/cykl]	p_w [MPa]	G_{pow} [kg/h]	g_{pow} [mg/cykl]	p_d [hPa]	CO [%]	CO_2 [%]	O_2 [%]	NO_x [ppm]	D [%]
1	10	4,42	3,44	778,28	6,83	82,1	205	406,75	1429	0,04	3,1	16,2	178	0
2	20	8,84	4,00	452,49	7,94	86,1	215	426,59	1497	0,03	3,7	15,5	208	0
3	30	13,26	4,83	364,25	9,58	92,1	225	446,43	1562	0,02	4,2	14,7	254	2
4	39	17,24	5,74	332,95	11,39	98,3	240	476,19	1679	0	4,6	13,9	285	2
5	50	22,11	6,54	295,79	12,98	105,9	258	511,90	1793	0	5,1	13,2	328	2,5
6	60	26,52	7,16	269,98	14,21	109,3	239	474,21	1624	0	6,0	11,9	376	4
7	70	30,95	8,09	261,39	16,05	116,1	240	476,19	1641	0	6,8	10,8	437	5
8	80	35,36	9,00	254,52	17,86	122,7	247	490,08	1693	0	7,4	9,9	489	6
9	90	39,79	9,84	247,30	19,52	130,5	265	525,79	1850	0	7,6	9,7	565	5
10	100	44,23	10,78	243,73	21,39	138,1	276	547,62	1968	0	7,8	9,3	683	5
11	110	48,65	11,59	238,23	23,00	150,1	289	573,41	2028	0	8,5	8,4	822	4
12	120	53,07	12,43	234,22	24,66	159,1	294	583,33	2069	0,02	9,2	7,1	937	5
13	131	57,94	14,08	243,01	27,94	156,9	297	589,29	2086	0,04	10,1	6,0	945	8
14	138	61,04	15,27	250,16	30,30	156,1	298	591,27	2102	0,06	10,7	5,1	923	14

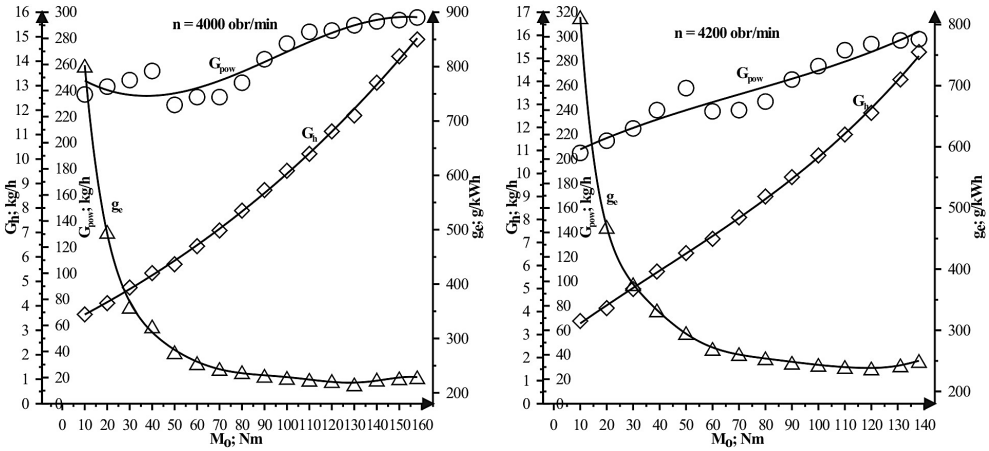
Na rysunkach od 1 do 3 przestawiono sporządzone na podstawie wyników badań eksperymentalnych charakterystyki obciążeniowe badanego silnika Fiat 1.3 Multijet dla prędkości obrotowych n = 1200, 1750, 2400, 3800, 4000 i 4200 obr/min. Na charakterystykach tych, w funkcji zmiany obciążenia silnika wyrażonego użytecznym momentem obrotowym M_o, pokazano przebiegi zmian godzinowego zużycia paliwa G_h, jednostkowego zużycia paliwa g_e i godzinowego zużycia powietrza G_{pow}.



Rys. 1. Charakterystyka obciążeniowa silnika Fiat 1.3 Multijet sporządzona dla prędkości obrotowej n = 1200 i 1750 obr/min, przy zasilaniu go olejem napędowym Ekodiesel



Rys. 2. Charakterystyka obciążeniowa silnika Fiat 1.3 Multijet sporządzona dla prędkości obrotowej n = 2400 i 3800 obr/min, przy zasilaniu go olejem napędowym Ekodiesel



Rys. 3. Charakterystyka obciążeniowa silnika Fiat 1.3 Multijet sporządzona dla prędkości obrotowej n = 4000 i 4200 obr/min, przy zasilaniu go olejem napędowym Ekodiesel

PODSUMOWANIE

Silnik Fiat 1.3 Multijet, będący obiektem badań jest jednym z najnowocześniejszych silników o zapłonie samoczynny, który stanowi modernizację silnika o mocy 51 kW i momencie obrotowym 180 Nm. Zwiększenie mocy do 66 kW i momentu obrotowego do 200 N·m osiągnięto drogą doskonalenia systemu spalania, zwiększenia ciśnienia wtrysku paliwa do 160 MPa oraz przez zastosowanie turbosprężarki o zmiennej geometrii łopatek kierownicy. Ponadto w wersji wyposażonej w filtr cząstek stałych zwiększono ilość etapów wtrysków przypadających na cykl pracy silnika z trzech do maksymalnie pięciu, co związane jest z regeneracją filtra cząstek stałych.

Otrzymane wyniki badań hamownianych silnika 1.3 Multijet potwierdzają wysokie osiągi badanego silnika przy niewielkiej emisji szkodliwych składników spalin. Silnik charakteryzuje się dobrą elastycznością dzięki wysokiemu momentowi obrotowemu, którego wartość większą od M_o = 200 N·m uzyskano przy pracy silnika według charakterystyk obciążeniowych przy prędkościach obrotowych n = 1750 obr/min i n = 2400 obr/min. Minimalne jednostkowe zużycie paliwa g_e = 207,52 g/kW·h silnik uzyskał przy prędkości obrotowej n = 2400 obr/min. Uzyskana wartość momentu obrotowego w tych warunkach pracy silnika to M_o = 160 N·m. Największe znaczenie ze względu na ochronę naturalnego środowiska człowieka w przypadku silników o zapłonie samoczynnym ma emisja tlenków azotu i cząstek stałych. Dla przeprowadzonego zakresu badań największe wartości stężenia tlenków azotu uzyskano przy pracy silnika według charakterystyki obciążeniowej przy prędkości obrotowej n = 4000 obr/min. Ponadto z wyników pomiarów widać, że silnik charakteryzuje się minimalną emisją tlenku węgla. Wynika to z tego, że silnik pracuje ze znacznym nadmiarem powietrza podczas procesu spalania, a paliwo wtryskiwane

jest pod wysokim ciśnieniem do komory spalania umieszczonej w denku tłoka i łatwo ulega wymieszaniu z powietrzem. Zastosowanie bezpośredniego wtrysku paliwa, wysokociśnieniowego układu zasilania Common Rail, turbosprężarki z sterowanym wydatkiem, układu recyrkulacji z chłodzeniem recyrkulowanych spalin, katalizatora z sondą lambda w układzie wydechowym oraz zaawansowanego systemu sterowania wymienionymi układami i podzespołami pozwoliło na spełnienie przez niego wysokich wymagań dotyczących wskaźników ekonomiczno-energetycznych i ekologicznych.

LITERATURA

1. Ambrozik A., Ambrozik T., Kurczyński D., Łagowski P.: Examination of fast-changing quantities in engine with common rail injection system. Journal of KONES Powertrain and transport, vol. 17, no.3, Warsaw 2010.
2. Ambrozik A., Ambrozik T., Kurczyński D., Łagowski P.: External speed characteristics in engine with multi-stage fuel injection. Journal of KONES Powertrain and transport, vol. 17, no.1, Warsaw 2010.
3. Ambrozik A., Ambrozik T., Kurczyński D., Łagowski P.: Ocena parametrów pracy wieloetapowo zasilanego silnika 1.3 Multijet. Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów 1(82)/2011.
4. Basshuysen R.: Ottomotor mit Direkteinspritzung, Friedr. Vieweg & Sohn Verlag - GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, 2007.
5. Brzeżański, M., Śliwiński, K., Downsizing – nowy kierunek rozwoju silników samochodowych. Silniki Spalinowe, nr 2/2004 (119).
6. Golloch, R.: Downsizing bei Verbrennungsmotoren. Springer Verlag, 2005.
7. Golloch, R.; Merker, G. P.: Downsizing bei Verbrennungsmotoren – Grundlagen, Stand der Technik und zukünftige Konzepte. In: MTZ 66 (2005), nr. 2.
8. Imarisio, R., Giardina-Papa, P., Siracusa, M., The new 1.3 L 90 PS diesel engine. Silniki Spalinowe, nr 3/2005 (122).
9. Merkisz, J., Rozwój silników spalinowych w aspekcie ich ekologii. Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów 2(78)/2010.
10. Pietras, D., Świątek, P., Dobór kalibracji sterowania silnika 1,3 Multijet w aspekcie jego osiągów i składu spalin. Silniki Spalinowe, nr 2/2008 (133).
11. Rokosch U.: Układy oczyszczania spalin i pokładowe systemy diagnostyczne samochodów OBD. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2007.

LOAD CHARACTERISTICS OF TURBOCHARGED 1.3 MULTIJET ENGINE

Abstract

The paper presents the results of test bench investigations into compression ignition 1.3 Multijet engine with multistage fuel injection, which is manufactured in Poland by Fiat-GM Powertrain Polska Company. The tests were conducted at the stand constructed at the Heat Engines Laboratory of the Kielce University of Technology. The scope of investigations included determining

economic and energetic parameters of the engine work, and also environmental parameters, such as the concentration of nitrogen oxides NO_x, carbon monoxide CO and carbon dioxide CO_2 in exhaust gases and exhaust gas smokiness. During the tests, the engine operated under load conditions at the crankshaft rotational speed: n = 1200, 1750, 2400, 3800, 4000 and 4200 rpm. Such values of speed were selected because of the multi-stage fuel injection and the engine's being able to reach the maximum torque M_o = 200 Nm at the crankshaft rotational speed n = 1750 rpm and the maximum power output N_e = 66 kW, delivered at n = 4000 rpm.

Key words: piston internal combustion engine, engine characteristics, engine work parameters, test bench investigations.

Sebastian Brol[1]

BADANIE WPŁYWU PRZECHYŁU WZDŁUŻNEGO NA PRZYSPIESZENIE SAMOCHODU OSOBOWEGO MIERZONE METODĄ BEZPOŚREDNIĄ

Streszczenie. W tej pracy podjęto temat wpływu kąta pochylenia nadwozia samochodu na wartość przyspieszenia mierzonego za pomocą czujnika przyspieszenia przymocowanego do nadwozia. Przyspieszenie mierzone jest w trakcie testu drogowego składającego się z dwóch faz rozbiegu i wybiegu. Dokonano symulacji komputerowej mierzonych wartości przyspieszenia przez czujnik w kierunku poziomym i pionowym. Porównano wyniki z zadanym przyspieszeniem samochodu. Opisano składniki błędu wskazań czujnika przyspieszenia w teście drogowym.

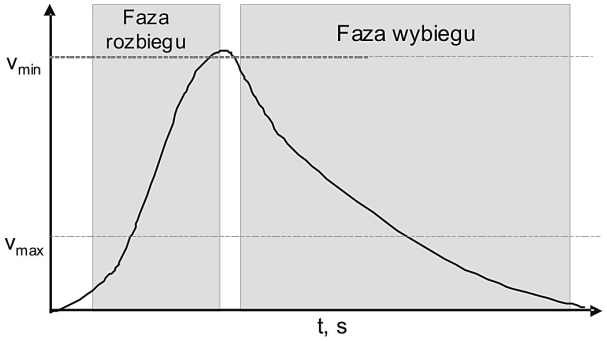
Słowa kluczowe: symulacja, kąt pochylenia wzdłużnego nadwozia, przyspieszenie.

TEST DROGOWY

W Katedrze Pojazdów Drogowych i Rolniczych Politechniki Opolskiej trwają od lat badania zmierzające do opracowania procedury pomiarowej i obliczeniowej służącej do wyznaczania własności i charakterystyk siły i mocy napędowej odbieranej z kół w trakcie testu drogowego [7]. Założono, że wyznaczanie przedmiotowych własności i charakterystyk odbywać się będzie na podstawie przyspieszenia samochodu zmierzonego metodą bezpośrednią za pomocą czujnika przyspieszenia zamocowanego do nadwozia.

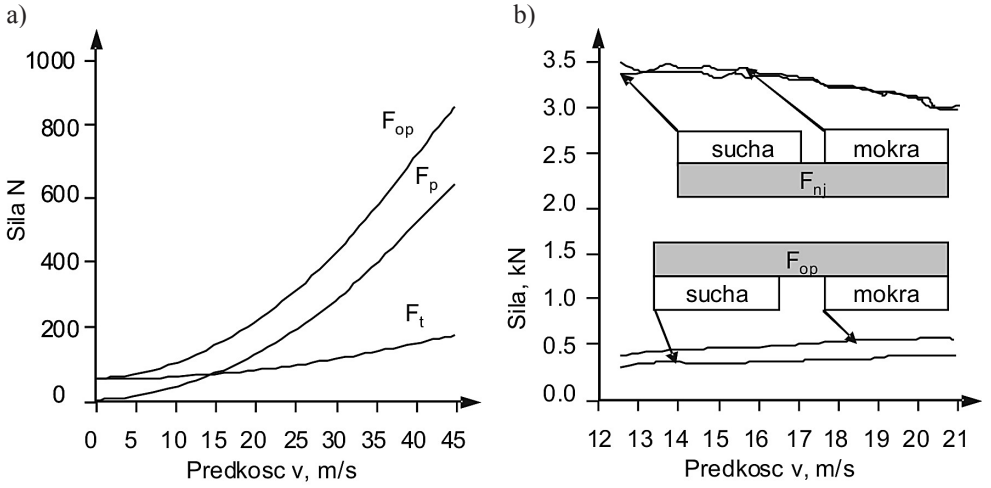
Badano zastosowanie dwufazowego testu drogowego. Jego przebieg przedstawiono na rysunku 1. W fazie rozbiegu samochód rozpędzany jest z największym możliwym do uzyskania przyspieszeniem. W fazie wybiegu samochód porusza się z opóźnieniem określonym przez opory ruchu oraz bezwładnością. Do obliczeń zmian wartości siły i mocy napędowej odbieranej z kół wykorzystuje się przyspieszenie i opóźnienie zmierzone w obu fazach ruchu, gdy samochód zmienia prędkość od v_{min} do v_{max} (rys. 1). Wartości v_{min} do v_{max} ustala osoba wykonująca test drogowy. Założono, że próby drogowe odbywają się na równej płaskiej drodze o jak najmniejszych nierównościach nawierzchni, a także w niezmiennych warunkach otocznia w trakcie trwania testu [8].

[1] Katedra Pojazdów Drogowych i Rolniczych, Politechnika Opolska, ul. Mikołajczyka 5, 45-271 Opole, e-mail: s.brol@po.opole.pl.



Rys. 1. Profil prędkości dla testu dwufazowego

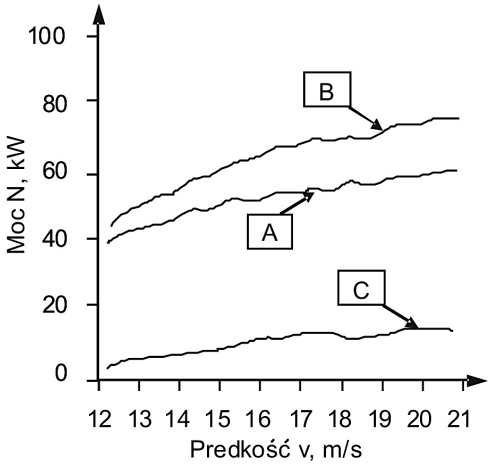
Druga faza, wybiegu, umożliwia kompensację, w rozumieniu metrologicznym, oporów ruchu F_{op}, której składniki zależą w pierwszym rzędzie od prędkości, a ich charakterystyki są przed testem nieznane, jak to pokazano na rysunku 2a.



Rys. 2. Podstawowe opory ruchu w funkcji prędkości samochodu: opór toczenia (F_t), aerodynamiczny (F_p) i ich suma (F_{op}) (a) oraz przebieg siły napędowej w funkcji prędkości samochodu wyznaczonej w wyniku realizacji dwufazowego testu drogowego na suchej oraz mokrej nawierzchni. Samochód badany: Renault Laguna, 1998r, Silnik ZI, 1.8 dcm^3, bieg 2 (b)

Drugą fazę zastosowano w celu zmniejszenia niepewności pomiarowej siły napędowej i mocy odbieranej z kół. Pozwala ona na obliczenie chwilowych wartości, wyznaczenie charakterystyki w funkcji prędkości a następnie na skompensowanie podstawowych oporów ruchu występujących podczas testów drogowych. W szczególności dotyczy to trwałych zmian siły lub kierunku wiatru pomiędzy testami lub nagłych opadów atmosferycznych. Tego rodzaju zjawiska generalnie zwiększają

opory ruchu, a co za tym idzie i starty mocy w teście, co przedstawiono na rysunku 2b. Siła napędowa wyznaczona podczas testu na drodze suchej jest zbliżona (różnica jest nie większa niż 5%) do tej wyznaczonej na drodze po obfitym opadzie deszczu, mimo, że opory ruchu zarejestrowane dla tych testów różniły się od 20% do 25%. Na rysunku 3 przedstawiono przebieg mocy odbieranej z kół wyznaczonej tylko na podstawie fazy rozpędzania (krzywa A), straty mocy wyznaczone w fazie wybiegu (krzywa C), natomiast krzywa B przedstawia moc na kołach w funkcji prędkości samochodu, której wartości są większe od krzywej A o wartość strat mocy dla tej samej prędkości linowej.



Rys. 3. Porównanie krzywych mocy na kołach uzyskanych w wyniku testu jednofazowego (A) i dwufazowego (B). Krzywa (C) przedstawia oszacowane straty mocy uzyskane w dwufazowym teście drogowym

PRZYCZYNY WAHAŃ WZDŁUŻNYCH

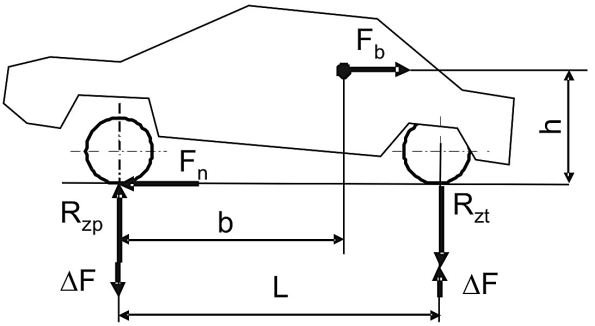
Za ustalony można uznać taki kąt pochylenia wzdłużnego nadwozia (α_p), który powstaje w czasie ruchu samochodu z ustaloną prędkością lub podczas faz ruchu z quasi-stałym przyspieszeniem. Podczas jazdy ze stałą prędkością α_p może być inny dla różnych prędkości dla tego samego samochodu. Genta i Morello [3] podają, że przyczyną tego jest jednoczesne działanie sił napędowej i aerodynamicznej, zwłaszcza nośnej, indukcyjnej i profilowej, a także oporów toczenia. Od proporcji wartości poszczególnych sił i oporów zależy wynikowy kąt pochylenia wzdłużnego α_p.

Podczas przyspieszania lub opóźniania ruchu samochodu występują dodatkowe siły pionowe w obszarach styku kół przednich i tylnych z jezdnią. Są one wynikiem oddziaływania siły bezwładności przyłożonej do środka masy samochodu [9] i wywołują zmianę reakcji kół przednich R_{zp} i tylnych R_{zt} o wartość ΔF tak, jak to pokazano na rysunku 4 dla samochodu podczas rozpędzania.

Opisuje to zależność (1)

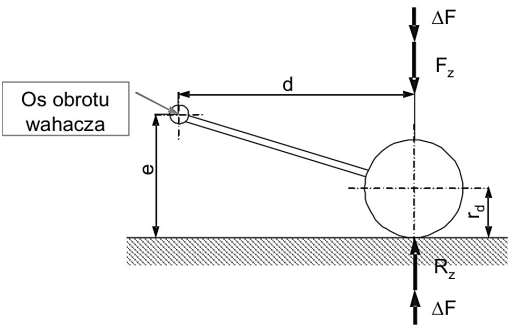
$$\Delta F = F_b \frac{h}{L} \tag{1}$$

gdzie: F_b – siła bezwładności, L – rozstaw osi, h – wysokość środka masy nad powierzchnią jezdni.



Rys. 4. Uproszczony układ wybranych sił działający na samochód podczas rozpędzania. Oddziaływanie oporów aerodynamicznego i toczenia pominięto. Oznaczenia na rysunku: F_b – siła bezwładności, R_{zp} i R_{zt} - reakcje na obciążenie kół przednich i tylnych, ΔF – reakcja wywołana działaniem siły bezwładności F_b.

Zmiana obciążenia z kolei powoduje zmianę ugięcia zawieszeń, a w konsekwencji i kąta pochylenia wzdłużnego α_p. W zależności od tego, która oś samochodu (przednia lub tylna) jest napędzana wpływ przyłożenia siły napędowej na zmianę α_p może być różny. Przy czym należy zwrócić uwagę na konstrukcję zawieszenia, gdyż może ona w sposób istotny wpływać na charakter, a nawet i wartość przyrostu kąta pochylenia nadwozia.



Rys. 5. Siły pionowe działające na zawieszenie i koło napędzane

W odniesieniu do samochodów tylnonapędowych z zawieszeniem niezależnym ogólna zależność może przyjąć postać (2).

$$\alpha_p = \frac{ma}{L}\left(\frac{h}{K_b L} - \frac{(1-\psi)(e_t - r_d)}{K_b d_t} + \frac{h}{K_a L} + \frac{\psi(e_p - r_d)}{K_a d_p}\right) \quad (2)$$

gdzie: a – przyspieszenie pojazdu, m – masa pojazdu, L – rozstaw osi, h – wysokość środka masy, K_a, K_b – sztywności odpowiednio zawieszenia przedniego i tylnego, r_d – promień dynamiczny kół (uwzględnia się generalnie dla zawieszeń niezależnych, dla osi sztywnej przyjmuje się r_d=0), d_p, d_t – odległość środka przechyłu wzdłużnego od osi koła w kierunku wzdłużnym odpowiednio dla zawieszenia przedniego i tylnego, e_p, e_t – odległość środka przechyłu wzdłużnego od osi koła w kierunku pionowym odpowiednio dla zawieszenia przedniego i tylnego, ψ– parametr adaptujący równanie dla napędu osi przedniej wtedy ψ=1 lub tylnej – ψ=0.

Podsumowując można stwierdzić, że pochylenie nadwozia zależy od wartości wypadkowych sił pionowych i poziomych działających na przednie i tylne zawieszenia i zmieniających się wraz z prędkością pojazdu [2, 3, 4]. Rozkład obciążenia kół przednich i tylnych jest różny podczas rozbiegu i wybiegu.

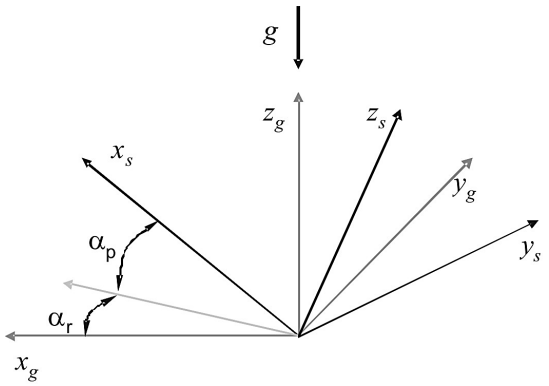
Omówione w tym podrozdziale zjawiska skutkujące zmianami α_p w czasie testu mają istotny wpływ na proces pomiarowy przyspieszenia. W czasie rozbiegu nastąpi zmiana α_p zależna głównie od zmian przyspieszenia (przyłożonej siły napędowej) w czasie rozpędzania, co z kolei zależy m. in. od charakterystyki momentu jednostki napędowej i oporów ruchu [5]. Dodatkowo wpływ na α_p w fazie rozpędzania ma także wysokość środka masy, sztywność zawieszenia i rozstaw osi samochodu [10]. Podczas wybiegu przebieg zmian α_p będzie miał charakter quasi-ustalnony ze względu na relatywnie wolne zmiany sił oporów. Co więcej, w obu fazach ruchu na chwilowe zmiany wartości α_p będą także wpływać ugięcia zawieszenia wywołane nierównościami jezdni [6] objawiające się przemieszczaniami nadwozia szczególnie w zakresie niskich częstotliwości [1].

ANALIZA TEORETYCZNA

Kąt pochylenia nadwozia α_p zawiera się między osią x_g globalnego inercyjnego układu współrzędnych a osią x_s arbitralnie przyjętego układu związanego z bryłą nadwozia pojazdu. Określa się go w płaszczyźnie pionowej zawierającej oś symetrii wzdłużnej pojazdu, co pokazano na rysunku 6.

Warto zwrócić uwagę, że globalny układ współrzędnych jest zorientowany względem kierunku przyspieszenia ziemskiego (oś z_g) i kierunku jazdy (oś x_g), zatem założono, że nawierzchnia, po której porusza się pojazd, jest prostopadła do kierunku wektora przyspieszenia ziemskiego g.

W wyniku zmian ugięcia zawieszenia występuje nierównoległość kierunku pomiaru przyspieszenia oraz kierunku ruchu samochodu. W tej pracy określa się



Rys. 6. Przyjęty układ współrzędnych globalny x_g,y_g,z_g i samochodu x_s,y_s,z_s.

go dwoma kątami α_r i α_p okresowymi w płaszczyźnie poziomej oraz pionowej tak, jak to przedstawiono na rysunku 6. O ile kąt α_r jest stosunkowo łatwo skompensować przy założeniu ruchu prostoliniowego samochodu za pomocą np. obrotu układu współrzędnych, o tyle wyznaczenie kąta α_p jest w warunkach ruchu przyspieszonego lub opóźnionego utrudnione. Co więcej, kąt pochylenia wzdłużnego ma istotny wpływ na precyzję wyznaczenia przyspieszenia samochodu podczas rozpędzania i wybiegu. Wpływ ten należy poznać.

W tym celu przeprowadzono badania majce na celu wyjaśnienie czy 2 lub 3 osiowy czujnik przyspieszenia jest wystarczający do kompensacji zakłóceń wywołanych przechyłami wzdłużnymi nadwozia pojazdu.

Ze względu na łatwość kompensacji α_r zadanie zredukowano do płaszczyzny xz. Na podstawie rysunku 6 przyspieszenie samochodu mierzone przez czujnik przyspieszenia zamocowany do nadwozia można opisać następującymi zależnościami (3):

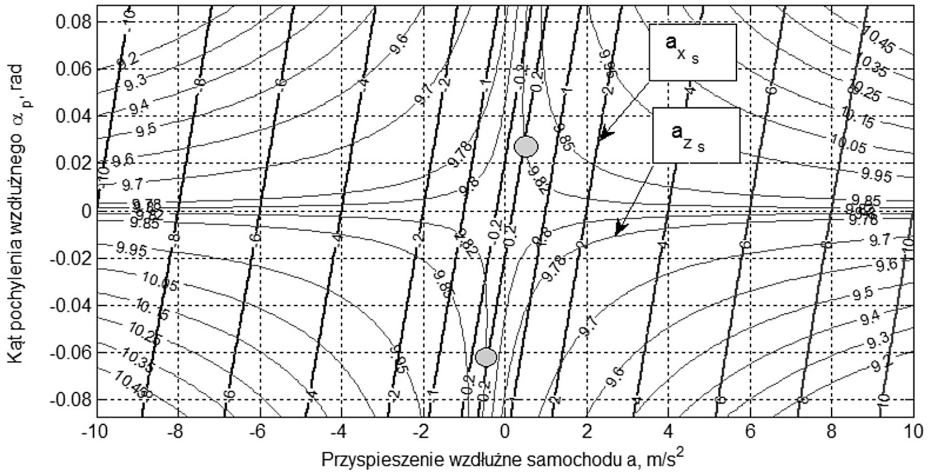
$$\begin{aligned} a_{x_s} &= a_{sx} + g_{sx} \\ a_{z_s} &= a_{sx} + g_{sx} \\ a_{x_s} &= a\cos(\alpha_p) - g\sin(\alpha_p) \\ a_{z_s} &= g\cos(\alpha_p) + a\sin(\alpha_p) \end{aligned} \tag{3}$$

gdzie: a_{x_s} – przyspieszenie mierzone względem kierunku wyznaczanego przez oś x_s czujnika przyspieszenia, a_{z_s} – przyspieszenie mierzone względem kierunku wyznaczanego przez oś z_s czujnika przyspieszenia, a – rzeczywiste przyspieszenie samochodu, a_{sx} – rzut rzeczywistego przyspieszenia a na oś pomiarową sensora x_s, a_{sz} – rzut rzeczywistego przyspieszenia a na oś pomiarową sensora z_s, α_p – kąt działania przyspieszenia pojazdu w układzie $x_s z_s$ (kąt pochylenia nadwozia), g – przyspieszenie ziemskie, $g = 9{,}81$ m/s^2, g_{sx} – rzut przyspieszenia ziemskiego g na oś pomiarową sensora x_s, g_{sz} – rzut przyspieszenia ziemskiego g na oś pomiarową sensora z_s.

Na podstawie badań własnych założono (z pewnym nadmiarem), że przyspieszenie pojazdu będzie się zmieniać w zakresie od a = -10 m/s^2 to a = 10 m/s^2, natomiast pochylenie wzdłużne od α_p = -0,087 rad do α_p = 0,087 rad. Wyniki przedstawiono na rysunku 7 jako symulowane wartości mierzonego przyspieszenia w kierunkach x_s i z_s oznaczone odpowiednio a_{x_s} i a_{z_s}.

Różnica wartości przyspieszenia zmierzonego w kierunku x_s i rzeczywistego zmienia się w funkcji przyspieszenia wzdłużnego oraz kąta pochylenia nadwozia. Dla przyjętego układu współrzędnych jak na rys. 6 zmniejszenie kąta α_p o 0,087 rad powoduje zmniejszenie mierzonego opóźnienia o 0,85 m/s^2. Zatem podczas hamowania lub wybiegu opóźnienie mierzone w kierunku x_s jest mniejsze od rzeczywistego. Symetrycznie przebiegają zmiany wartości mierzonego przyspieszenia podczas przyspieszania. Jednak w tym przypadku pochylenie nadwozia w wyniku „przysiadania" nadwozia skutkuje zaniżeniem mierzonego przyspieszenia także o 0,85 m/s^2 przy zwiększeniu α_p o 0,087 rad.

Różnica przyspieszeń pomiędzy przyspieszeniem ziemskim a mierzonym w kierunku osi z_s jest także zależna od kąta pochylenia wzdłużnego nadwozia oraz przyspieszenia wzdłużnego pojazdu i zmienia się w analizowanym obszarze zmienności zmiennych niezależnych od 9 m/s^2 do 10,5 m/s^2 tak jak to pokazano na rysunku 7.



Rys. 7. Przyspieszenia mierzone w kierunkach x_s i x_z jako funkcja przyspieszenia pojazdu a oraz pochylenia wzdłużnego nadwozia α_p

Jak wykazano, zmiana położenia kątowego nadwozia względem powierzchni drogi (a zgodnie względem globalnego grawitacyjnego układu współrzędnych) powoduje znaczną odchyłkę wartości mierzonego przyspieszenia względem ustalonego przed testem kierunku pomiarowego.

Aby sprawdzić, czy istnieje możliwość określenia zmian kąta α_p podczas testu wykorzystując do tego wyłącznie akcelerometr dokonano obliczeń wartości mie-

rzonych przyspieszeń względem osi x_s i z_s w zależności od pochylenia wzdłużnego nadwozia oraz przyspieszenia pojazdu. Do badań przyjęto zakres przyspieszeń pojazdu od a = -10 m/s^2 do a = 10 m/s^2 oraz pochylenie wzdłużne zmieniające się od α_p = -0,087 do α_p = 0,087 rad. Następnie nałożono na siebie wykresy przyspieszeń mierzonych na osiach x_s i z_s obliczonych zgodnie z zależnościami (3).

Wyniki badań pokazują, że istnieje więcej niż jedna kombinacja pochylenia wzdłużnego i przyspieszenia rzeczywistego pojazdu, dla których wartości przyspieszeń mierzonych w kierunkach osi pomiarowych czujnika przyspieszeń są takie samo. Jeśli a_{x_s} = 0,2 m/s^2 oraz a_{z_s} = 9,82 m/s^2 (szare koła na rys. 7), to rzeczywiste przyspieszenie pojazdu może wynosić a = -0,486 m/s^2 lub a = 0,486 m/s^2, a pochylenie wzdłużne może być równe odpowiednio α_p = -0,698 rad i α_p = 0,0292 rad.

Przedstawiona w powyższym rozdziale analiza teoretyczna wskazuje, że wykorzystanie czujnika mierzącego przyspieszenie nawet w 2 lub 3 kierunkach nie pozwala na skompensowanie wpływu kata pochylenia nadwozia ze względu na niejednoznaczność między wartościami składowych przyspieszenia a przyspieszeniem rzeczywistym samochodu.

Wnioski płynące z analizy zweryfikowano eksperymentalnie. Wykorzystano do tego samochód Fiat Punto ze względu na względnie mały rozstaw osi wynoszący 2510 mm. Rysunek 8 przedstawia fragment testu drogowego, podczas którego dokonano hamowania, a następnie przyspieszania.

Rys. 8. Porównanie chwilowych wartości przyspieszenia uzyskanych z czujnika przyspieszenia oraz ze zróżniczkowanego sygnału prędkości liniowej pojazdu. Dane uzyskano z testu drogowego wykonanego z użyciem samochodu Fiat Punto II

Chwilowe przyspieszenia zmierzone w kierunku x_s porównano z wartością zróżniczkowanej prędkości pojazdu. Jak widać istnieje przesunięcie pomiędzy tymi dwoma sygnałami, a ponadto wartość przyspieszenia mierzona przez czujnik przy-

spieszenia jest większa przy przyspieszaniu i mniejsza przy hamowaniu. Największa różnica między wartościami uzyskanymi z obu metod pomiarowych wynosiła 0,9 m/s^2 podczas przyspieszania pojazdu z przyspieszeniem a = 2,24 m/s^2. Porównując to z wartościami z rysunku 8 pochylenie nadwozia względem pochylenia początkowego wynosiło 0,061 rad, co wyznaczono całkując po czasie prędkość kątową zmierzoną za pomocą inercyjnego czujnika prędkości kątowej przymocowanego do nadwozia.

SYMULACJA ZMIAN KĄTA POCHYLENIA WZDŁUŻNEGO NADWOZIA W TRAKCIE TESTU DROGOWEGO

Celem następnego etapu badań było oszacowanie wpływu zmian α_p w trakcie testu drogowego na wartości siły napędowej F_n w zależności od reakcji zawieszenia na przyłożoną siłę napędową.

Przeprowadzono symulację komputerową pomiaru przyspieszenia w kierunku x_s podczas testu drogowego ustalając parametry tak, że w pierwszym przypadku kąt pochylenia nadwozia jest dodatni podczas rozpędzania i ujemny podczas wybiegu natomiast w drugim przypadku, że α_p <0 podczas rozpędzania i α_p>0 podczas wybiegu.

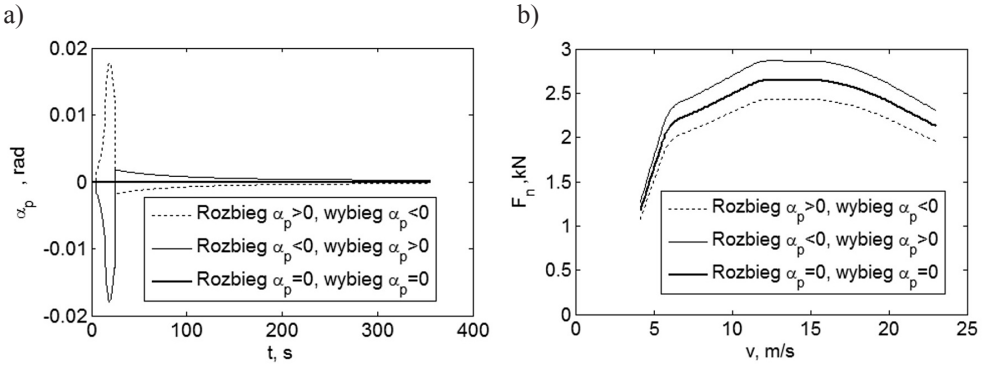
Wykorzystano równanie (4) opisujące przyspieszanie samochodu z uwzględnieniem trzech składników siły napędowej, oporu aerodynamicznego i oporu toczenia przy wykorzystaniu chwilowego największego momentu napędowego silnika wg zadanej charakterystyki $M_s(\omega)$. Kąt α_p obliczono w oparciu o równanie (2), zaś symulowane przyspieszenie mierzone w kierunku x_s wyznaczano na podstawie równań (3).

$$\frac{dv}{dt} = \frac{M_s(\omega) i_c}{r_d m \delta} - \frac{\rho A c_x v^2}{2} - mgf_o(1 + f_v v^2) \tag{4}$$

gdzie: dv/dt – przyspieszenie liniowe samochodu, $M_s(\omega)$ – największy moment napędowy silnika, v – prędkość liniowa samochodu, ω – prędkość kątowa wału silnika, r_d – promień dynamiczny koła, m – masa samochodu, δ – współczynnik mas wirujących, A – powierzchnia czołowa samochodu, c_x – współczynnik oporu powietrza (aerodynamiczny) w kierunku wzdłużnej osi symetrii samochodu, ρ – gęstość powietrza, g – przyspieszenie ziemskie, f_0, f_v – sumaryczne współczynniki oporu kół samochodu.

Założono brak poślizgu kół napędzanych, niewystępowanie oporu wzniesienia i uciągu oraz δ=1,01; r_d=0,27m; m=1200; i_c=7,17; c_x=0,31; A=2m^2, f_0=0,015; f_v=0,0006; $M_{s\,max}(\omega)$=100Nm.

Wartość symulowanej siły napędowej obliczano korzystając z zależności (5) wykorzystując do tego celu chwilowe przyspieszenia zmierzone dla tej samej prędkości liniowej samochodu w fazach rozbiegu i wybiegu [7, 8]:



Rys. 9. Wyniki symulacji zmian kąta α_p podczas testu (a) oraz charakterystyka siły napędowej wyznaczona na podstawie równania (5)

$$F_n(v) = \left(a_r(v) - a_w(v)\right) \cdot m\delta \tag{5}$$

gdzie: F_n – siła napędowa, v - prędkość liniowa samochodu, a_r – symulowane przyspieszenie podczas rozpędzania w fazie rozbiegu mierzone w kierunku x_s, a_w –symulowane opóźnienie w fazie wybiegu mierzone w kierunku x_s.

Na podstawie rysunku 9b można stwierdzić, że ugięcie zawieszenia w reakcji na przyłożoną siłę napędową, a tym samym i zmiana kąta α_p (rys. 9.a) wpływają na wyznaczone wartości siły napędowej odbieranej z kół. Gdy $\alpha_p = 0$ podczas całego testu wartość maksymalna F_n = 2,64 kN. Dla pierwszego przypadku reakcji zawieszenia (α_p = 0,017 rad dla rozpędzania i α_p = -0,002 rad podczas wybiegu) maksymalna siła napędowa jest mniejsza o 0,22 kN (ok. 8%) natomiast dla przeciwnych zmian α_p jest o 0,22 kN większa.

WNIOSKI

Odchylenie kątowe pomiędzy kierunkiem pomiarowym i kierunkiem ruchu samochodu powoduje różnicę między wartością mierzonego przyspieszenia a rzeczywistym przyspieszeniem samochodu. Istnieją dwa składniki wpływające na tę różnicę.

1. Rzut przyspieszenia rzeczywistego samochodu na kierunek pomiarowy. Przy niezerowym α_p zawsze mniejszy niż przyspieszenie rzeczywiste.
2. Rzut przyspieszenia ziemskiego.

Rozróżnia się 2 przypadki: gdy $\alpha_p > 0$ i $\alpha_p < 0$. Jeśli $\alpha_p > 0$ to rzut przyspieszenia ziemskiego zmniejsza wartość mierzonego przyspieszenia, natomiast jeżeli $\alpha_p < 0$ to zwiększa.

W odniesieniu do faz testu drogowego można stwierdzić, że niekompensowany kąt pochylenia wzdłużnego podczas rozpędzania powoduje zmniejszenie wartości mierzonego przyspieszenia oraz zwiększa podczas wybiegu.

Z uwagi na to, że kąt pochylenia wzdłużnego zależy głównie od różnicy ugięcia zawieszenia w odniesieniu do początkowego będącego wynikiem działania siły bezwładności, aerodynamicznej oraz wahań wzdłużnych nadwozia należy kompensować wpływ kąta α_p na mierzone przyspieszenie w celu uzyskiwania jak najniższej niepewności pomiarowej przyspieszenia samochodu z wykorzystaniem bezpośredniej metody pomiarowej.

LITERATURA

1. Brol S., Mamala J. Application of Spectral and Wavelet Analysis in PowerTrain System Diagnostic. SAE 2010 World Congress. Detroit, USA 13-15.04, 2010.
2. Dixon J. Suspension Geometry and Computation. Wiley & Sons. 2009.
3. Genta G., Morello L. The Automotive Chassis, Vol. 1: Components Design, Springer. 2009.
4. Gillespie T. Fundamentals of Vehicle Dynamics. SAE International. 1992.
5. Jantos J. Zintegrowane sterowanie samochodowym spalinowym układem napędowym o przełożeniu zmiennym w sposób ciągły. Studia i Monografie/ Politechnika Opolska, z. 235, Opole 2006.
6. Lozia Z., Mazański K. Typowe nierówności nawierzchni dróg. Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów PW, 1, 77, 2010, 209–221.
7. Mamala J., Brol S., Jantos J. Estymacja charakterystyk układu napędowego na podstawie pomiaru przyspieszenia samochodu. Studia i Monografie/ Politechnika Opolska, z. 235, Opole 2008.
8. Mamala J., Brol S., Jantos J. The estimation of the engine power with use of an accelerometer. Optimization, Optical Measurement Nondestructive Testing Techniques. SAE International Published, 04, 2010.
9. Prochowski L., Mechanika ruchu. Pojazdy samochodowe. WKŁ, Warszawa 2008.
10. Siłka W. Teoria Ruchu Samochodu. WNT, Warszawa 2002.

INVESTYGATION OF INFLUENCE OF PITCH ANGLE ON ACCELERATION OF PASSENGER CAR MEASURED USING DERACT METHOD

Abstract

In this work the topic of influence of pitch angle on measured acceleration using acceleration sensor fixed to car's chassis was taken into account. The acceleration is measured during road test which consists of acceleration and deceleration phases. Simulation was made of measures accelerations by sensor in horizontal and vertical directions. The results were then compared with stetted before simulation "real" car acceleration. The components of measurement error were described in aspect of road test course.

Keywords: simulation, pitch angle, acceleration.

Zdzisław Chłopek[1]

BADANIA SYMULACYJNE EMISJI ZANIECZYSZCZEŃ Z SILNIKA ZASILANEGO GAZEM ZIEMNYM

Streszczenie. Jedną z metod zmniejszania ekologicznej uciążliwości silników spalinowych jest zastosowanie paliw gazowych. W celu oceny skuteczności zmniejszenia emisji zanieczyszczeń dzięki zastosowaniu zasilania gazowego przeprowadzono badania silnika o zapłonie samoczynnym do spycharki gąsiennicowej oraz modyfikacji jako silnika o zapłonie iskrowym zasilanego gazem ziemnym. Do oceny wykorzystano model matematyczny emisji zanieczyszczeń, zidentyfikowany na podstawie wyników badań silników w stanach dynamicznych. Opracowany model matematyczny umożliwił skuteczne badania emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, emisja zanieczyszczeń, model matematyczny, gaz ziemny.

WSTĘP

Jednym z rozwiązań proekologicznych w silnikach spalinowych jest zastosowanie paliw gazowych. Jest to szczególnie ważne w związku z coraz poważniejszymi problemami ze spełnianiem wymagań limitów emisji zanieczyszczeń przez silniki o zapłonie samoczynnym zasilane paliwami ciężkimi. Zastępowanie tych silników silnikami na paliwa gazowe jest jednym ze sposobów zmniejszenia zagrożeń środowiska przez motoryzację.

Gaz ziemny może być stosowany do zasilania silników spalinowych w następujących postaciach [5, 6]:

- do zasilania silników o zapłonie iskrowym:
  - dwupaliwowych na: paliwo ciekłe (benzynę) i gaz ziemny – silnik może pracować na benzynie lub na gazie ziemnym, z tym że na benzynie w fazie rozruchu silnika i – często – na biegu jałowym,
  - zasilanych gazem ziemnym,
- do zasilania silników o zapłonie samoczynnym:
  - dwupaliwowych na: paliwo ciekłe (olej napędowy) lub na gaz ziemny z zastosowaniem dawki zapłonowej oleju napędowego,
  - na gaz ziemny z zastosowaniem dawki zapłonowej oleju napędowego.

[1] Instytut Transportu Samochodowego; Zdzisław.Chłopek@its.waw.pl

Najczęściej występującym rozwiązaniem w dużych silnikach jest zastosowanie zasilania gazem ziemnym do silników o zapłonie iskrowym, będących modyfikacją oryginalnych silników o zapłonie samoczynnym. Najważniejszymi zmianami konstrukcyjnymi silnika o zapłonie samoczynnym na silnik o zapłonie iskrowym, zasilany gazem ziemnym, jest: zastosowanie świecy zapłonowej w miejsce wtryskiwacza, wyposażenie silnika w układ zapłonu, konstrukcyjne zmniejszenie stopnia sprężania, zastosowanie przepustnicy w układzie dolotowym, zastosowanie specjalnych sterowników procesów roboczych w silniku, przede wszystkim dawki paliwa i kąta wyprzedzenia zapłonu, oraz zastosowanie w układzie wylotowym specjalnego reaktora katalitycznego.

Z dotychczasowych doświadczeń wynikają liczne zalety ekologiczne silników o zapłonie iskrowym zasilanych gazem ziemnym w stosunku do silników o zapłonie samoczynnym, przede wszystkim [1, 2, 4–6, 8]:

- zmniejszenie emisji tlenku węgla,
- znaczne zmniejszenie emisji węglowodorów.,
- znaczne zmniejszenie emisji węglowodorów pierścieniowych, w szczególności aromatycznych,
- zmniejszenie emisji tlenków azotu,
- znaczne zmniejszenie emisji cząstek stałych.

Dodatkowo mniejsze jest natężenie hałasu emitowanego przez silniki o zapłonie samoczynnym na paliwa gazowe w stosunku do natężenia hałasu z silników o zapłonie samoczynnym – szczególnie duża różnica występuje na biegu jałowym.

Właściwości silników spalinowych są silnie zależne nie tylko od stanów silników, opisywanych prędkością obrotową i momentem obrotowym, ale i od występowania stanów dynamicznych. Szczególnie wrażliwa jest emisja zanieczyszczeń. Należy, w związku z tym oczekiwać, że w różnych warunkach dynamicznych właściwości silników spalinowych mogą się znacznie różnić. W niniejszej pracy podjęto się zadania modelowania emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych, znajdujących się w stanach dynamicznych. Opracowany model umożliwia syntetyczną ocenę emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych, co zostało wykorzystane do badań porównawczych emisji zanieczyszczeń z silnika o zapłonie samoczynnym i silnika o zapłonie iskrowym zasilanego gazem ziemnym.

OPIS STANÓW PRACY SILNIKA SPALINOWEGO

Do opisu stanów pracy silników spalinowych w testach badawczych wprowadza się pojęcia względnych wielkości: prędkości obrotowej i momentu obrotowego, odnoszone do wielkości na zewnętrznej charakterystyce prędkościowej silnika.

Względna prędkość obrotowa wynosi [3, 6]

$$n_w = \frac{n - n_{bj}}{n_N - n_{bj}} \tag{1}$$

gdzie: n – prędkość obrotowa, n_{bj} – minimalna prędkość obrotowa biegu jałowego, n_N – znamionowa prędkość obrotowa.

Względny moment obrotowy dla prędkości obrotowej n jest odnoszony do momentu obrotowego na charakterystyce zewnętrznej dla tej samej prędkości [3, 6]:

$$M_{ew} = \frac{M_e(n)}{M_{ez}(n)} \tag{2}$$

gdzie: $M_e(n)$ – moment obrotowy dla prędkości obrotowej n, $M_{ez}(n)$ – moment obrotowy na charakterystyce zewnętrznej dla prędkości obrotowej n.

W warunkach statycznych istnieje funkcyjna zależność prędkości obrotowej, momentu obrotowego i sterowania silnika przez operatora – jest to w istocie charakterystyka ogólna silnika.

$$M_{nw-s} = f_{nw-s}(n_w, s) \tag{3}$$

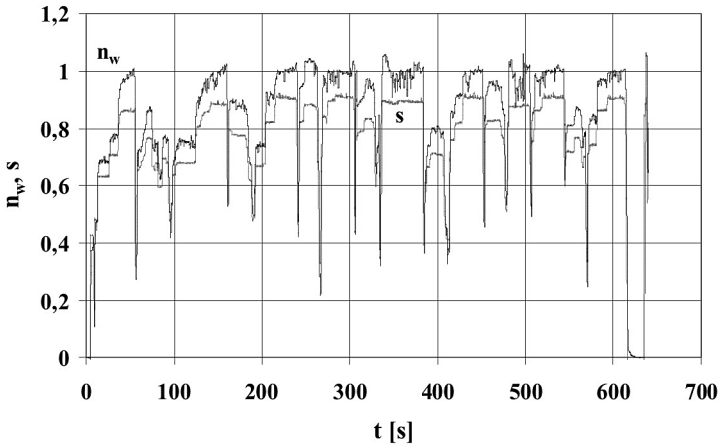
$$n_w = f_{Mew-s}(M_{ew}, s) \tag{4}$$

$$s = f_{nw-Mew}(n_w, M_{ew}) \tag{5}$$

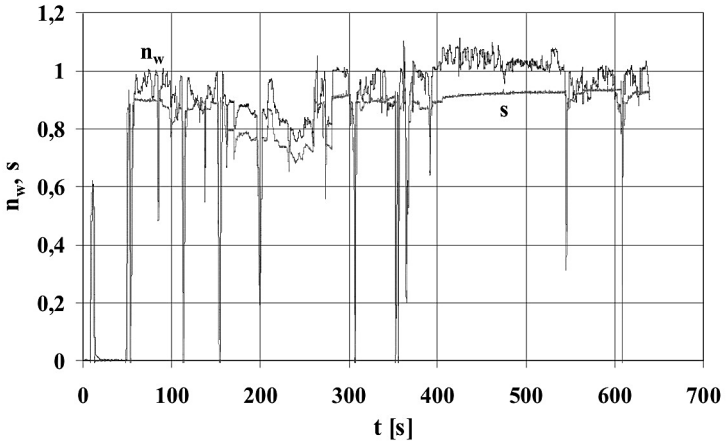
W warunkach dynamicznych zależności (3 – 5) mają charakter operatorowy [3]. Zastosowanie względnych stanów pracy silnika spalinowego umożliwia opracowanie uniwersalnych testów badawczych, zarówno statycznych, jak i dynamicznych. Do badań silników spalinowych w warunkach dynamicznych wytypowano w niniejszej pracy następujące testy:

- NRTC (Nonroad Transient Cycle), do badania silników o zapłonie samoczynnym maszyn roboczych [10],
- BBDT (Buldozer–Blade Dynamic Test) – test opracowany w ramach realizacji pracy [6], przewidziany do badania silnika spycharki w trybie pracy z lemieszem – rysunek 1,
- BRDT (Buldozer–Ripper Dynamic Test) – test opracowany w ramach realizacji pracy [6], przewidziany do badania silnika spycharki w trybie pracy ze zrywakiem – rysunek 2.

Testy dynamiczne BBDT i BRDT zostały opracowane zgodnie z zasadą wiernej symulacji w dziedzinie czasu. Pełny opis opracowanych procedur znajduje się w sprawozdaniu z pracy [6].



Rys. 1. Test dynamiczny BBDT do badania silnika spalinowego spycharki gąsienicowej w trybie pracy z lemieszem – przebiegi względnej prędkości obrotowej i sterowania silnika przez operatora



Rys. 2. Test dynamiczny BRDT do badania silnika spalinowego spycharki gąsienicowej w trybie pracy ze zrywakiem – przebiegi względnej prędkości obrotowej i sterowania silnika przez operatora

MODELOWANIE EMISJI ZANIECZYSZCZEŃ Z SILNIKA SPALINOWEGO ZNAJDUJĄCEGO SIĘ W STANACH DYNAMICZNYCH

Do badań właściwości ekologicznych ze względu na emisję zanieczyszczeń silnika spalinowego zaproponowano model matematyczny natężenia emisji zanieczyszczeń silnika pracującego w warunkach dynamicznych. Przyjęto model behawiorystyczny w postaci funkcji względnej prędkości obrotowej i względnego momentu obrotowego:

$$E_x = f_{Ex}(n_w, M_{ew}) \tag{6}$$

gdzie: x = CO; HC; NO_x.

Nie rozpatrywano emisji cząstek stałych, gdyż w stosunku do badanego silnika o zapłonie samoczynnym jest ona znikoma z silnika o zapłonie iskrowym zasilanego gazem ziemnym.

Model natężenia emisji składników spalin został przyjęty w postaci funkcji wielomianowej stopnia drugiego:

$$E_x = a_0 + a_{nw} \cdot n_w + a_{Mew} \cdot M_{ew} + a_{nwnw} \cdot n_w^{\,2} + a_{MewMew} \cdot M_{ew}^{\,2} + a_{nwMew} \cdot n_w \cdot M_{ew} \tag{7}$$

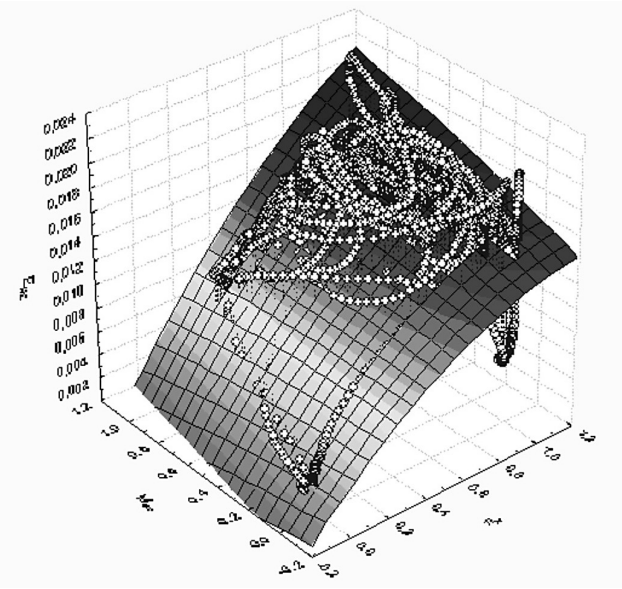
Do identyfikacji modelu wykorzystano wyniki badań empirycznych silnika w testach dynamicznych. Jako kryterium aproksymacji zbioru punktów o wartościach natężeń emisji zanieczyszczeń we współrzędnych względnej prędkości obrotowej i względnego momentu obrotowego zastosowano metrykę w postaci odległości średniokwadratowej wartości punktów pomiarów oraz funkcji aproksymującej. Kryterium jakości aproksymacji jest minimum metryki względem parametrów modelu.

Do badań empirycznych wybrano jako obiekt silnik Cummins 6C8.3, pracujący w spycharce gąsienicowej TD–15M, produkcji Huty Stalowa Wola SA. Jest to silnik turbodoładowany o sześciu cylindrach, objętości skokowej 8,3 dm^3, o znamionowej mocy użytecznej 153 kW przy prędkości obrotowej 1950 min^{-1}. Silnik ten został zmodernizowany do zasilania sprężonym gazem ziemnym.

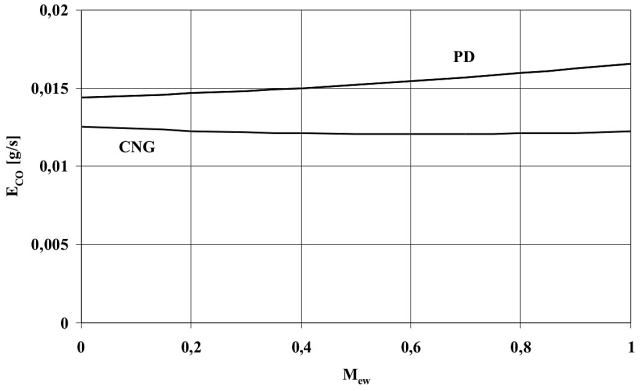
Przebiegi względnej prędkości obrotowej i względnego momentu obrotowego oraz natężeń emisji składników spalin zostały zarejestrowane z częstotliwością 10 Hz. W celu poszukiwania błędów grubych w zarejestrowanych przebiegach wykorzystano analizę bieżącej wariancji oraz analizę merytoryczną, polegającą na ocenie niesprzeczności wyników badań z rzeczywistością, np. nieujemności natężeń emisji zanieczyszczeń. Do filtracji dolnoprzepustowej zastosowano filtr Golaya–Savitzky-'ego z wielomianem drugiego stopnia oraz z aproksymacją obustronną po 12 punktów [7].

Na rysunku 3 przedstawiono przykładowo zależność natężenia emisji węglowodorów od względnej prędkości obrotowej i względnego momentu obrotowego w teście BBDT dla silnika zasilanego sprężonym gazem ziemnym CNG w postaci punktów pomiarowych i wyników analizy modelu matematycznego.

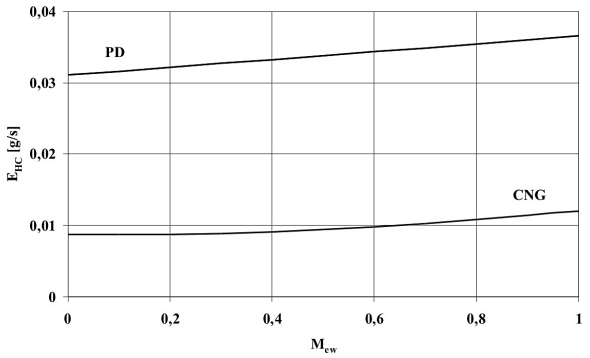
Na rysunkach 4–9 przedstawiono przykładowe wyniki analizy modelu matematycznego natężenia emisji zanieczyszczeń z silników spalinowych.



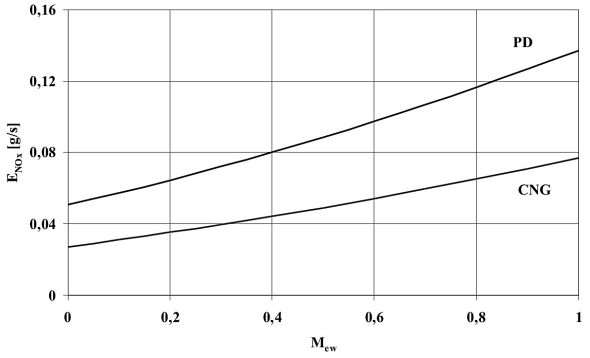
Rys. 3. Zależność natężenia emisji węglowodorów od względnej prędkości obrotowej i względnego momentu obrotowego w teście BBDT dla silnika zasilanego sprężonym gazem ziemnym – punkty pomiarowe i model matematyczny



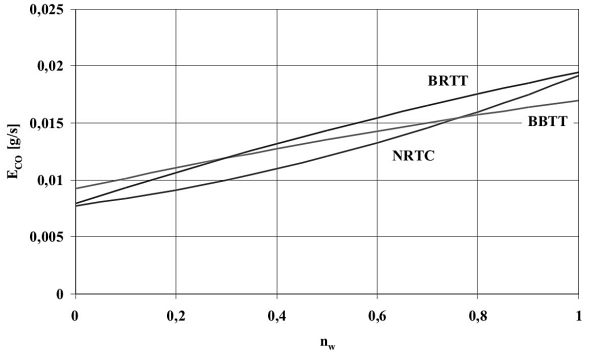
Rys. 4. Zależność natężenia emisji tlenku węgla od względnego momentu obrotowego w teście NRTC dla silnika o zapłonie samoczynnym – PD oraz silnika zasilanego sprężonym gazem ziemnym – CNG dla względnej prędkości obrotowej $n_w = 0,5$



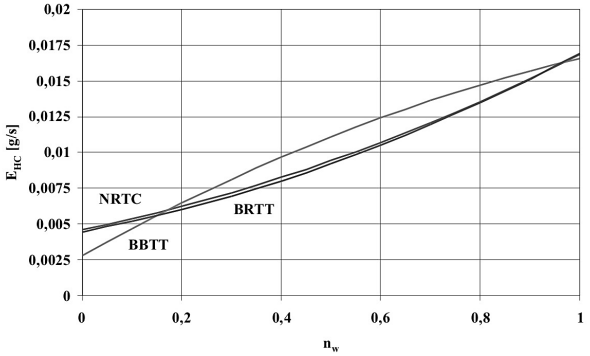
Rys. 5. Zależność natężenia emisji węglowodorów od względnego momentu obrotowego w teście NRTC dla silnika o zapłonie samoczynnym – PD oraz silnika zasilanego sprężonym gazem ziemnym – CNG dla względnej prędkości obrotowej $n_w = 0,5$



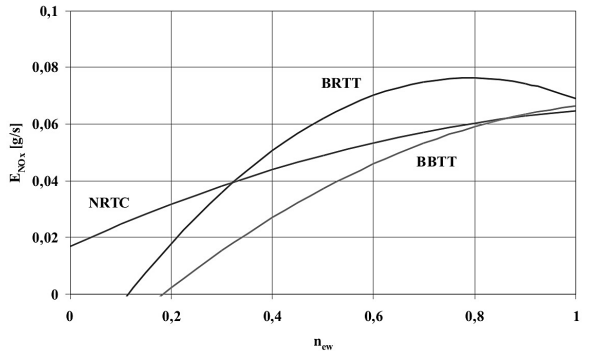
Rys. 6. Zależność natężenia emisji tlenków azotu od względnego momentu obrotowego w teście NRTC dla silnika o zapłonie samoczynnym – PD oraz silnika zasilanego sprężonym gazem ziemnym – CNG dla względnej prędkości obrotowej $n_w = 0,5$



Rys. 7. Zależność natężenia emisji tlenku węgla od względnej prędkości obrotowej w testach NRTC, BBDT i BRDT dla silnika zasilanego sprężonym gazem ziemnym CNG dla względnego momentu obrotowego $M_{ew} = 0,5$



Rys. 8. Zależność natężenia emisji węglowodorów od względnej prędkości obrotowej w testach NRTC, BBDT i BRDT dla silnika zasilanego sprężonym gazem ziemnym CNG dla względnego momentu obrotowego $M_{ew} = 0,5$



Rys. 9. Zależność natężenia emisji tlenków azotu węgla od względnej prędkości obrotowej w testach NRTC, BBDT i BRDT dla silnika zasilanego sprężonym gazem ziemnym CNG dla względnego momentu obrotowego $M_{ew} = 0,5$

PODSUMOWANIE

W wyniku przeprowadzonych badań modelu natężenia emisji zanieczyszczeń z silnika o zapłonie samoczynnym i z silnika zasilanego sprężonym gazem ziemnym w warunkach odpowiadających stanom dynamicznym w testach: NRTC, BBDT i BRDT sformułowano następujące syntetyczne wnioski:

Zbudowane modele silników ze względu na natężenie emisji zanieczyszczeń dotyczą właściwości uśrednionych w warunkach dynamicznych testów badawczych. W związku z tym wyniki analizy testów powinny być zgodne z wynikami badań empirycznych, na których podstawie jest wyznaczone natężenie emisji zanieczyszczeń uśrednione w testach. Badania modeli potwierdziły tę właściwość, w związku z czym można postulować, że opracowane modele są zgodne z przedmiotem modelowania ze względu na uśrednione w dziedzinie czasu natężenia emisji.

Wyniki badań modelu potwierdziły znaczną wrażliwość emisji zanieczyszczeń na stany pracy silnika, określone prędkością obrotową i obciążeniem, którego miara jest moment obrotowy, a także na rodzaj stanów dynamicznych.

Wyniki badań modelu potwierdziły znaczne zmniejszenie emisji zanieczyszczeń w różnych warunkach pracy silnika dzięki zastosowaniu zasilania silnika sprężonym gazem ziemnym.

LITERATURA

1. Agarwal, A. Assanis D.: Multi–dimensional modeling of ignition, combustion and nitric oxide formation in direct injection natural gas engines. SAE Technical Paper 2000-01-1839.
2. Alberto A. et al.: CNG and diesel transit bus emissions in review. 9th Diesel Engine Emissions Reduction Conference August 24–28. Newport, Rhode Island. 2003.
3. Chłopek Z.: Modelowanie procesów emisji spalin w warunkach eksploatacji trakcyjnej silników spalinowych. Prace Naukowe. Seria „Mechanika" z. 173. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej. Warszawa. 1999.
4. Cho H. M., He B.-Q.: Spark ignition natural gas engines – A review. Eenergy conversion and management 48, 2007, 608–618.
5. Merkisz J., Pielecha I.: Wymagania i kierunki rozwoju napędów zasilanych gazem ziemnym CNG/LNG. Zeszyty Naukowe Politechniki Częstochowskiej. Mechanika nr 26(162), 2006, 458–475.
6. Ocena skuteczności zasilania silnika spalinowego gazem ziemnym w celu ograniczenie emisji zanieczyszczeń w warunkach użytkowania silnika w maszynie do robót ziemnych – ciągniku gąsienicowym. Sprawozdanie z projektu badawczego KBN 4 T12D 024 30. Warszawa 2009.
7. Savitzky A., Golay M.J.E.: Smoothing and differentiation of data by simplified least squares procedures. Analytical Chemistry, 36, 1964, 1627–1639.
8. Wang J., Storey J., Domingo N., Huff S., Thomas J., West B.: Studies of diesel engine particle emissions during transient operations using an engine exhaust particle sizer. Aerosol Science and Technology. Volume 40, Issue 11. November 2006, 1002 – 1015.
9. Worldwide emission standards. Heavy duty & off–road vehicles. Delphi. Innovation for the real world. 2010/2011.

SIMULATION RESEARCH OF EMISSIONS FROM ENGINE POWERED BY NATURAL GAS

Abstract

One method of reducing the environmental burden of internal combustion engines is the use of gaseous fuels. In order to evaluate the effectiveness of natural gas to reduce pollutant emission of being studied diesel engine to the buldozer and its modification to run on natural gas as a spark ignition engine. The analysis was based mathematical model of pollutant emission, identified on the basis of the results of engines in dynamic states. The mathematical model allowed the successful testing of emissions from internal combustion engines.

Keywords: internal combustion engine, pollutant emission, mathematical model, natural gas.

Paweł Fuć[1], Jerzy Merkisz[2], Andrzej Ziółkowski[3]

WPŁYW MASY ŁADUNKU NA EMISJĘ CO_2, NO_x I NA ZUŻYCIE PALIWA POJAZDU CIĘŻAROWEGO O MASIE CAŁKOWITEJ POWYŻEJ 12 000 KG

Streszczenie. Cykliczny wzrost liczby przewożonych ładunków przy użyciu pojazdów samochodowych jest ściśle powiązany zarówno ze wzrastającą liczbą pojazdów ciężarowych jak i z większym nasileniem ruchu drogowego, co w wielu przypadkach skutkuje powstawaniem kongestii drogowych. Wynikiem tego jest zwiększenie negatywnego oddziaływania na środowisko naturalne pojazdów ciężarowych. W poniższym artykule wyznaczono wpływ masy przewożonego ładunku na emisję CO_2, NO_x oraz na przebiegowe zużycie paliwa. W tym celu przeprowadzono drogowe badania emisji spalin na odcinkach pomiarowych, odwzorowujących dojazd do miejsca załadunku oraz symulujących ruch po drogach krajowych. Badaniom poddano zespół pojazdów – ciągnik siodłowy z naczepą – w dwóch konfiguracjach: bez i z ładunkiem. Masa ładunku wynosiła 20 000 kg. Do badań wykorzystano mobilny analizator spalin SEMTECH DS. W oparciu o przeprowadzone drogowe badania emisji wykazano również wpływ warunków jazdy na emisję CO_2 i NO_x pojazdów ciężarowych obciążonych ładunkiem.

Słowa kluczowe: pojazd ciężarowy, emisja spalin, badania drogowe.

WPROWADZENIE

Według opublikowanego raportu GUS (Główny Urząd Statystyczny) „Transport – wyniki działalności w 2010 r." łączna liczba przewiezionych towarów wszystkimi rodzajami transportu wyniosła 1838,5 mln ton, co stanowiło wzrost o 8,7% w stosunku do 2009 roku [1]. Największy udział w rynku przypadł dla sektora transportu samochodowego, którego udział wyniósł 84,4% (tabl. 1). Zwrócono także uwagę, że udział sektora transportu samochodowego w rynku przewozów ładunków wzrósł o 8,5% w stosunku do 2005 roku. Fakt ten wynika bezpośrednio ze wzrostu liczby zarejestrowanych pojazdów ciężarowych, która na koniec 2010 roku wyniosła 2,6 mln sztuk – stanowi to wzrost o 7% w odniesieniu do roku poprzedniego. Liczba ciągników siodłowych wrosła o 6,6 % w porównaniu do roku 2009 i wyniosła 214,6 tys. sztuk [4].

[1] Instytut Silników Spalinowych i Transportu, Politechnika Poznańska, e-mail: pawel.fuc@put.poznan.pl
[2] j.w., e-mail: jerzy.merkisz@put.poznan.pl
[3] j.w., e-mail: andrzej.wo.ziolkowski@doctorate.put.poznan.pl

Tabela 1. Struktura udziału w rynku przewozów ładunków poszczególnych rodzajów transportu [4]

Rodzaj transportu	Udział [%]		
	2005	2009	2010
Transport samochodowy	75,9	84,3	84,4
Transport kolejowy	18,9	11,9	11,8
Transport lotniczy	0,0	0,0	0,0
Transport rurociągowy	3,8	3,0	3,1
Żegluga śródlądowa	0,7	0,3	0,3
Żegluga morska	0,7	0,5	0,4

RODZAJE NACZEP WYKORZYSTYWANYCH DO TRANSPORTU TOWARÓW

Jednym z podstawowych środków transportu wykorzystywanym do przewozu ładunków jest naczepa [2]. Naczepa z definicji jest pojazdem kołowym bez własnego napędu, spoczywającym częściowo na innym pojeździe – ciągniku siodłowym. Wyróżnia się następujące rodzaje naczep:

- skrzyniowo-plandekowe i kurtynowe;
- furgonowe (chłodnie, izotermy);
- podkontenerowe;
- samowyładowcze;
- niskopodwoziowe;
- cysterny.

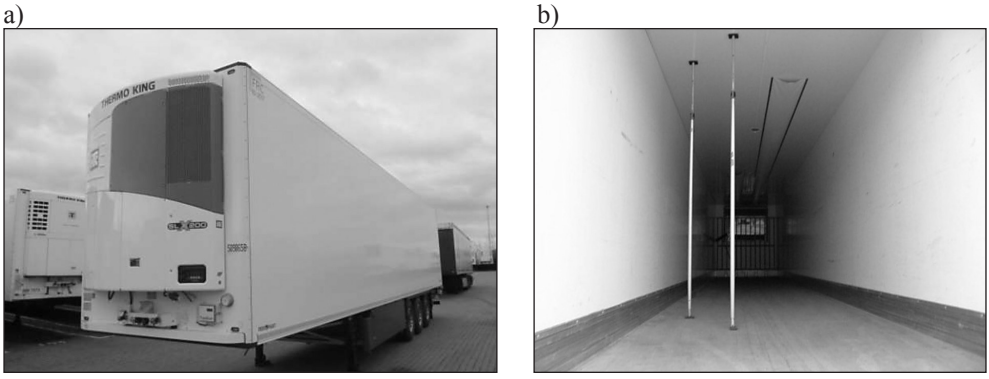
Najpowszechniej wykorzystywane są obecnie naczepy skrzyniowo-plandekowe i kurtynowe (rys. 1), ponieważ dzięki standardowym wymiarom umożliwiają transport większości towarów niewymagających specjalnych warunków przewozu [1].

a) b)

Rys. 1. Naczepa skrzyniowo-plandekowa (a) oraz naczepa kurtynowa (b) [5, 6]

Ze względu na duże zróżnicowanie przewożonych towarów producenci naczep posiadają w swojej ofercie specjalne odmiany naczep szkrzyniowo-plandekowych i kurtynowych. Należy tutaj wymienić m.in. naczepy typu *mega* – o zwiększonej wysokości przestrzeni ładunkowej (3 m, gdzie wysokość standardowa wynosi 2,7 m), naczepy typu *coil mulda* – specjalnie przygotowana podłoga naczepy do przewozu stali w rolach oraz naczepy typu *paper* – do przewozu papieru. Tego typu rozwiązania są wymagane zarówno w celu zagwarantowania bezpieczeństwa podczas przewozu ww. towarów jak i wydłużenia czasu eksploatacji naczep.

Naczepy furgonowe wykorzystywane są do przewozu towarów w specjalnych warunkach klimatycznych (stała temperatura w przestrzeni ładunkowej) z możliwością ciągłego monitoringu i ewentualnej regulacji temperatury przewożonych towarów w zakresie -30–30 ^{o}C (rys. 2). Regulacja temperatury w przestrzeni ładunkowej możliwa jest jedynie w przypadku naczep typu chłodnia, ponieważ są one wyposażane w specjalne agregaty chłodnicze. Naczepy typu izoterma nie są wyposażane w agregaty chłodnicze i umożliwiają zachowanie stałej temperatury jedynie na krótkich odcinkach ze względu na ograniczenia wynikające z wymiany ciepła przestrzeń ładunkowa – otoczenie.



Rys. 2. Naczepa typu chłodnia (a) oraz wnętrze przestrzeni ładunkowej (b) [5]

Spadek ilości towarów sypkich transportowanych koleją takich jak: węgiel kamienny, żwir, tłuczeń, piasek, itp. przełożył się bezpośrednio na wzrost udziału pojazdów samochodowych wykonujących transport ww. towarów [1]. Było to spowodowane spadkiem popularności transportu kolejowego oraz dynamicznym rozwojem specjalistycznych pojazdów służących do przewozu materiałów sypkich (rys. 3). Pojawienie się na rynku szerokiej oferty naczep samowyładowczych dostosowanych do przewozu większości materiałów sypkich umożliwiło skrócenie czasu transportu w porównaniu do transportu koleją. Główną wadą transportu kolejowego jest brak możliwości dostarczenia towaru bezpośrednio do klienta. Wymagane jest przeładowanie towaru na pojazd samochodowy i następnie dostarczenie pod wskazany adres. W wielu przypadkach to znacznie wydłuża czas i koszty transportu. Na

rynku oferowanych jest wiele typów naczep samowyładowczych zaszeregowanych według następujących kryteriów:

- kubatura skrzyń wywrotczych,
- długość ramy,
- typ tylnego zamknięcia skrzyni wywrotczej.

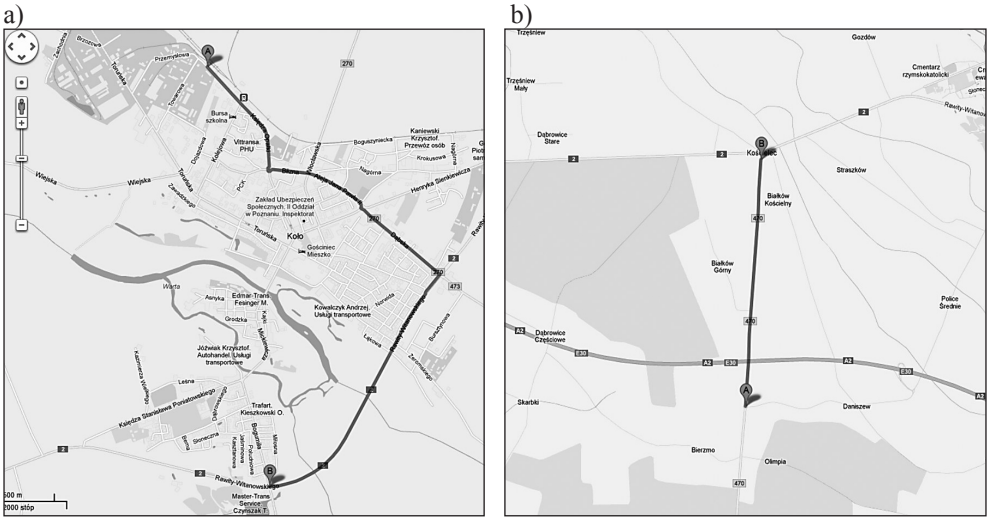
Rys. 3. Naczepa samowyładowcza z zamknięciem skrzyni wywrotczej typu drzwi [6]

PROCEDURA BADAWCZA

Drogowe badania emisji CO_2, NO_x oraz przebiegowego zużycia paliwa w rzeczywistych warunkach eksploatacji przeprowadzono na odcinkach pomiarowych symulujących jazdę miejską (rys. 4a) i jazdę pozamiejską (rys. 4b). Przy wyborze odcinków pomiarowych kierowano się możliwością odwzorowania ruchu pojazdów ciężarowych w następujących konfiguracjach:

- dojazd do miejsca załadunku obejmujący zarówno ruch po drogach krajowych jak i po drogach miejskich (w pierwszym przypadku maksymalna dopuszczalna prędkość pojazdu ciężarowego określona przepisami ruchu drogowego wynosi 70 km/h, a w drugim prędkość ta wynosi 50 km/h lub 40 km/h) – zwana dalej „jazda miejska”;
- jazda po drogach krajowych (maksymalna dopuszczalna prędkość pojazdu ciężarowego określona przepisami ruchu drogowego wynosi 70 km/h) – zwana dalej „jazda pozamiejska”.

Kolejnym ważnym kryterium decydującym o wyborze tras badawczych było usytuowanie dzielnicy przemysłowej (w miejscowości gdzie prowadzono pomiary), a tym samym należało uwzględnić obowiązujące ograniczenia drogowe dotyczące dopuszczalnej masy całkowitej pojazdów ciężarowych. Wspólną cechą odcinków pomiarowych była ich zbliżona długość, która wyniosła 4,5 km.



Rys. 4. Odcinki pomiarowe wybrane do drogowych badań emisji: odwzorowanie jazdy miejskiej (a), odwzorowanie jazdy pozamiejskiej (b) [wykonano na podstawie google maps]

Obiektem badawczym był zespół pojazdów ciągnik siodłowy – naczepa (zwany dalej pojazdem ciężarowym) o masie własnej 15 200 kg (rys. 5-6). Badania emisji spalin przeprowadzono na ww. trasach badawczych w dwóch konfiguracja pojazdu ciężarowego: bez ładunku i z ładunkiem. Pojazd wyposażony był w jednostkę napędową o mocy 309 kW (420 KM) spełniającą normę emisji spalin Euro III (tabl. 2).

Rys. 5. Ciągnik siodłowy z zamontowanym przepływomierzem do pomiaru masowego natężenia przepływu spalin zaznaczony strzałką)

Rys. 6. Pojazd ciężarowy przygotowany do pomiarów emisji spalin w rzeczywistych warunkach eksploatacji

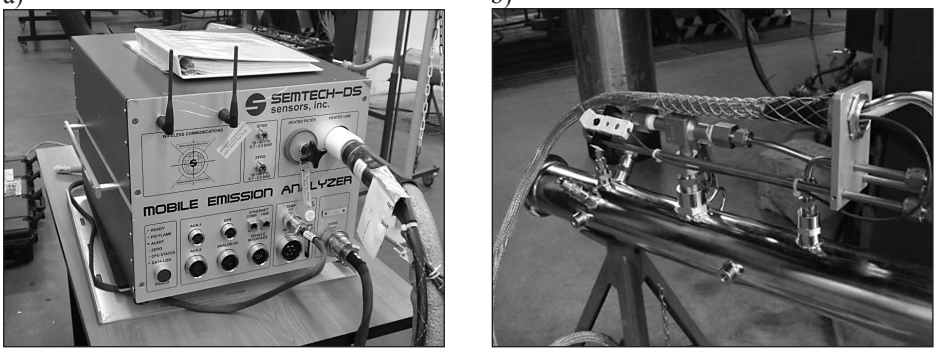
Tabela 2. Charakterystyka badanego zespołu ciągnik siodłowy – naczepa

Parametr	Wartość
Pojemność silnika	11,7 dm^3
Liczba cylindrów	6
Liczba zaworów na cylinder	4
Moc maksymalna	309 kW przy 1900 obr/min
Maksymalny moment obrotowy	2000 Nm przy 1100÷1300 obr/min
Norma emisji spalin	Euro III
Układ oczyszczania spalin	brak
Rodzaj naczepy	kurtynowa
Masa własna zeposłu pojazdów	15 200 kg
Masa ładunku	20 000 kg

Do pomiarów emisji CO_2, NO_x oraz przebiegowego zużycia paliwa wykorzystano mobilny przyrząd SEMTECH DS (rys. 7a) zaliczany do grupy PEMS (*Portable Emissions Measurement System*). Pomiar stężenia CO_2 odbywał przy użyciu analizatora NDIR (*Non-Dispersive Infrared*) wykorzystującego metodę niedyspersyjną na podczerwień, a stężenie NO_x mierzono analizatorem NDUV (*Non-Dispersive Ultraviolet*) wykorzystującego metodę niedyspersyjną na ultrafiolet. Przyrząd posiadał własną stację meteorologiczną umożliwiającą pomiar ciśnienia, temperatury oraz wilgotności powietrza. Dzięki temu wyznaczono współczynnik korekcji wilgotności K_H wykorzystywany przy pomiarach stężenia NO_x. Przyrząd wyposażony był także w moduł GPS (*Global Positioning System*) oraz umożliwiał komunikację z syste-

mem diagnostycznym pojazdu [3]. Pomiar masowego natężenia przepływu gazów wylotowych odbywał się przy użyciu przepływomierza o średnicy 4" działającego na zasadzie rurki Pitota (rys. 7b).

a) b)



Rys. 7. Przyrząd SEMTECH DS (a) oraz przepływomierz do pomiaru masowego natężenia przepływu spalin (b)

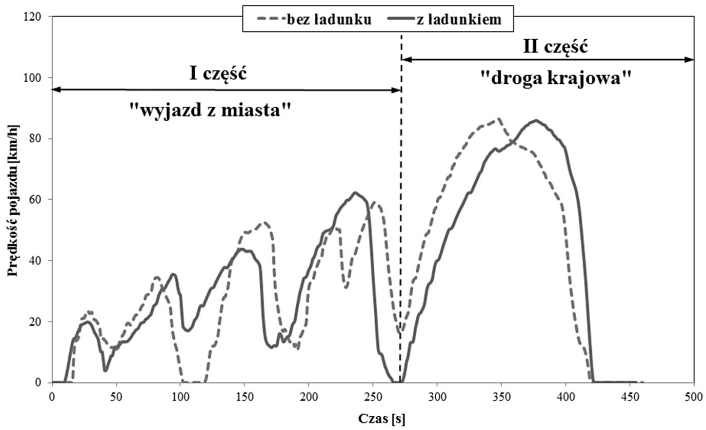
WYNIKI BADAŃ – ANALIZA

Badania na odcinku pomiarowym „jazda miejska"

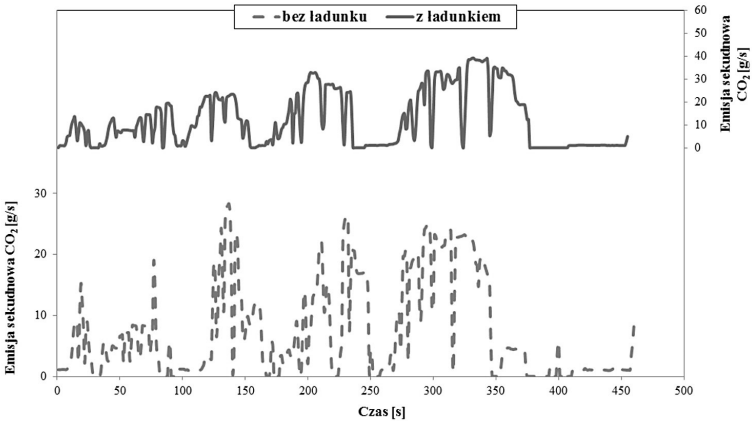
Na podstawie uzyskanych wartości stężeń CO_2, NO_x, masowego natężenia przepływu gazów wylotowych, a także informacji odczytanych z modułu GPS oraz układu diagnostycznego pojazdu wyznaczono emisję NO_x, CO_2 oraz wartości przebiegowego zużycia paliwa.

Na odcinku pomiarowym odwzorowującym jazdę miejską uzyskano zbliżone profile prędkości dla pojazdu ciężarowego bez ładunku i z ładunkiem (rys. 8). W obu przypadkach średnia prędkość pojazdu wyniosła 35 km/h, a czas przejazdu wyniósł 460 s. Powyższe fakty pozwoliły na wyznaczenie wpływu masy ładunku na emisję mierzonych składników gazów wylotowych. Pierwsza cześć trasy rozpoczynała się przy jednym z głównych zakładów przemysłowych – miejscu gdzie codziennie przeładowywanych jest 50 pojazdów ciężarowych – następnie przebiegała przez miasto (czas przejechania tego odcinka wyniósł 280 s). Druga część odcinka pomiarowego przebiegała fragmentem obwodnicy miasta (droga krajowa) aż do trasy dojazdowej na autostradę A2. Czas przejechania tego odcinka wyniósł 180 s, a maksymalna prędkość uzyskania przez pojazd wyniosła 83 km/h.

Średnie wartości emisji sekundowej CO_2 w pierwszej części „jazdy miejskiej" wyniosły odpowiednio: 7 g/s dla pojazdu bez ładunku i 11 g/s dla pojazdu z ładunkiem (rys. 9). Wynikało to z infrastruktury odcinka pomiarowego – cykliczne zatrzymania spowodowane występowaniem węzłów komunikacyjnych oraz zbliżona prędkość pojazdu w obu konfiguracjach. Zwrócono także uwagę, że przejazdy odby-



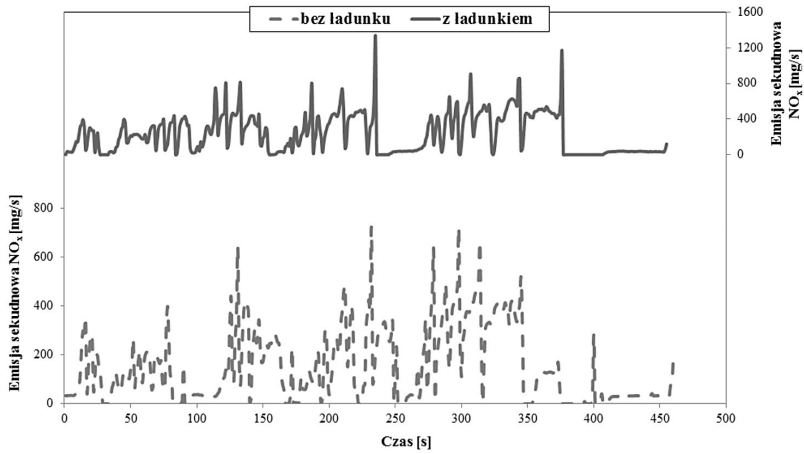
Rys. 8. Uzyskane profile prędkości podczas drogowych badań emisji na odcinku pomiarowym „jazda miejska"



Rys. 9. Emisja sekundowa CO_2 uzyskana podczas drogowych badań emisji na odcinku pomiarowym „jazda miejska"

wały się bez udziału kongestii drogowych. W drugiej części odcinka pomiarowego zauważono znaczący wzrost maksymalnych wartości emisji sekundowej CO_2 dla pojazdu z ładunkiem – o 60%. Było to efektem większego zapotrzebowania energetycznego (wzrost zużycia paliwa) pojazdu obciążonego ładunkiem w celu osiągniecia tej samej prędkości co pojazd bez ładunku. Bardzo podobnie ukształtował się przebieg emisji sekundowej tlenków azotu (rys. 10). Jej najwyższa wartość wystąpiła dla pojazdu obciążonego ładunkiem. Zaobserwowano także charakterystyczny wzrost emisji NO_x w momencie przyspieszania pojazdu, co wynikało z większej dawki paliwa dla pojazdu obciążonego ładunkiem, a tym samym w komorze spalania silnika wzrastała temperatura i średnie ciśnienie użyteczne – warunki sprzyjające

powstawaniu NO_x. Taki przebieg emisji sekundowej NO_x zarówno dla pojazdu bez ładunku jak i z ładunkiem wynikał z braku pozasilnikowych układów oczyszczania gazów wylotowych.



Rys. 10. Emisja sekundowa NO_x uzyskana podczas drogowych badań emisji na odcinku pomiarowym „jazda miejska"

Przebiegowe zużycie paliwa pojazdu ciężarowego podczas badań emisyjności obliczono wykorzystując metodę bilansu węgla (c*arbon balance*):

$$Q = \frac{0{,}1155}{\rho_{pal}} \left[(0{,}866 \cdot HC) + (0{,}426 \cdot CO) + (0{,}273 \cdot CO_2) \right] \quad (1)$$

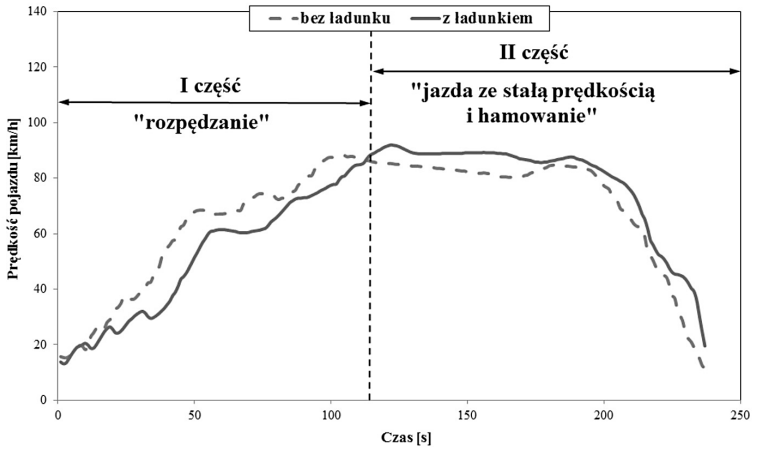
gdzie: Q – wartość przebiegowego zużycia paliwa [dm^3/100 km]; HC, CO, CO_2 – średnie wartości emisji drogowej [g/km]; ρ_{pal} – gęstość paliwa w normalnej temperaturze 15 ^{o}C [g/cm^3].

W oparciu o doświadczenie badawcze autorów z zakresu pomiarów emisji gazów wylotowych pojazdów ciężarowych w rzeczywistych warunkach eksploatacji zdecydowano pominąć w równaniu (1) człony dotyczące emisji HC i CO. Potwierdzeniem tego są relatywnie małe wartości emisji drogowej HC i CO oraz duży udział emisji CO_2 w gazach wylotowych pojazdów ciężarowych. Stąd wniosek, że emisja drogowa HC i CO w przypadku pojazdów ciężarowych nie ma istotnego wpływu na wartość przebiegowego zużycia paliwa.

Podczas badań na odcinku pomiarowym „jazda miejska" uzyskano wartości przebiegowego zużycia odpowiednio: 29 dm^3/100 km dla pojazdu bez ładunku i 49 dm^3/100 km dla pojazdu z ładunkiem. Stanowiło to wzrost o 68% dla pojazdu obciążonego ładunkiem.

Badania na odcinku pomiarowym „jazda pozamiejska”

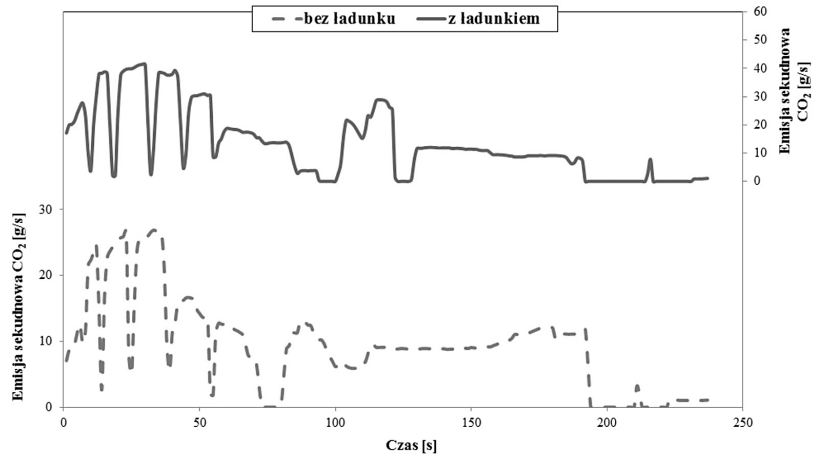
Na docinku pomiarowym „jazda pozamiejska” – podobnie jak w przypadku „jazdy miejskiej” – uzyskano zbliżone profile prędkości dla pojazdu bez ładunku i z ładunkiem (rys. 11). Zauważono także, że pierwsza faza odcinka pomiarowego charakteryzowała się uzyskaniem mniejszych wartości prędkości dla pojazdu z ładunkiem. Średnia prędkość pojazdu bez ładunku wyniosła 66 km/h i była wyższa o 0,5% niż średnia prędkość pojazdu z ładunkiem. Tak niewielka różnica pozwoliła na porównanie uzyskanych wartości emisji CO_2, NO_x oraz przebiegowego zużycia paliwa dla obu przejazdów.



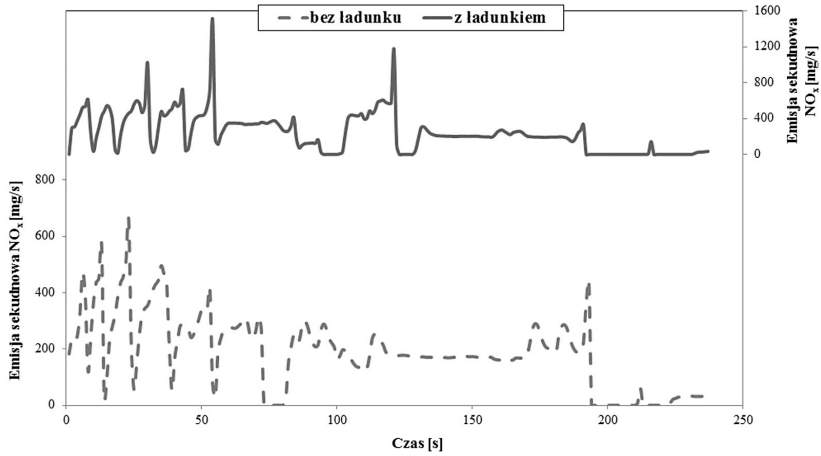
Rys. 11. Uzyskane profile prędkości podczas drogowych badań emisji na odcinku pomiarowym „jazda pozamiejska”

Emisja sekundowa CO_2 dla pojazdu z ładunkiem była wyższa w trakcie całego przejazdu w porównaniu do pojazdu bez ładunku (rys. 12). Największe różnice przypadły dla pierwszej części odcinka pomiarowego i wynikały z jego przebiegu – ta cześć obejmowała wyłącznie rozpędzanie pojazdu. Faza rozpędzania pojazdu charakteryzuje się wyraźnym wzrostem zużycia paliwa gdyż w bardzo krótkim czasie należy dostarczyć do cylindra dużą więcej paliwa niż w przypadku jazdy ze stałą prędkością. Skutkuje to pojawieniem się obszarów w komorze spalania gdzie współczynnik nadmiaru powietrza jest mniejszy od jedności – warunki sprzyjające występowaniu niezupełnego i niecałkowitego spalania – wpływa to na obniżenie sprawności ogólnej obiegu termodynamicznego. Średnia wartość emisji sekundowej CO_2 dla pojazdu bez ładunku wyniosła 9,3 g/s, co stanowiło 72% średniej emisji CO_2 dla pojazdu z ładunkiem.

W pierwszej części odcinka pomiarowego poziom emisji sekundowej NO_x był zbliżony dla obu konfiguracji pojazdu (rys. 13). Największe różnice w emisji wystąpiły od



Rys. 12. Emisja sekundowa CO_2 uzyskana podczas drogowych badań emisji na odcinku pomiarowym „jazda pozamiejska"

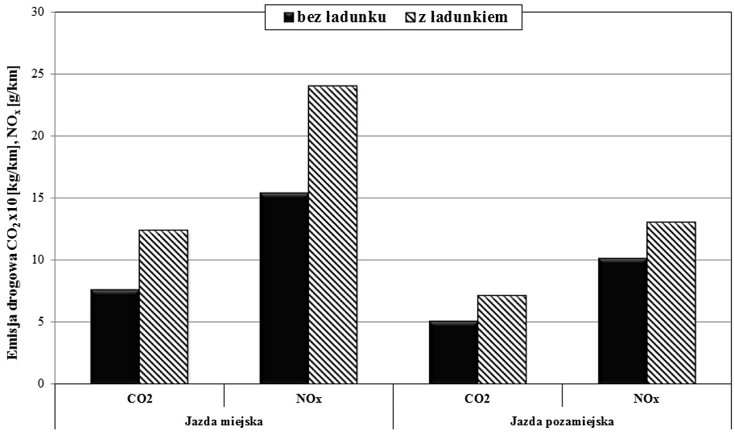


Rys. 13. Emisja sekundowa NO_x uzyskana podczas drogowych badań emisji na odcinku pomiarowym „jazda pozamiejska"

30.s pomiaru. Maksymalna wartość emisji NO_x przypadła dla pojazdu z ładunkiem i związana była z uzyskanym większych wartości przyspieszeń niż pojazdu bez ładunku – zaobserwowano, że profil ruchu pojazdu bez ładunku charakteryzował się stałym wzrostem prędkości. Średnia wartość przebiegowego zużycia paliwa pojazdu bez ładunku wyniosła 19 dm^3/100km i była niższa o 8 dm^3/100 km niż średnia wartość przebiegowego zużycia paliwa pojazdu z ładunkiem. Tak niskie wartości wynikały z braku zatrzymań pojazdu, a także z jazdy ze stałą prędkością przez większą część odcinka pomiarowego (około 130 s).

PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Odcinek pomiarowy odwzorowujący jazdę miejską charakteryzował się największymi wartościami średniej emisji drogowej CO_2 i NO_x dla obu konfiguracji pojazdu (rys. 14). Na tym odcinku wartość średniej emisji drogowej CO_2 dla pojazdu bez ładunku wyniosła 0,76 kg/km i była o 0,25 kg/km większa niż wartość emisji na odcinku pomiarowym symulującym jazdę pozamiejską. Dla pojazdu z ładunkiem wartość ta wyniosła 1,2 kg/km i była o 40% większa niż dla odcinka „jazda pozamiejska". W przypadku średniej wartości emisji drogowej NO_x na odcinku pomiarowym „jazda miejska" dla pojazdu bez ładunku emisja wyniosła 15,4 g/km i była o 35% niższa niż na odcinku „jazda pozamiejska". Dla pojazdu z ładunkiem sytuacja ta kształtowała się podobnie i na odcinku „jazda miejska" uzyskano emisję NO_x 24 g/km, co stanowiło 154% emisji uzyskanej na odcinku odwzorowującym warunki pozamiejskie.



Rys. 14. Wartości emisji drogowej CO_2, NO_x uzyskane podczas drogowych badań emisji

W oparciu o przeprowadzone badania emisji pojazdu ciężarowego w rzeczywistych warunkach eksploatacji wyznaczono wpływ masy ładunku na emisję CO_2, NO_x oraz na przebiegowe zużycie paliwa. W przypadku gdy masa ładunku wynosiła 20 000 kg uzyskano następujące zależności:

- „trasa miejska":
  - wzrost emisji drogowej CO_2 o 62%;
  - wzrost emisji drogowej NO_x o 56%;
  - wzrost przebiegowego zużycia paliwa o 67%;
- „trasa pozamiejska":
  - wzrost emisji drogowej CO_2 o 41%;
  - wzrost emisji drogowej NO_x o 29%;
  - wzrost przebiegowego zużycia paliwa o 45%.

Kolejnym istotnym wnioskiem jest fakt, że w przypadku pojazdów ciężarowych dostosowanych do długodystansowych przewozów towarów im mniejsza jest oscylacja przyspieszeń (duży udział jazdy ze stałą prędkością) tym mniejszy jest wzrost emisji CO_2, NO_x i przebiegowego zużycia paliwa – w przypadku pojazdów obciążonych ładunkiem. Tym samym zasadnym staje się prowadzenie prac mających na celu stworzenie, bądź dostosowanie istniejącej infrastruktury logistyczno-drogowej tak, aby efektywność wykonywanych przewozów był najwyższa. Przez to możliwe będzie ograniczenie negatywnego oddziaływania środków transportu na środowisko naturalne.

LITERATURA

1. Piernikarski D.: Sprzedaż naczep w 2011 r., *Samochody Specjalne* 4/2012
2. Prochowski L., Żuchowski A.: *Samochody ciężarowe i autobusy*, WKiŁ, Warszawa 2011.
3. SEMTECH®-DS On Board, In-Use Emissions Analyzer, Manual, Michigan 2007.
4. Turek D. i inni: Transport – wyniki działalności w 2010 r., GUS, Departament Handlu i Usług, www.stat.gov.pl
5. www.cargobull.com
6. www.zaslaw.pl

IMPACT OF MASSES LOAD FOR CO_2, NO_x EMISSION AND FUEL CONSUMPTION HEAVY DUTY VEHICLES A TOTAL MASS EXCEEDING ABOUT 12 000 KG

The cyclical rise in the number of transported loads using heavy duty vehicles is closely related to both the increasing number of vehicles and with higher intensity road traffic, which in many cases resulted in the formation of traffic congestion. The result is an increase in negative environmental impact of trucks. In this paper determined the impact of mass transported load for CO_2, NO_x emissions and fuel consumption. For this purpose performed emissions research under real operating conditions at intervals of measurement mapping access place of loading and mapping movement by roads. The research was a combination of vehicles – tractor-trailer – in two configurations: with and without load. Load weight was 20 000 kg. Were used in portable emissions gas analyzer SEMTECH DS. Based on our road emission tests also demonstrated the impact of traffic conditions on the emission of CO_2 and NO_x loaded heavy duty vehicles.

Key words: heavy duty vehicles, exhaust emission, test under real operating conditions

Marek Idzior[1], Wojciech Karpiuk[2], Tomasz Borowczyk[3]

ANALIZA WPŁYWU TEMPERATURY BIOPALIW NA MAKRO- I MIKROSTRUKTURĘ ROZPYLANYCH STRUG

Streszczenie. Przeprowadzone badania miały na celu porównanie procesu rozpylenia biopaliw i oleju napędowego posiadających różną temperaturę. W pierwszym etapie badań wykonano charakterystyki zmiany lepkości i gęstości paliw w zależności od temperatury. W etapie drugim badań rejestrowano wtrysk paliw. Pozwoliło to na szczegółową analizę strug zarówno w aspekcie makro- jak i mikrostrukturalnym. Przedstawione w artykule rezultaty badań potwierdziły możliwość skutecznej poprawy rozpylenia biopaliw, co w rezultacie może prowadzić do obniżenia emisji związków szkodliwych.

Słowa kluczowe: biopaliwa, rozpylenie, lepkość, gęstość.

POMIARY LEPKOŚCI I GĘSTOŚCI UŻYTYCH PALIW – BADANIA WSTĘPNE

Najważniejszymi cechami różniącymi biopaliwa rzepakowe od oleju napędowego są lepkość i gęstość. Lepkość kinematyczna oleju rzepakowego posiadającego temperaturę T_{pal} = 20°C jest kilkunastokrotnie wyższa w stosunku do lepkości oleju napędowego w tej samej temperaturze. Mniejsze dysproporcje w porównaniu do ON wykazują paliwa estryfikowane. Oba parametry zmieniają się w sposób znaczący w funkcji temperatury [1]. W związku z powyższym, przed przystąpieniem do badań właściwych tyczących się tematu artykułu, wykonano pomiary zmiany lepkości i gęstości w funkcji temperatury.

W badaniach wykorzystano:

- olej napędowy (ON),
- estry metylowe kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego (EMKOR) – produkcja: Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych w Poznaniu,
- nieprzetworzony olej rzepakowy (OR) „Kujawski".

Powyższe biopaliwa były mieszane z paliwem konwencjonalnym w proporcjach przedstawionych w tabelach 1 i 2. Temperaturę cieczy zwiększano o 20°C w zakresie 20 – 80°C. Pomiarów dokonano również w temperaturze 25°C. Lepkość pa-

[1] Instytut Silników Spalinowych i Transportu Politechniki Poznańskiej, e-mail: marek.idzior@put.poznan.pl
[2] j.w., e-mail: wojciech.karpiuk@put.poznan.pl
[3] j.w., e-mail: tomasz.borowczyk@doctorate.put.poznan.pl

Tabela 1. Lepkość kinematyczna wybranych paliw rzepakowych ν_{pal} [mm^2/s] w zależności od ich temperatury T_{pal} [°C]

L.p.	Mieszanina [%]			Kinematyczny współczynnik lepkości ν_{pal} [mm^2/s]				
	OR	EMKOR	ON	20 [°C]	25 [°C]	40 [°C]	60 [°C]	80 [°C]
1	25	0	75	10,5	7,9	6,0	4,5	4,2
2	75	0	25	39,6	27,3	18,5	11,2	8,7
3	100	0	0	73,4	51,2	33,1	18,5	15,3
4	0	25	75	6,6	4,9	4,0	2,8	2,4
5	0	75	25	8,6	6,6	5,1	3,9	3,4
6	0	100	0	9,0	7,0	5,6	4,0	3,1
7	0	0	100	5,9	4,8	3,5	2,7	2,1

Tabela 2. Gęstość poszczególnych paliw rzepakowych ρ_{pal} [g/cm^3] w zależności od ich temperatury T_{pal} [°C]

L.p.	Mieszanina [%]			Gęstość ρ_{pal} [g/cm^3]				
	OR	EMKOR	ON	20 [°C]	25 [°C]	40 [°C]	60 [°C]	80 [°C]
1	25	0	75	0,855	0,851	0,84	0,831	0,822
2	75	0	25	0,893	0,891	0,88	0,869	0,861
3	100	0	0	0,915	0,911	0,89	0,887	0,872
4	0	25	75	0,845	0,843	0,83	0,815	0,802
5	0	75	25	0,867	0,865	0,854	0,84	0,83
6	0	100	0	0,88	0,875	0,863	0,85	0,841
7	0	0	100	0,83	0,83	0,82	0,805	0,80

liw ν_{pal} zbadana została przy użyciu wiskozymetru Englera, natomiast gęstość paliw ρ_{pal} wyznaczono stosując areometry.

Wyniki pomiarów w postaci graficznej zaprezentowano na rysunkach 1 – 4. Na rysunku 1 przedstawiono zmianę lepkości kinematycznej ν_{pal} [mm^2/s] w funkcji temperatury [°C] dla:

- 25-% (OR 25%) mieszaniny oleju rzepakowego z olejem napędowym,
- 75-% (OR 75%) mieszaniny oleju rzepakowego z olejem napędowym,
- oleju rzepakowego (OR),
- oleju napędowego (ON).

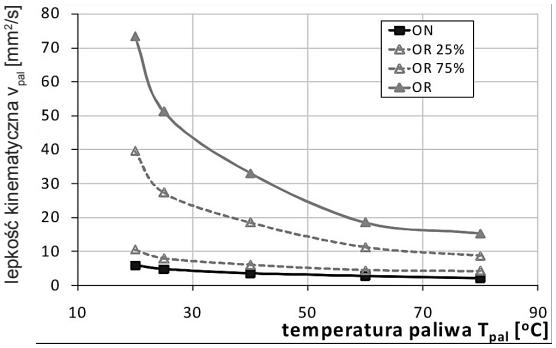
Analogicznie na rysunku 2 przedstawiono zmianę lepkości kinematycznej ν_{pal} [mm^2/s] w funkcji temperatury [°C] dla:

- 25-% (EMKOR 25%) mieszaniny estrów metylowych kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego z olejem napędowym,
- 75-% (EMKOR 75%) mieszaniny estrów z olejem napędowym,

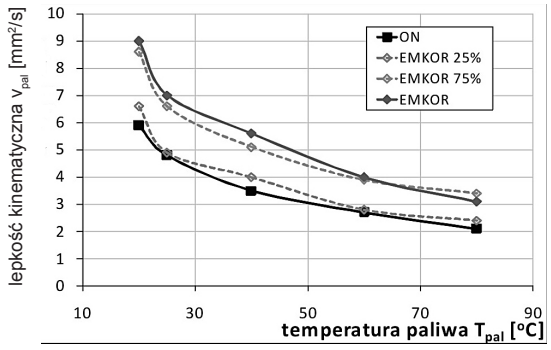
- estrów metylowych kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego (EMKOR),
- oleju napędowego (ON).

Analizując wykresy dotyczące lepkości badanych paliw (rys. 1 i 2) widać, zgodnie z oczekiwaniami, że w miarę wzrostu temperatury lepkość badanych paliw zmniejszała się. Rozpatrując trzy podstawowe wybrane paliwa można zauważyć, iż największą lepkością charakteryzował się nieprzetworzony olej rzepakowy (OR), następnie estry metylowe kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego (EMKOR). Najmniejszą lepkość posiadał olej napędowy (ON). Rozwiązaniem dużych dysproporcji pomiędzy wymienionymi paliwami jest stosowanie mieszanin biopaliw z paliwem konwencjonalnym. Analogicznie – im mniej biopaliwa w mieszaninie z ON, tym niższa lepkość. W literaturze [2] przyjęto, że optymalnym rozwiązaniem jest dodawanie ok. 30% oleju roślinnego do oleju napędowego. Taka mieszanina przy odpowiedniej temperaturze roboczej w pełni nadaje się do użycia jako paliwo do zasilania silników o ZS.

Jak już napisano, największą lepkością cechuje się OR – jego lepkość kinematyczna w temperaturze 20°C jest dwunastokrotnie większa niż lepkość ON w tej sa-



Rys. 1. Lepkość kinematyczna ν_{pal} [mm²/s] w funkcji temperatury [°C] dla różnych proporcji ON i OR

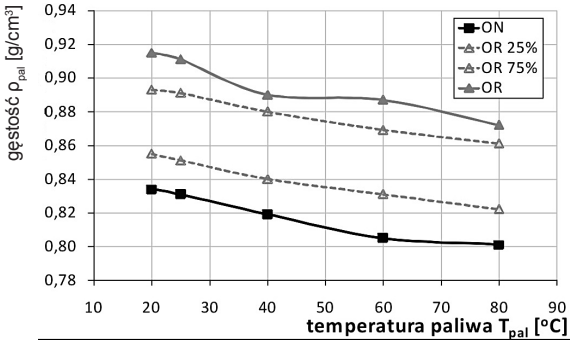


Rys. 2. Lepkość kinematyczna ν_{pal} [mm²/s] w funkcji temperatury [°C] dla różnych proporcji ON i EMKOR

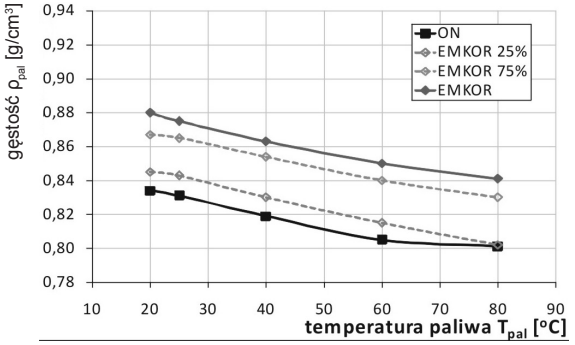
mej temperaturze. Dodanie zaledwie 25% ON powoduje znaczne obniżenie lepkości w tej temperaturze. Niewątpliwie widać również, że lepkość OR w funkcji temperatury jest znacznie większa niż analogiczna lepkość EMKOR. Dla paliw estryfikowanych różnice w porównaniu do ON są minimalne. Widać również, że EMKOR przy temperaturze 40°C posiada wartość lepkości zbliżoną do ON przy temperaturze 20°C. Porównując ponadto lepkość OR w różnych temperaturach z lepkością ON widać, że lepkość oleju napędowego utrzymuje się praktycznie na stałym poziomie w całym zakresie temperatur. Stanowi to bardzo korzystną cechę oleju napędowego.

Lepkość decyduje o oporze przepływu paliwa przez przewody, filtry i otwory rozpylacza, o przebiegu wtrysku i rozpylenia paliwa oraz o smarowaniu pomp wtryskowych. Prawdopodobnie z tego powodu niekiedy jest prezentowana opinia, że mała lepkość i wynikające z niej dobre właściwości przepływowe są ważniejsze dla rozruchu silnika niż liczba cetanowa [3]. Lepkość paliwa jest ponadto parametrem zasadniczo oddziałującym na jakość procesu rozpylenia. Obok prędkości wypływu i napięcia powierzchniowego paliwa, ma ona istotny wpływ na wielkość średnicy kropel w strudze.

Analizując wykresy dotyczące gęstości (rys. 3 i 4) widać, że podobnie jak w przypadku lepkości, w miarę wzrostu temperatury gęstość stopniowo malała. Naj-



Rys. 3. Gęstość ρ_{pal} [g/cm^3] w funkcji temperatury [^{o}C] dla różnych proporcji ON i OR



Rys. 4. Gęstość ρ_{pal} [g/cm^3] w funkcji temperatury [^{o}C] dla różnych proporcji ON i EMKOR

większą gęstością charakteryzował się OR. Dysproporcje procentowe pomiędzy trzema podstawowymi paliwami nie były jednak aż tak znaczące, jak to miało miejsce w przypadku różnic w wynikach pomiarów lepkości kinematycznej. Widać jednak, że różnice pomiędzy EMKOR, a ON są ponownie mniejsze w stosunku do różnic ON i OR.

Tak jak i lepkość – również gęstość jest wielkością silnie oddziaływującą na jakość spalania paliwa w silnikach tłokowych. Parametr ten odpowiada między innymi za wielkość kąta rozpylenia strugi wypływającej z rozpylacza [4].

Na podstawie analizy wyników pomiarów widać, że wartości lepkości i gęstości estrów metylowych kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego są zbliżone do analogicznych wartości oleju napędowego. Problem stanowią duże dysproporcje powyższych parametrów odpowiadające nieprzetworzonemu olejowi rzepakowemu i olejowi napędowemu. Jak wykazano – wartości zarówno lepkości jak i gęstości biopaliw maleją w miarę wzrostu ich temperatur. Tę korzystną cechę wykorzystują urządzenia, które są instalowane w pojazdach zasilanych OR, pozwalając tym samym na ich spalanie w silniku. Modyfikacja sprowadza się do takiego dostosowania układu zasilania, by olej został odpowiednio ogrzany (powyżej 40°C), dzięki czemu będzie posiadał niższą lepkość. Operacja ta pozwala na prawidłowe rozpylenie paliwa przez rozpylacze [5, 6].

Reasumując, temperatura wpływa na zmiany wielu parametrów paliwa istotnych ze względu na procesy zachodzące w układzie wtryskowym silnika podczas tłoczenia paliwa, procesy rozpylenia i odparowania, a także spalania paliwa w cylindrze. Różna budowa chemiczna stosowanych paliw powoduje także odmienne skutki i zachowania się tych paliw w różnych temperaturach. Największe różnice dotyczą zmiany lepkości, gęstości i zachowania się paliw w niskich temperaturach.

Należy zwrócić szczególną uwagę na fakt, że wartości lepkości i gęstości analizowanych paliw rzepakowych są wyższe w porównaniu do tradycyjnych paliw, co utrudnia, ale nie wyklucza stosowania biopaliw w silnikach tłokowych. Wzrost zarówno lepkości jak i gęstości jest wprost proporcjonalny do wzrostu procentowego udziału biopaliw w mieszaninie z olejem napędowym (znaczne wyższe wartości lepkości występują tylko dla OR). Cecha ta pozwala na prowadzenie badań i wyciąganie wniosków tylko z paliw podstawowych ON, EMKOR i OR.

MAKRO- I MIKROSTRUKTURA ROZPYLANYCH STRUG PALIW

Opisane w poprzednim rozdziale wyniki pomiarów dowodzą, że temperatura ma zasadniczy wpływ na lepkość i gęstość. Przekłada się to na jakość rozpylenia paliw rzepakowych. W związku z powyższym, postanowiono przeprowadzić analizę wpływu temperatury trzech podstawowych paliw na parametry makro- i mikrostrukturalne wtryskiwanych strug. Podczas pomiarów rejestrowano rozpylenie paliwa z wtryskiwacza umieszczonego w komorze otwartej, w której panowały wa-

runki otoczenia. W badaniach posłużono się m.in. systemem EVS 513D (Engine Video System) wyprodukowanym przez firmę AVL, umożliwiającym rejestrację techniką stroboskopową szybkozmiennych procesów fizycznych. Kąt wtrysku, czas trwania impulsu elektrycznego otwarcia wtryskiwacza dla poszczególnych części dawek wtryskiwanego paliwa, jak i inne parametry pracy zadawane były za pomocą programu Engine Control, który zainstalowany był w komputerze zarządzającym systemem Control CR. W trakcie badań, wykorzystano rozpylacz produkcji Bosch, którego najważniejsze parametry ujęto w tabeli 3.

Tabela 3. Podstawowe dane techniczne wykorzystanych rozpylaczy

Sprawdzany parametr								
producent rozpylacza	typ	liczba otworków rozpylających i_r	średnica otworu rozpylającego d_o (mm)	rodzaj wykonania kanalików wtryskowych	średnica gniazda przylgni iglicy d_g (mm)	typ wykonania iglicy: ścięcie na ø 0,2 mm lub stożek na ø 1,1 mm (95°)	wypływ hydrauliczny p=10 MPa, t=1min (cm^3/min)	ciśnienie początku pracy p_{otw} (MPa)
Bosch	studzienkowy	6	0,17	walcowe	2,15	0,16	950	49,9

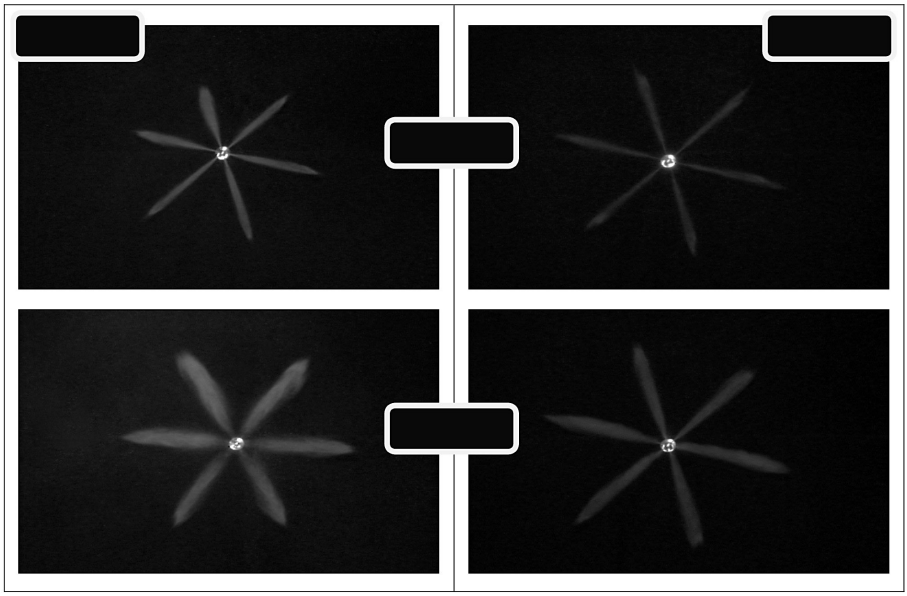
Wtrysk do komory odbywał się pod ciśnieniem 40 MPa. Podczas wykonywania badań ustalono następujące czasy wtrysku:

- dla ON: 0,5 ms,
- dla EMKOR: 0,55 ms,
- dla OR: 0,7 ms.

Wartości temperatur podczas, których wykonano próby wynosiły dla każdego z paliw T_{wtr} = 25, 60 i 80 °C. Z uwagi na czytelność wykresów w prezentowanych wynikach ujęte zostały tylko dwie skrajne wartości temperatur.

Przed cyfrową analizą wykonanych zdjęć przeprowadzono komparację zdjęć niepoddanych obróbce. Zestawienie zamieszczone na rysunku 5 przedstawia zdjęcia strug oleju napędowego i oleju rzepakowego uchwycone w jednej chwili – 0,5 ms od pojawienia się paliwa w otworkach rozpylacza. Nie uwzględniano tym samym opóźnienia tłoczenia i wtrysku biopaliwa wynikającego z jego właściwości fizykochemicznych. Temperatura obu paliw, zaprezentowana na rysunku, wynosiła 25 i 80 °C.

Strugi biopaliwa w temperaturze niższej są dłuższe i węższe w stosunku do strug oleju napędowego w tej samej temperaturze. Większy zasięg strumieni oleju rzepakowego w danej chwili związany jest ze zwiększoną lepkością tego paliwa, co z kolei skorelowane jest z większymi średnicami kropel paliwa. Widoczne różnice w intensywności świecenia ON i biopaliwa wynikają, tak jak w poprzednich porównaniach, z odmiennych czasów wtrysku paliw.

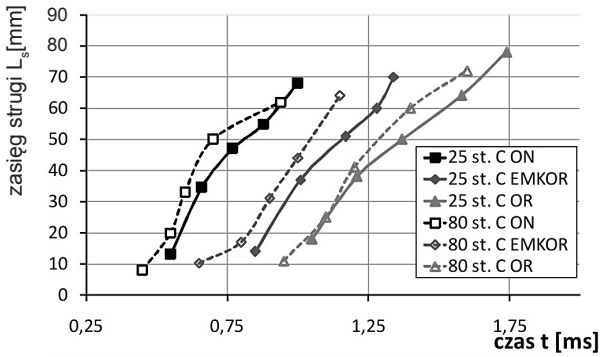


Rys. 5. Porównanie strug ON (lewa kolumna) i OR (prawa kolumna) posiadających różne temperatury

Podgrzanie biopaliwa w sposób istotny poprawia strukturę jego strug. Przy porównywalnym zasięgu, jej powierzchnia jest większa w stosunku do wymiarów strugi w niższej temperaturze. Porównując natomiast rozpylenie OR tworzone w temperaturze 80°C z rozpyleniem ON w temperaturze niższej, zauważyć można podobieństwo w kształcie strug – strugi OR mają nieznacznie większy zasięg. Widoczną poprawę zaobserwować można w rozpyleniu oleju napędowego w temperaturze 80°C. Strugi są szersze i objętościowo większe zarówno w stosunku do strug wtryskiwanych w niższej temperaturze, jak i do strug OR w tej samej temperaturze. Warto zwrócić uwagę, że przy wyższej temperaturze lepkość biopaliwa jest wciąż wyższa w stosunku do oleju napędowego.

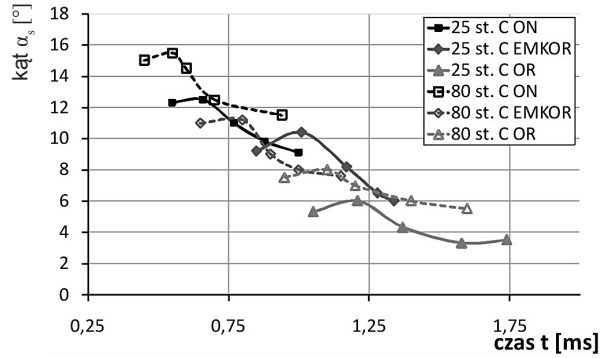
W analizie szczegółowej zależności zostają potwierdzone, a wyniki uściślone. Z porównania zasięgów czół strug (rys. 6) wynika, że największym zasięgiem charakteryzują się strugi oleju rzepakowego nieprzetworzonego mające temperaturę 25°C. W tej samej temperaturze strugi paliwa konwencjonalnego już od początkowych faz pomiaru cechuje mniejszy zasięg. Średni zasięg strug ON był o 8% krótszy od średniego zasięgu OR.

Zwiększenie temperatury skutkuje, w zależności od rodzaju użytego paliwa, około 15-% zmniejszeniem zasięgów wszystkich paliw. Zasięgi strug OR w temperaturze paliwa równej 80°C, są porównywalne w większości punktów pomiarowych z zasięgami strug ON posiadającymi temperaturę 25°C.



Rys. 6. Zmiana zasięgu strugi L_s analizowanych paliw posiadających różną temperaturę, w funkcji ich czasu wtrysku t

Zauważono ponadto, że przy zwiększonych temperaturach strugi każdego z paliw wtryskiwane są zdecydowanie szybciej. Jest to jednoznaczne ze zmniejszaniem się niekorzystnego opóźnienia początku wtrysku, którym cechują się biopaliwa. Przy zwiększeniu temperatury paliw lepkość ulegała zmniejszeniu – uzyskano tym samym przyśpieszenie wypływu od około 10% dla OR do około 20% dla ON. Widoczne jest to również w porównaniu kątów rozwarcia stożków strug uzyskanych przez paliwa posiadające rozpatrywane temperatury (rys. 7).



Rys. 7. Zmiana kąta stożków strug α_s analizowanych paliw posiadających różną temperaturę, w funkcji ich czasu wtrysku t

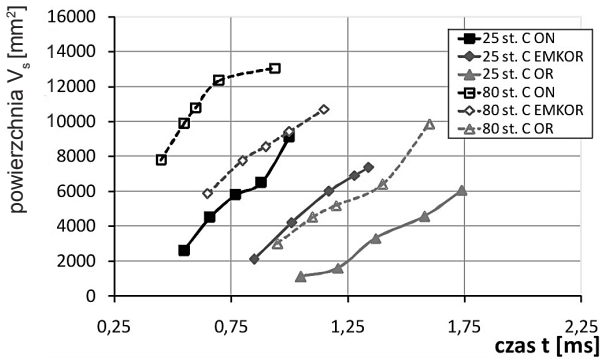
Podobnie jak we wcześniejszych porównaniach, dla każdego paliwa w obu rozpatrywanych temperaturach kąt rozwarcia stożków strug malał w miarę propagacji strug. Spadek kąta poprzedzony był jego wzrostem w początkowej fazie wtrysku. Najszersze strugi tworzone były przez olej napędowy. Słabe odparowanie paliwa rzepakowego przy niższej temperaturze skutkowało zwężaniem stożków jego strug, co było prawdopodobnie spowodowane większym napięciem powierzchniowym przy niższych temperaturach paliwa. Strugi OR były średnio o połowę węższe w

stosunku do strug ON. Mniejsze różnice w obu analizowanych temperaturach występowały pomiędzy stopniem rozwarcia stożków strug EMKOR i OR. Zwężanie stożków strug biopaliw, zwłaszcza oleju nieprzetworzonego przy niższych temperaturach spowodowane było m.in. słabym odparowaniem tego paliwa.

Analizując wpływ temperatury paliwa na rozpatrywany parametr makrostrukturalny zauważono, że krzywe reprezentujące paliwa w niższych temperaturach są niżej – strugi były węższe od 15 do 35%. Tym samym stwierdzono, że podwyższenie temperatury każdego z paliw powiększało rozwarcie kątów strug. Strugi biopaliwa estryfikowanego w temperaturze wyższej posiadały wartości kątów rozwarcia porównywalne ze strugami paliwa konwencjonalnego w niższej temperaturze. Wyższa temperatura paliw przekładała się również na powiększanie powierzchni strug na zdjęciach (rys. 8).

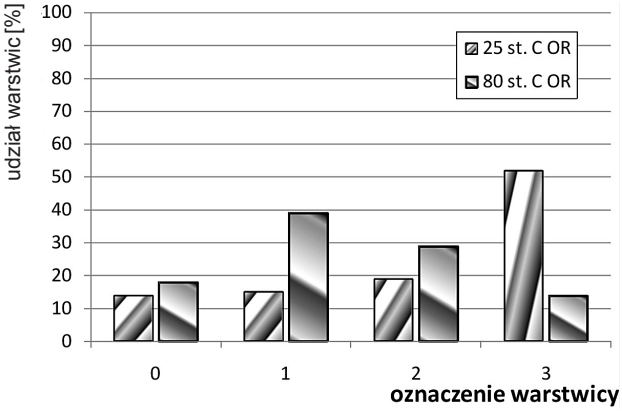
Strugi paliw wtryskiwanych pod wyższą temperaturą ulegały powiększeniu. Tendencja ta zachowana była dla wszystkich paliw. Zauważyć można, że strugi paliw estryfikowanych w temperaturze 80°C mają porównywalną objętość w stosunku do oleju napędowego w temperaturze 25°C. Analogicznie – strugi OR w temperaturze 80°C zbliżone są objętością do strug EMKOR w temperaturze 25°C. Skutek podwyższania temperatury był więc podobny jak w przypadku wzrostu ciśnienia. Zmniejszenie lepkości cieczy umożliwiało łatwiejsze rozbijanie kropel na mniejsze średnice. Powodowane to było m.in. zmniejszaniem napięcia powierzchniowego wraz ze wzrostem temperatury paliw. Pozwalało to tym samym, przy porównywalnym zasięgu, na powiększanie zarówno kąta jak i powierzchni strug.

W ostatnim etapie analizy wpływu temperatury paliwa na rozpylenie dokonano porównania mikrostruktury jednego paliwa. Wybrano olej rzepakowy, dla którego przy dwóch temperaturach (25 i 80°C), w tych samych fazach wtrysku, dokonano podziału na warstwice uwzględniając przy tym intensywność świecenia światłem odbitym. Analiza została wykonana analogicznie jak w przypadku oceny mikrostruktury strug paliwa wtryskiwanego pod różnym ciśnieniem. Z tych samych



Rys. 8. Zmiana powierzchni strug V_s analizowanych paliw posiadających różną temperaturę, w funkcji ich czasu wtrysku t

względów (różne czasy wtrysku) nie można było porównywać między sobą dwóch różnych paliw. Wykres zilustrowany na rysunku 9 przedstawia porównanie wykonane dla jednej fazy wtrysku i jest reprezentatywny dla całej serii pomiarowej.



Rys. 9. Porównanie rozmiarów warstwic w strugach OR posiadających różne temperatury w tej samej chwili wtrysku

Strugi paliwa wtryskiwanego przy wyższej temperaturze cechuje większa jednorodność, co wykazane jest przez zbliżony rozkład udziałów poszczególnych warstwic. Największą powierzchnią cechowały się warstwice 1 i 2. Przypuszczać można tym samym, że krople mają mniejsze średnie średnice. Udział warstwicy 3 świadczącej o intensywnym świeceniu światłem odbitym wynosi zaledwie 14%. Przeciwieństwem tej cechy jest najwyższy udział warstwicy 3 dla paliw wtryskiwanych przy niższej temperaturze. W rozpatrywanej chwili wtrysku wyniósł on 52%. Porównanie wykonane dla jednego paliwa pozwala przypuszczać, że tendencje te zachowane byłyby również dla pozostałych paliw. Wykonana analiza niewątpliwie wykazuje znacznie lepsze wyniki dla paliw posiadających wyższą temperaturę, a tym samym niższą lepkość.

PODSMOWANIE

Podsumowując wykonaną analizę – zauważono pozytywny wpływ podwyższania temperatury paliw na jakość rozpylenia. Na podstawie analizy literaturowej, stwierdzić można, że zaobserwowane zmiany związane są ze zmianą właściwości fizykochemicznych paliw. Napięcie powierzchniowe, mające wpływ m.in. na szerokość kątów stożków strug, malało w miarę wzrostu temperatury paliw. Lepkość i gęstość biopaliw również malały w stronę wartości osiąganych przez paliwo konwencjonalne. Wyższa temperatura paliwa powodowała, że przy porównywalnym zasięgu, strugi posiadały większe kąty rozwarcia stożków oraz większą objętość. Tym

samym w porównaniu dwóch „skrajnych" paliw, zauważyć można podobieństwo w kształcie strug OR, wypływających przy wyższej temperaturze, do strug ON w temperaturze niższej. Wyższa temperatura paliw, podobnie jak w przypadku wyższych ciśnień wtrysku, pozwalała na przyśpieszenie początku wtrysku biopaliw. Strugi paliwa posiadającego wyższą temperaturę były ponadto bardziej jednorodne w stosunku do strug w temperaturze 25°C. Przypuszczać zatem można, że podwyższanie temperatury biopaliw będzie powodowało obniżenie emisji związków szkodliwych z silników nimi zasilanych. Badania silnikowe przeprowadzone zostaną w dalszym etapie prac.

LITERATURA

1. Vellguth G.: Performance of Vegetable Oils and their Monoesters as Fuels for Diesel Engines. SAE Transactions, 1983, nr 83 1358
2. Prankl H.: Oxidation Stability of Fatty Acid Methyl Esters. W: Proceedings of the International Conference „Biomass for Energy and Industry", Würzburg 1998
3. Szlachta Z.: Zasilanie silników wysokoprężnych paliwami rzepakowymi. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 2002
4. Lüft M., Bernhardt S., Velji A., Spicher U.: Optimization of Injection of Pure Rape Seed Oil in modern Diesel Engines with Direct-Injection. SAE Technical Paper Series 2007-01-2031.
5. Elsbett L.: Entwicklung eines Dieselmotors mit warmedichterem Verbrenungsraum. Motortechnische Zeitschrift, 1981, nr 3
6. www.elsbett.com

ANALYSIS OF BIOFUEL TEMPERATURE INFLUENCE ON MACRO- AND MICROSTRUKTURE OF SPRAYING STREAMS

Abstract

The subject of this paper is comparison of biofuel and diesel fuel spraying process in different temperature. In first stage of research characteristics of viscosity and density versus temperature has been realized. In the second stage fuels spraying has been recorded. It allows for detailed analysis of streams both in macro- and microstructural aspect. The results of examinations presented in this article have confirmed a chance of an effective improvement in the biofuel spraying process, what can lead to decreasing of harmful substances emission.

Keywoeda: biofuels, spraying, viscosity, density.

Tomasz Kniaziewicz[1], Leszek Piaseczny[1]

MODEL SYMULACYJNY EMISJI NO_x PODCZAS RUCHU PROMU PASAŻERSKO-SAMOCHODOWEGO

Streszczenie. W celu określenia udziału jednostek pływających w zanieczyszczaniu powietrza atmosferycznego oraz przeciwdziałaniu szkodliwym wpływom związków toksycznych w spalinach silników okrętowych konieczna jest znajomość wartości emisji tych związków z poszczególnych jednostek. Jest to możliwe przy znajomości parametrów ruchu jednostek, wartości stężeń poszczególnych związków dla tych parametrów oraz warunków atmosferycznych w rejonie ich przebywania. W pracy przedstawiono warunki dotyczące modelowania emisji tlenków azotu z silników okrętowych na przykładzie promów pasażersko-samochodowych pływających do terminalu promowego w Gdyni z wykorzystaniem informacji pochodzących z systemu AIS.

Słowa kluczowe: silnik okrętowy, emisja, modelowanie, AIS.

WPROWADZENIE

Problem zanieczyszczenia powietrza w portach oraz w miejscach podejścia do portów jest o tyle ważny, że porty znajdują się zazwyczaj w pobliżu lub na terenie dużych miast, a ich ograniczony obszar powoduje dużą koncentrację jednostek na małym obszarze. Nie bez znaczenia pozostają również szeroko pojęte uwarunkowania eksploatacyjne. Do tych ostatnich zaliczyć można sposób użytkowania silników, częstość występowania i charakter przebiegu stanów ustalonych i nieustalonych oraz warunki zewnętrzne mające wpływ na pracę silnika. Wpływ na toksyczność spalin mają również stosowane rodzaje paliwa i oleju smarowego.

Prowadzone obecnie na całym świecie badania dotyczące zanieczyszczania atmosfery spowodowanej emisją związków szkodliwych z silników statków, zarówno w ujęciu globalnym [1, 2], regionalnym [3, 4], jak również lokalnym, np. w rejonach dużych portów morskich [5] oparta jest na uproszczonych danych wejściowych [2, 6, 7] istniejące bazy danych emisji związków szkodliwych w spalinach statków pływających w różnych rejonach świata [7], nie mogą być jednak wykorzystanie do szacowania emisji w mezo- i mikroskali, np. Morza Bałtyckiego czy jego Zatoki Gdańskiej gdyż prowadzą do znacznego niedoszacowania wskaźników emisji, głównie z powodu zbyt niskiego uszczegółowienia charakterystyk ruchu statków [8].

[1] Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Okrętów, Wydział Mechaniczno-Elektryczny, Akademia Marynarki Wojennej w Gdyni.

Proces modelowania emisji związków toksycznych (ZT) w spalinach silnika okrętowego, jest bardzo złożony i wymaga posiadania informacji, które można podzielić na cztery podstawowe grupy:

- parametry jednostki – długość, szerokość zanurzenie jednostki, stan techniczny układu napędowego, rodzaj napędu (w tym rodzaj i liczba silników), rodzaj i liczba śrub napędowych, itp.;
- parametry ruchu jednostki – prędkość i kurs jednostki;
- warunki zewnętrzne – siła i kierunek wiatru, temperatura powietrza i wody, ciśnienie atmosferyczne, wilgotność powietrza, stan morza;
- liczność jednostek z uwzględnieniem kategorii jednostek.

Tworzone w Europie modele emisji ze środków transportu lądowego, takie jak HBEFA, COPERT, DVG, DRIVE-MODEM starają się uwzględnić jak największą liczbę parametrów wpływających na emisję, jednak przy tak dużej liczbie czynników oraz złożonym opisie zjawisk determinujących proces emisji, nie można uniknąć założeń upraszczających. Poza tym, ze względu na odmienność zarówno warunków hydrometeorologicznych jak i specyfikę eksploatacji jednostek pływających, nie mogą one zostać zastosowane do oceny emisji ze statków.

Zaprezentowany w [9] model emisji związków toksycznych w spalinach silników okrętowych STEAM (ang. *Ship Traffic Emission Assessment Model*), bazuje na danych przesyłanych przez system AIS i na ich podstawie przeprowadzane są obliczenia wskaźników emisji związków szkodliwych w ich spalinach. Jednak i w tym modelu nie uniknięto założeń upraszczających (np. gdy dane dotyczące silnika były niedostępne, założono, że jest to silnik średnioobrotowy o zapłonie samoczynnym o znamionowej prędkości obrotowej n = 500 obr./min) co może powodować, że wyznaczane wskaźniki emisji nie odzwierciedlą rzeczywistych wartości emisji.

Istnieje zatem potrzeba zastosowania metod, za pomocą których będzie możliwe określanie w sposób dużo bardziej precyzyjny charakterystyk ruchu statków jak również wskaźników emisji.

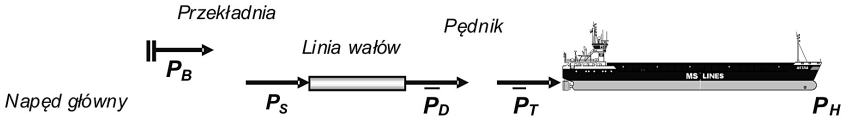
MODEL MATEMATYCZNY SZACOWANIA EMISJI ZWIĄZKÓW TOKSYCZNYCH W SPALINACH SILNIKA GŁÓWNEGO STATKU

Teoretyczne podstawy określania oporów okrętu oraz mocy napędu głównego

W celu nadania jednostce pływającej określonej prędkości silnik napędu głównego musi dostarczyć odpowiednią moc śrubie napędowej, potrzebną do pokonania oporów ruchu statku, strat energetycznych pędnika, linii wałów, przekładni i sprzęgła (rys. 1). Ogólne równanie ruchu statku można przedstawić następująco [10, 11]:

$$-(m+m_{11})\cdot\frac{dV}{dt}-R-\Delta T+T=0 \tag{1}$$

gdzie: m – masa statku, śrub i steru, m_{11} – masa wody towarzyszącej, V – prędkość okrętu, R – opór całkowity statku, T – siła naporu wytworzona przez śrubę napędową, ΔT – siła ssania śruby.



Rys. 1. Schemat transmisji mocy w układzie napędowym jednostki pływającej: P_B – moc na sprzęgle napędu głównego, P_S – moc na wale, $\bar{P}_D\bar{P}_D$ – moc doprowadzonam do pędnika za kadłubem, $\bar{P}_T\ \bar{P}_T$ – moc pędnika za kadłubem, P_H – moc holowania

Opór całkowity statku R zależy od wielkości statku, jego prędkości oraz kształtu kadłuba. Na wartość oporu wpływają również czynniki zewnętrzne, takie jak falowanie morza, porastanie kadłuba, zmiany zanurzenia itp.

Można zatem stwierdzić, że wartość zapotrzebowanej mocy zależy przede wszystkim od wielkości statku oraz jego prędkości chwilowej.

Wartość siły naporu T wytworzonej przez śrubę napędową zależy od jej średnicy, kształtów geometrycznych, prędkości obrotowej z jaką obraca się śruba oraz od prędkości statku. Wytworzony przez nią napór musi zrównoważyć całkowity opór statku R oraz siłę ssania śruby ΔT, działającej na kadłub w kierunku przeciwnym do jego ruchu.

W przypadku ruchu ustalonego (dv/dt=0) równanie (1) przyjmuje postać:

$$R+\Delta T=T \tag{2}$$

Do pokonania oporu statku płynącego z określoną prędkością niezbędne jest dostarczenie tzw. mocy holowania

$$P_H=R\times V \tag{3}$$

Pomiędzy mocą holowania P_H a mocą efektywną silnika napędowego P_e istnieje następująca zależność:

$$P_e=\frac{P_H}{\eta_0\cdot\eta_S\cdot\eta_G\cdot\eta_B} \tag{4}$$

gdzie: η_0 – sprawność napędowa, η_S – sprawność linii wałów, η_G – sprawność przekładni, η_B – sprawność sprzęgła.

Opór całkowity okrętu jest sumą jego elementów składowych

$$R=\sum_i R_{(i)}=R_F+R_{VP}+\mathrm{R_W}+\mathrm{R_D} \tag{5}$$

gdzie: $R_F=c_F\frac{\rho\cdot v^2}{2}S$ – opór tarcia;

$R_{VP} = c_{VP} \frac{\rho \cdot v^2}{2} S$ – lepkościowy opór ciśnienia (opór kształtu);

$R_W = c_W \frac{\rho \cdot v^2}{2} S$ – opór falowy;

R_d – opór dodatkowy.

Uwzględniając powyższe zależności na poszczególne składniki oporu otrzymuje się:

$$R = S \frac{\rho \cdot v^2}{2} \left(c_F + c_{VP} + c_W\right) + R_D = k \cdot c_T \frac{\rho \cdot v^2}{2} \tag{6}$$

gdzie: S – powierzchnia zwilżona kadłuba [m^2], ρ – gęstość wody [kg·m^{-3}], v – prędkość opływu [m·s^{-1}], c_F – współczynnik oporu tarcia, c_{VP} – współczynnik lepkościowego oporu ciśnienia (oporu kształtu), c_W – współczynnik oporu falowego, k – współczynnik ujmujący opór dodatkowy (zakłada się k = 1,1–1,2), c_T – współczynnik oporu całkowitego okrętu.

Opór tarcia związany jest z naprężeniami stycznymi, jakie na skutek lepkości indukują się na powierzchni zwilżonej kadłuba. Współczynniki oporu tarcia c_F zależy więc przede wszystkim od liczby Reynoldsa wyrażonej zależnością

$$Rn = \frac{VL}{\upsilon} \tag{7}$$

gdzie: L – długość okrętu, υ – kinematyczny współczynnik lepkości wody.

Opór falowy związany jest z układem fal, jakie poruszający się okręt generuje na powierzchni wody pozbawionej lepkości, a więc ze zjawiskami, których powstanie uwarunkowane jest grawitacją. Współczynnik oporu falowego c_W zależy więc przede wszystkim od liczby Froude'a:

$$Fn = \frac{V}{\sqrt{gL}} \tag{8}$$

Lepkościowy opór ciśnienia związany jest z wpływem lepkości na rozkład ciśnień, a więc i na postać układu fal. Współczynnik lepkościowego oporu ciśnienia zależy więc zarówno od liczby Reynoldsa jak i od liczby Froude'a.

W skład oporu dodatkowego R_D wchodzi przede wszystkim opór części wystających kadłuba R_{AP} oraz opór powietrza R_{AA}. Częściami wystającymi kadłuba mającymi wpływ na opór całkowity okrętu mają, takie elementy konstrukcyjne okrętu jak: stępki przechyłowe, wsporniki wałów, wały, śruby, stery oraz opływki na kadłubie.

Opór jaki powietrze stawia nawodnej części okrętu ma charakter lepkościowy. Składa się on z oporu tarcia oraz z lepkościowego oporu ciśnienia. Opór powietrza wynika zarówno z ruchu samego okrętu względem nieruchomego powietrza, jak i z bezwzględnego ruchu powietrza, czyli wiatru. Opór powietrza silnie zależy od wielkości i kształtów nawodnej części okrętu (zwłaszcza nadbudówek), a także od

wielkości i kierunku względnej wielkości powietrza. Wzór na opór powietrza przyjmuje postać:

$$R_{AA} = c_{AA} \frac{\rho_A}{2} V_{WR}^2 A_T \tag{9}$$

gdzie: ρ_A – gęstość powietrza, V_{WR} – względna prędkość powietrza, A_T – powierzchnia rzutu wrężnicowego nawodnej części okrętu, c_{AA} – współczynnik oporu powietrza.

Obliczenia mocy chwilowej silnika z uwzględnieniem oporów okrętu

Siła oporu całkowitego okrętu:

$$R = R_F + R_{VP} + R_w + R_D = S\frac{\rho \cdot v^2}{2}\left(c_F + c_{VP} + c_W\right) + R_D = \Psi\ (\nu,L,\rho,\upsilon,M,A,G,O) \tag{10}$$

Siła ta może być przedstawiona jako funkcja Y: prędkości chwilowa okrętu **n**, długości kadłuba ***L***, gęstości wody **r**, kinematycznego współczynnika lepkości wody **u,** wektora **M,** charakteryzującego bezwładność okrętu, wektora **A**, zwierającego informacje o zmiennych oporach ruchu okrętu, związanych z akwenem pływania (głębokość wody, szerokość akwenu (kanały), itp.), wektora **G**, opisującego warunki otoczenia (np. ciśnienie i temperaturę otoczenia) oraz wektora O, opisującego warunki pływania (siła i kierunek wiatru, długość i wysokość fal, itp.).

Ponieważ współczynniki oporów c_F, $c_{VP} = f(Rn)$ oraz c_W, $c_{VP} = f(Fn)$ do celów modelowania przyjęto, że wielkościami niezbędnymi do przeprowadzenia obliczeń dla danej kategorii jednostki żeglugi nieregularnej są wygenerowane wartości długości statku L oraz prędkości chwilowej v.

Opór całkowity kadłuba $\tilde{R}$ promu pasażersko-samochodowego przedstawia równanie:

$$\tilde{R} = \tilde{S}\frac{\rho \cdot \tilde{v}^2}{2}(c_F + c_W) + \tilde{R}_{AA} \tag{11}$$

gdzie: $\tilde{S} = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} S_i}{n}$ dla i = 1,2, ...,n – uśredniona wartość powierzchni zwilżonej obliczona przy użyciu n zależności, $\tilde{v}$ – wygenerowana na podstawie danych statystycznych wartość prędkości jednostki, $\tilde{R}_{AA}$ – opór powietrza wygenerowana na podstawie danych statystycznych;

Obliczenia współczynnika tarcia przeprowadzono z wykorzystaniem wzoru ITTC [11]:

$$C_{F_{ITTC}} = \frac{0{,}075}{(logRn-2)^2} \tag{12}$$

Ponieważ powierzchni zewnętrznej kadłuba (nawet przy wysokiej jakości powłok malarskich), nie można uznać za hydrodynamicznie gładką, w obliczeniach

uwzględniono również chropowatość kadłuba w postaci współczynnika dodatku chropowatości kadłuba Δc_F za pomocą wzoru [11, 12]:

$$\Delta c_F = \left[105\left(\frac{k_s}{L}\right)^{1/3} - 0{,}64\right] \cdot 10^{-3} \tag{13}$$

Wartość współczynnika tarcia obliczono z zależności:

$$c_F = c_{F_{ITTC}} + \Delta c_F \tag{14}$$

Oporu falowego nie daje się wyznaczyć analitycznie. Teoretyczne metody wyznaczania oporu falowego okrętu opierają się na następujących założeniach [11,13]:

- wodę uważa się za ciecz nielepką,
- przepływ dookoła kadłuba uważa się za potencjalny, acykliczny.

Powyższe założenia prowadza do nieliniowego zagadnienia brzegowego dla równania Laplace'a w trzech wymiarach. Zadanie to daje się z trudem rozwiązać przy przyjęciu dalszych uproszczeń polegających na linearyzacji warunków brzegowych.

Dla obliczanej jednostki pływającej moc holowania wyniesie:

$$\tilde{P}_H = \tilde{R} \cdot \tilde{v} \tag{15}$$

Chwilowa moc efektywna silnika napędowego $\tilde{P}_e$ wówczas osiągnie wartość wyrażoną równaniem:

$$\tilde{P}_e = \frac{\tilde{P}_H}{\eta_0 \cdot \eta_S \cdot \eta_G \cdot \eta_B} \tag{16}$$

Na podstawie literatury [10, 11] przyjęto do obliczeń następujące wartości współczynników sprawności:

- sprawność napędowa

$$\eta_0 = \eta_H \times \eta_R \times \eta_P \tag{17}$$

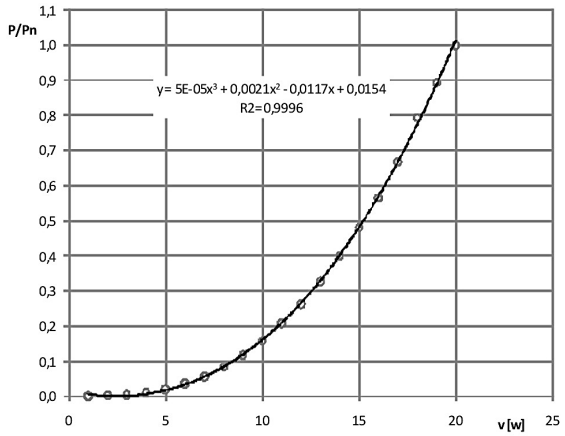
gdzie: $\eta_H = 0{,}9$ – sprawność kadłuba, $\eta_R \cong 1$ – sprawność rotacyjna,
$\eta_P = 0{,}45$ – sprawność śruby swobodnej,

- sprawność linii wałów – $\eta_S = 0{,}975$,
- sprawność przekładni – $\eta_G = 0{,}965$ (w przypadku braku przekładni – $\eta_G = 1$),
- sprawność sprzęgła – $\eta_B = 0{,}97$.

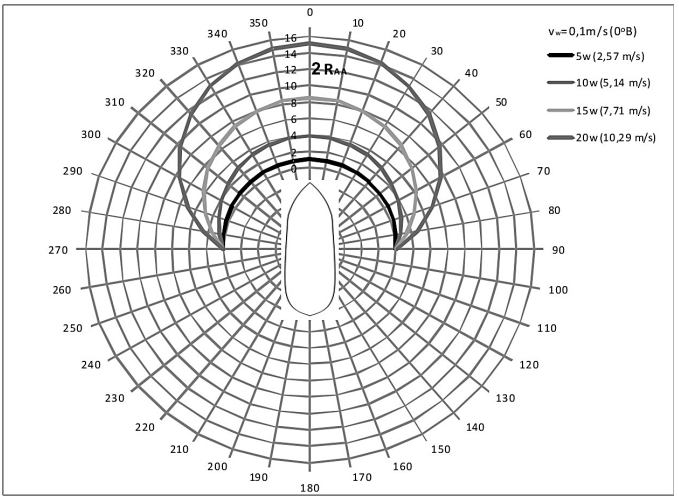
W oparciu o przedstawione zalezności sporządzono charakterystykę zapotrzebowania na moc silników napędu głównego dla promu Stena Baltica (4 × MAN typu 8L40/45 o łącznej mocy $P_{eS} = 19\,360$ kW) jako funkcji prędkości statku (rys. 2).

Na podstawie równania (9) wyznaczono charakterystyki przedstawiające przyrost oporu powietrza ΔR_{AA} jako funkcję prędkości promu Stena Baltica (rys. 3).

W przypadku jednostek pływających bardzo ważnym elementem modelowania mocy chwilowej silnika napędu głównego jest uwzględnienie zewnętrznych warunków pływania statku, takich jak m.in. siła i kierunek wiatry oraz wysokość fali.

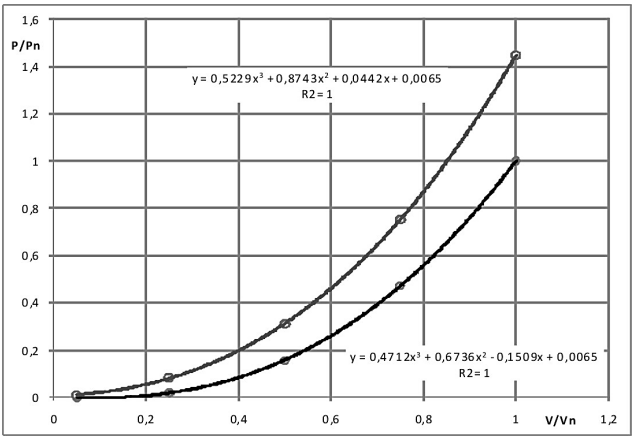


Rys. 2. Charakterystyka zapotrzebowania na moc silników napędu głównego dla promu Stena Baltica (4 × MAN typu 8L40/45 o łącznej mocy P_{eS} = 19360kW) jako funkcja prędkości statku V



Rys. 3. Charakterystyki przedstawiające przyrost oporu powietrza ΔR_{AA} jako funkcję prędkości promu Stena Baltica (dla v = 5, 10, 15 i 20 w i prędkości wiatru V_{WR} = 0,1 m/s (0 °B))

Na rysunku 4 przedstawiono obliczoną na podstawie modelu charakterystykę mocy zapotrzebowane układu napędowego jako funkcję prędkości promu Stena Baltica $P/P_n = f(v/v_n)$ bez uwzględnienia (czarna linia) i z uwzględnieniem oporów dodatkowych spowodowanych wpływem warunków pływania (siła wiatru 8 °B, znacząca wysokość fali ζ_w = 1,95 m [A]) – (czerwona linia).



Rys. 4. Obliczona charakterystyka mocy zapotrzebowanej układu napędowego jako funkcja prędkości promu Stena Baltica $P/P_n=f(v/v_n)$ bez uwzględnienia (czarna linia) i z uwzględnieniem oporów dodatkowych spowodowanych wpływem warunków pływania – (czerwona linia)

MODEL SYMULACYJNY EMISJI TLENKÓW AZOTU PODCZAS RUCHU PROMU PASAŻERSKO-SAMOCHODOWEGO

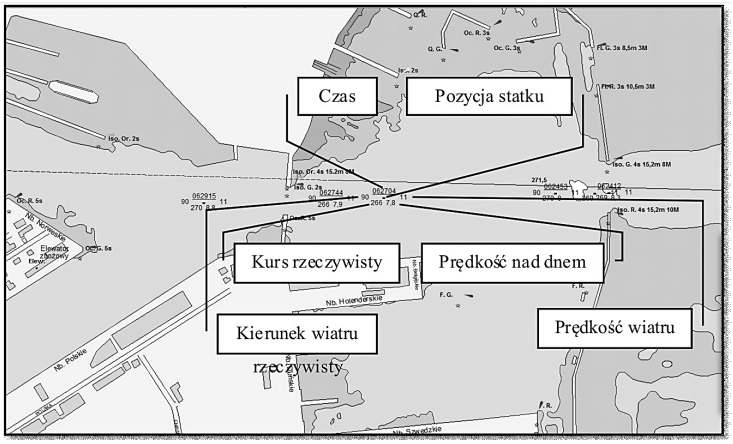
W budowie i badaniach stochastycznego modelu ruchu i emisji spalin z jednostek pływających [14–17] w rejonie Zatoki Gdańskiej niezbędna jest znajomość liczby jednostek pływających w analizowanym rejonie, ich rozkładów pod względem rodzaju jednostek, wielkości, prędkości, mocy i rodzaju silników napędu głównego itp.

Do opracowania statystycznego strumieni ruchu jednostek morskich przyjęto trasy torów podejściowych do portów Gdynia i Gdańsk, toru wodnego rozdzielającego się na oba te tory oraz trasy ruchu w porcie Gdynia.

\W badaniach wykorzystano dane archiwalne, zarejestrowane brzegowym urządzeniem AIS firmy SAAB – typu R4 – śledzącym ruch jednostek morskich na Zatoce Gdańskiej [18].

Na rysunku 5 przedstawiono fragment trajektorii ruchu promu Stena Baltica uwzględniającego parametry ruchu oraz warunki atmosferyczne. Informacje te pozwalają na śledzenie zmian prędkości i kursu jednostki, a co za tym idzie, opracowanie dynamicznych parametrów ruchu statku.

Na podstawie pozyskanych danych statystycznych dotyczących ruchu statków [15, 18] opracowano typowe charakterystyki zmian prędkości statku jako funkcji czasu dla jednostek żeglugi regularnej. W oparciu o uzyskane charakterystyki ruchu promów pasażersko-samochodowych możliwe było wyznaczenie charakterystyk natężenia emisji związków toksycznych w spalinach silników napędu głównego. W związki z brakiem charakterystyk toksyczności silników napędu głównego bada-

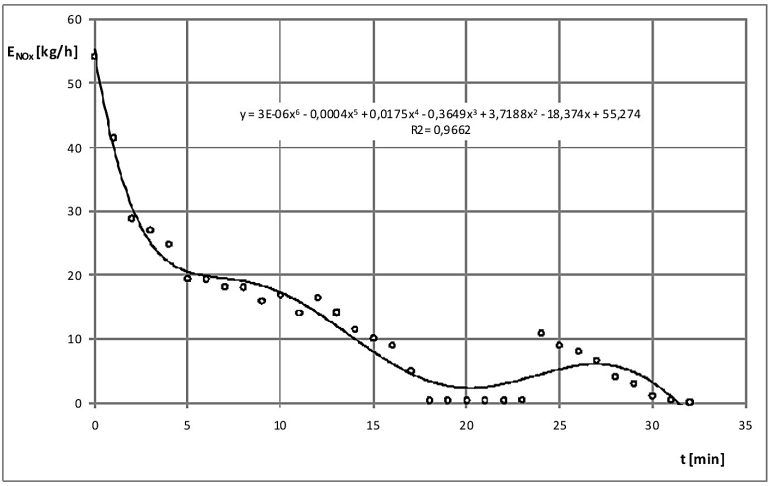


Rys. 5. Fragment trajektorii ruchu promu Stena Baltica uwzględniającego parametry ruchu oraz warunki atmosferyczne

nych promów, na podstawie literatury oraz danych katalogowych przyjęto następujące wartości wskaźników emisji tlenków azotu:

- silniki średnioobrotowe – $\bar{e}_{NOx}$ =13,8 g/(kW·h) lub 59 kg/t_{pal},
- silniki wolnoobrotowe – $\bar{e}_{NOx}$ = 18 g/(kW·h) lub 84 kg/t_{pal}.

Na rysunku 6 przedstawiono przebieg zmian wartości natężenia emisji tlenków azotu E_{NOx} jako funkcję czasu podczas zmian prędkości promów (hamowanie czynne) wpływających do portu w Gdyni.



Rys. 6. Przebieg zmian wartości natężenia emisji tlenków azotu E_{NOx} jako funkcja czasu podczas zmian prędkości promów (hamowanie czynne) wpływających do portu w Gdyni

PODSUMOWANIE

Modelowanie emisji związków szkodliwych jest zagadnieniem bardzo ważnym a jednocześnie bardzo złożonym. Na świecie podejmuje się wiele prób mających na celu oszacowanie modeli emisji związków szkodliwych w spalinach statków. Niestety, ze względu na to, że struktura modelu zależy nie tylko od jego przeznaczenia, ale również w dużej mierze, od ilości i jakości danych wejściowych, a wiele opracowań opiera się na niewystarczającej ilości i jakości danych, często pozyskiwanych z wielu różnych źródeł oraz konieczności stosowania uproszczeń, w sposób znaczący przekłada się to na wiarygodność modelu.

Możliwość pozyskania danych z systemu AIS, takich jak: nazwa i typ statku, jego wymiary, czas uniwersalny związany z przejściem jednostki przez „bramkę", kąt drogi nad dnem i prędkość nad dnem oraz zanurzenie statku pozwala na stworzenie nowatorskich modeli opisujących ruch jednostek po badanym obszarze oraz emisję związków szkodliwych w spalinach zarówno dla jednej jednostki jak i dla całego badanego obszaru.

Zaprezentowany model matematyczny obliczania mocy napędu głównego statku jest uniwersalny i pozwala w dalszej kolejności, w oparciu o dane pozyskane z systemu AIS, na obliczenie wartości emisji związków toksycznych w spalinach statków morskich.

Należy tu dodać, że oprócz problemów, z którymi przy modelowaniu emisji związków toksycznych borykają się specjaliści od motoryzacji, w przypadku jednostek pływających do parametrów zakłócających dokładne wyznaczenie emisji poszczególnych związków (ze względu na brak informacji lub ich zmienność) można zaliczyć dodatkowo stan techniczny silnika a zwłaszcza aparatury paliwowej oraz warunki atmosferyczne (szczególnie siła i kierunek wiatru).

LITERATURA

1. Corbett J. J., Fishbeck P. S., Pandis S. N.: Global nitrogen and sulphur inventories for oceangoing ships. J. Geophys. Res., 104, 3457–3470, 1999.
2. Endresen Ø., Sørgård E., Lee Behrens H., Brett P. O., Isaksen I. S. A.: A historical reconstruction of ships' fuel consumption and emissions. J. Geophys. Res., 112, D12301, 2007.
3. Davis D.D., Grodzinsky G., Kasibhatla P., Crawford J., Chen G., Liu S., Bandy A., Thornton D., Guan H., Sandholm S. Impact of Ship Emissions on Marine Boundary Layer NO_x and SO_2 Distributions over the Pacific Basin. Geophys. Res. Lett., 28, 235–238, 2001.
4. Kniaziewicz, T., Piaseczny, L., Merkisz, J., Stochastic models of emission of toxic compounds in marine engines exhaust. Journal of POLISH CIMAC. Vol. 3, No. 1, p. 129-138, Gdańsk, 2008.
5. Dong C., Huan K.-L., Chen C.-W., Lee C.-W., Lin H.-Y., Chen C.-F.: Estimation of Air Pollutants Emission from Shipping in the Kaohsiung Harbor Area. Aerosol and Air Quality Research, 2,31, 2002.

6. Endresen Ø., Bakke J., Sørgård E., Berglen T. F., Holmvang P.: Improved modelling of ship SO_2 emissions – a fuel-based approach. Atmos. Environ., 39, 3621, 2005.02.041, 2005.
7. Endresen Ø., Sørgård E., Sundet J. K., Dalsøren S. B., Isaksen I. S. A., Berglen T. F., Gravir G.: Emission from international sea transportation and environmental impact. J. Geophys. Res., 108(D17), 4560, 2003.
8. Wang C., Corbett J. J., Firestone J.: Improving Spatial Representation of Global Ship Emissions Inventories. Environ. Sci. Technol., 42, 193, 2008.
9. Jalkanen J. P., Brink A., Kalli J., Pettersson H, Kukkonen J., Stipa T.: A modelling system for the exhaust emissions of marine traffic and its application in the Baltic Sea area. Atmospheric Chemistry and Physics, No.9, pp. 9209–9223, Dec. 2009.
10. Chachulski K., Podstawy napędu okrętowego. Wydawnictwo Morskie, Gdańsk, 1988.
11. Dudziak J., Teoria okrętu. Fundacja Promocji Przemysłu Okrętowego i Gospodarki Morskiej, Gdańsk, 2008.
12. Report of Performance Committee, 15th ITTC, Haga 1978
13. Pawłowski M., Raport techniczny nr 58, Opór okrętu, PRS, Gdańsk 2010
14. Kniaziewicz, T., Piaseczny, L.,Modeling the emission and dispersion of toxic compounds in marine engine exhaust in the Gdansk Bay region. Polish Journal of Environmental Studies, Vol. 18, No.2A, ISSN 1230-1485, Olsztyn, 2009,
15. Kniaziewicz, T., Piaseczny, L., Modelling the emission of toxic compounds in marine engine exhaust gas. Czasopismo Techniczne „Mechanika" z. 7-M/2008, str. 239-249, Kraków, 2008.
16. Kniaziewicz, T., Piaseczny, L., Modelling of ecological characteristics of marine main propulsion Diesel engines.PTNSS-2011-SC-183. Combustion Engines No. 3/2011
17. Kniaziewicz, T., Piaseczny, L., Method of creating dynamic characteristics of pollution emission by marine Diesel engines.PTNSS-2011-SC-184. Combustion Engines No. 3/2011
18. Kniaziewicz, T., Piaseczny, L., Możliwość wykorzystania informacji z systemu AIS w modelowaniu emisji składników spalin z silników statków w rejonie Zatoki Gdańskiej. Zeszyty Naukowe AMW Nr 4, Gdynia 2008.

SIMULATION MODEL OF NO_x EMISSIONS DURING NAVIGATING OF PASSENGER AND CAR FERRY

Abstract

In order to determine the share of vessels in atmospheric air pollution and to counteract the harmful effects of toxic compounds in marine engines exhausts, it is necessary to know the emission values of these compounds from particular vessels, which is possible if one knows the vessel movement parameters, concentration values of particular compounds for these parameters and the atmospheric conditions in the area they are staying in. The work presents conditions concerning the modelling of NO_x emission from marine engines based on the example of passenger an car ferries sailing to the Ferry Terminal in Gdynia, using information from AIS system.

Key words: marine engine, emission, modelling, AIS.

Stanisław Kruczyński[1], Wojciech Kamela[2], Kamil Duniec[2]

BADANIA SYMULACYJNE I EKSPERYMENTALNE UTLENIAJĄCEGO REAKTORA KATALITYCZNEGO SYSTEMU FILTRA CZĄSTEK STAŁYCH W PROGRAMIE AVL BOOST

Streszczenie. W pracy przedstawiono wyniki badań symulacyjnych i eksperymentalnych utleniającego reaktora katalitycznego stosowanego w systemie filtra cząstek stałych silnika o zapłonie samoczynnym GM MultiJet 1,3 w aspekcie oceny zgodności obliczeń symulacyjnych z wynikami eksperymentalnymi. W pracy przedstawiono wyniki badań symulacyjnych wykonanych przy użyciu programu obliczeniowego AVL Boost oraz wyniki badań eksperymentalnych prowadzonych na rzeczywistym silniku spalinowym o zapłonie samoczynnym. W artykule przedstawiono kinetykę reakcji chemicznych wykorzystywanych przez program symulacyjny do obliczeń poziomów konwersji CO, HC oraz udziału NO i NO_2 w NO_X. Jako dane wejściowe do obliczeń symulacyjnych wykorzystano rzeczywiste wartości stężeń związków toksycznych spalin silnika. Analiza przeprowadzona została dla wybranych punktów pracy silnika przy stałej prędkości obrotowej. Przedstawione w pracy wyniki wykazały, że algorytm obliczeniowy programu symulacyjnego pozwala uzyskać zbieżne z wynikami eksperymentalnymi poziomy konwersji CO i HC. Jednocześnie zaobserwowano pewną rozbieżności uzyskanych wyników udziałów NO i NO_2 w NO_X.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, reaktory katalityczne, reaktory utleniające, badania symulacyjne.

WSTĘP

Wraz z rozwojem techniki komputerowej zaczęto stopniowo wprowadzać do użytku coraz to nowe oprogramowanie wspomagające prace inżynierskie i projektowe. Pierwszymi programami były aplikacje przeznaczone głównie do obliczeń inżynieryjnych w zakresie projektowania i obliczania elementów maszyn i konstrukcji. Z biegiem czasu zaczęto wprowadzać specjalistyczne oprogramowanie do większości dziedzin techniki, w tym aplikacje służące do szeroko pojętego modelowania silników spalinowych. W chwili obecnej na rynku oprogramowania wspomnianego typu mamy dostępnych kilka programów ukierunkowanych głównie na prowadzenie obliczeń modelowych i symulacyjnych zarówno zagadnień związanych z mechaniką i kinetyką elementów silnika spalinowego, procesami fizyko-chemicznymi i termodynamicznymi zachodzącymi w silniku, jak również procesami

[1] Zakładu Silników Spalinowych, Instytut Pojazdów, Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych, Politechnika Warszawska, e-mail: skruczyn@simr.pw.edu.pl
[2] j.w., e-mail: w.kamela@simr.pw.edu.pl

katalitycznymi zachodzącymi w układach oczyszczania spalin. Narzędzie w postaci oprogramowania symulacyjnego wiążącego ze sobą wiele zjawisk zachodzących w silniku umożliwiło projektantom i konstruktorom weryfikację założeń projektowych już na początkowym etapie tworzenia poszczególnych elementów silnika, w tym układów katalitycznych. Jednym z czołowych producentów oprogramowania wspomagającego prace projektowe nad silnikami spalinowymi jest firma AVL, która wprowadziła na rynek rodzinę programów, do których należą między innymi: AVL Boost, AVL Fire oraz AVL Concerto. Program AVL Boost [1] posiada moduły pozwalające na prowadzenie symulacji osiągów silnika, zjawisk akustycznych zachodzących w poszczególnych elementach układu dolotowego i wylotowego silnika oraz zjawisk katalitycznych zachodzących w układach oczyszczania spalin. W celu przeprowadzenia badań symulacyjnych utleniającego reaktora katalitycznego systemu filtra cząstek stałych wykorzystano ostatni z wymienionych modułów programu AVL Boost.

Celem pracy było przeprowadzenie symulacji mającej na celu określenie wpływu objętości i ilości kanalików utleniającego reaktora katalitycznego systemu filtra cząstek stałych na uzyskiwane w nim poziomy konwersji CO i HC oraz stopień udziału NO i NO_2 w NO_X.

MODEL REAKTORA I PARAMETRY SYMULACJI

Model reakcji chemicznych wykorzystywany w programie AVL Boost wykonujący obliczenia symulacyjne utleniającego reaktora katalitycznego silnika wysokoprężnego obejmuje następujące reakcje utleniania tlenku węgla, węglowodoru oraz tlenku azotu:

$$CO + \tfrac{1}{2} O_2 \rightarrow CO_2 \tag{1}$$

$$C_3H_6 + \frac{9}{2} O_2 \rightarrow 3CO_2 + 3H_2O \tag{2}$$

$$2NO + O_2 \leftrightarrow 2NO_2 \tag{3}$$

Program symulacyjny do obliczeń wykorzystuje szybkości rekcji i parametry kinetyczne przedstawione poniżej [2, 3].

Szybkość reakcji pierwszej $\dot{r_1}$ wyrażona jest następująco:

$$\dot{r_1} = \frac{[K_{r1} \cdot e^{\frac{-Er_1}{T_s}} \cdot y_{CO} \cdot y_{O_2}] \cdot [1 + K_1 \cdot e^{\frac{-E_1}{T_s}} \cdot y_{CO} + K_2 \cdot e^{\frac{-E_2}{T_s}} \cdot y_{C_3H_6}]^{-2}}{T_s \cdot [1 + K_3 \cdot e^{\frac{-E_3}{T_s}} \cdot y_{CO}^2 \cdot y_{C_3H_6}^2] \cdot [1 + K_4 \cdot e^{\frac{-E_4}{T_s}} \cdot y_{NO}^{0.7}]} \tag{4}$$

Szybkość reakcji drugiej $\dot{r_2}$ wyrażono:

$$\dot{r_2} = \frac{[K_{r2} \cdot e^{\frac{-Er_2}{T_s}} \cdot y_{C_3H_6} \cdot y_{O_2}] \cdot [1 + K_1 \cdot e^{\frac{-E_1}{T_s}} \cdot y_{CO} + K_2 \cdot e^{\frac{-E_2}{T_s}} \cdot y_{C_3H_6}]^{-2}}{T_s \cdot [1 + K_3 \cdot e^{\frac{-E_3}{T_s}} \cdot y_{CO}^2 \cdot y_{C_3H_6}^2] \cdot [1 + K_4 \cdot e^{\frac{-E_4}{T_s}} \cdot y_{NO}^{0.7}]} \tag{5}$$

Szybkość reakcji trzeciej $\dot{r_3}$ wyrażona jest jako:

$$\dot{r_3} = K_{r3} \cdot T_s^A \cdot e^{\frac{-Er_3}{T_s}} \cdot \left(c_{NO}^2 \cdot c_{O_2} - \frac{c_{NO_2}^2}{K_{eq,1}} \right) \quad (6)$$

W przedstawionych powyżej równaniach wykorzystano następujące oznaczenia:

$K_{r1}, K_{r2}, K_{r3}, K_1, K_2, K_3, K_4$ – współczynniki przedwykładnicze równania Arrheniusa,

$E_{r1}, E_{r2}, E_{r3}, E_1, E_2, E_3, E_4$ – temperatury aktywacji,

$y_{CO}, y_{O_2}, y_{C_3H_6}, y_{NO}$ – molowe udziały substancji w reaktywnej powierzchni fazy gazowej,

$c_{NO}, c_{O_2}, c_{NO_2}$ – stężenia substancji na powierzchni aktywnej,

T_s – temperatura monolitu,

A – wartość określająca zależność temperaturową,

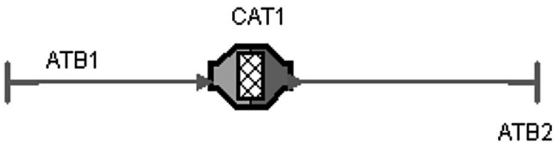
Stała równowagi $K_{eq,1}$, we wzorze na prędkość trzeciej reakcji będąca funkcją temperatury nośnika reaktora katalitycznego zdefiniowana jest jako:

$$K_{eq,1} = \left(\frac{p_{atm}}{RT_s} \right)^{-1} \cdot e^{\left(-18.518 + \frac{13607}{T_s} + 0.5582 \cdot \frac{T_s}{1000} - 0.04489 \cdot \left(\frac{T_s}{1000} \right)^2 - 0.8278 \cdot \log\left(\frac{T_s}{1000} \right) \right)} \quad (7)$$

Gdzie: p_{atm} – wartość ciśnienia atmosferycznego, R – uniwersalna stała gazowa.

Wartości wszystkich współczynników program AVL Boost przyjmuje jako domyślne i nie zostały one na potrzeby symulacji zmienione.

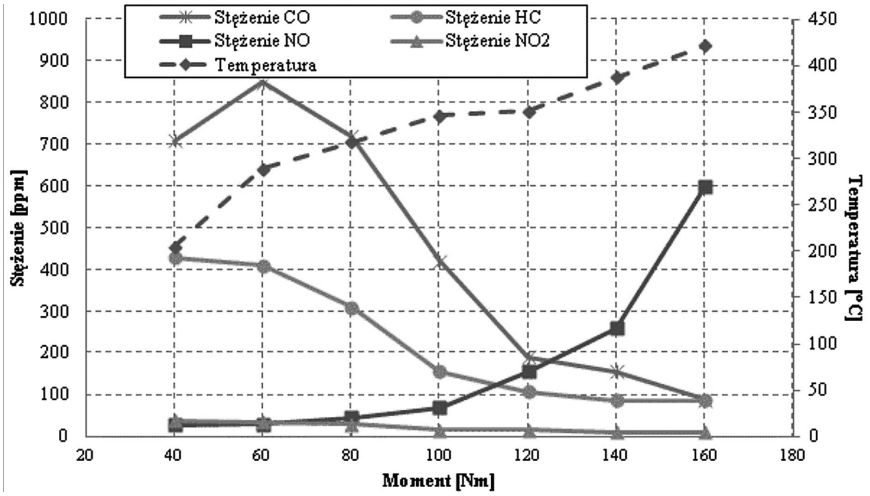
Zastosowany w programie model utleniającego reaktora katalitycznego do silnika spalinowego przedstawiony jest jako pojedynczy reaktor (CAT1) z możliwością zdefiniowania warunków brzegowych na jego wejściu (ATB1) i wyjściu (ATB2). Widok takiego układu wykorzystywany w programie przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 1. Symulowany utleniający reaktor katalityczny (CAT1) wraz z warunkami brzegowymi (ATB1, ATB2)

Wykorzystanie modułu Aftertreatment oprogramowania AVL Boost pozwoliło na pominięcie procesu tworzenia od podstaw modelu silnika spalinowego generującego spaliny o określonym składzie. W użytym module warunki brzegowe na wejściu reaktora katalitycznego określające stężenia poszczególnych składników

spalin, temperaturę konwersji katalitycznej oraz ciśnienie na wlocie układu zostały wprowadzone na podstawie danych uzyskanych w trakcie badań prowadzonych na doładowanym silniku Fiat MultiJet o pojemności skokowej wynoszącej 1,3 dm^3. W trakcie badań silnik pracował na charakterystyce obciążeniowej ze stała prędkością obrotową wynoszącą 2000 obr/min. Na rysunku 2 przedstawiono wartości stężeń analizowanych związków toksycznych przed reaktorem katalitycznym oraz temperatury reaktora w funkcji momentu generowanego przez silnik.



Rys. 2. Zmierzone wartości stężeń związków toksycznych i temperatura reaktora wykorzystane jako wejściowe warunki brzegowe do symulacji

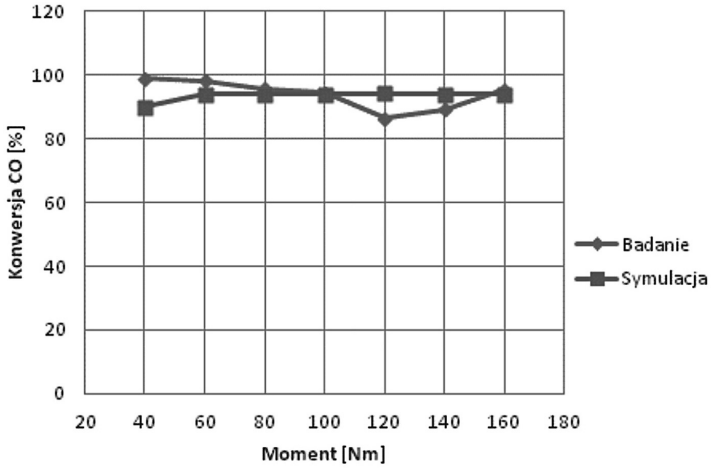
Jako warunek brzegowy na wyjściu reaktora program wykorzystuje wyłącznie wartości ciśnienia za reaktorem katalitycznym, które zostały również wyznaczone w trakcie eksperymentu stanowiskowego.

Wstępne próby prowadzone z wykorzystaniem programu AVL Boost pokazały, że wyniki symulacji ustalają się już po około 15 sekundach. Jako całkowity czas symulacji wybrano okres wynoszący 100 sekund oraz częstotliwość próbkowania równą 0,5 sekundy. W celu uzyskania dokładniejszych wyników symulacji przy określaniu stężeń gazów na wlocie reaktora oprócz wartości zamieszczonych na rysunku 2 skład gazu rozszerzono dodatkowo o zmierzone w trakcie tego samego eksperymentu wartości stężeń CO_2, O_2 oraz N_2.

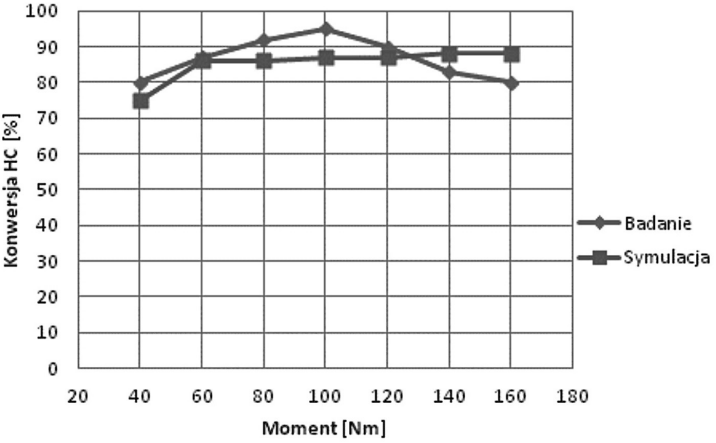
WYNIKI OBLICZEŃ SYMULACYJNYCH

Prowadzone obliczenia symulacyjne miały na celu porównanie wyników obliczeń symulacyjnych konwersji CO, THC oraz przemian tlenków azotu w tym konwersji NO i NO_2 oraz ocenę udziału NO w NO_X i NO_2 w NO_X dla standardowego

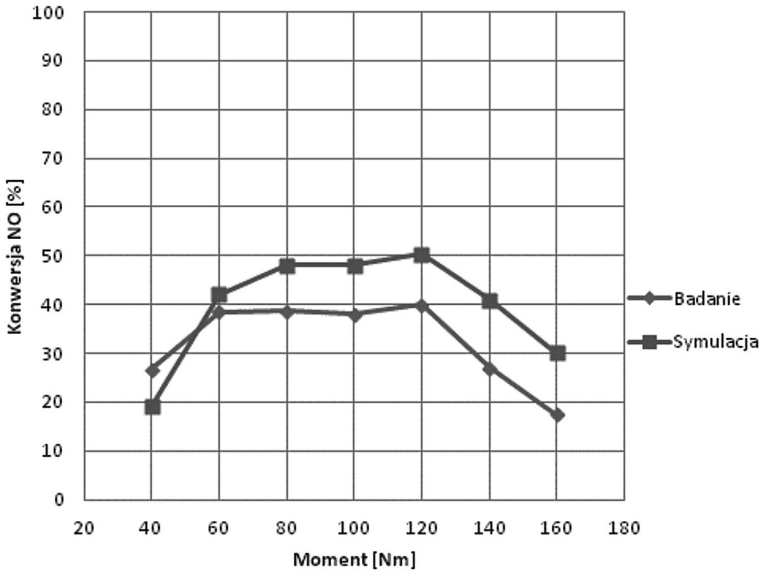
reaktora katalitycznego stosowanego w badanym silniku z wynikami pomiarów. Utleniający reaktor katalityczny wykorzystujący monolit kordierytowy posiadał pojemność V = 1,4 dm^3 przy gęstości kanalików 400 cpsi i ładunku metali szlachetnych 2.5 g Pt na 1 dm^3 objętości reaktora. Na rysunkach 3-6 przedstawiono porównanie wyników obliczeń symulacyjnych z wynikami badań eksperymentalnych kolejno dla konwersji CO, THC, NO i NO_2 oraz na rysunkach 7 i 8 udziałów NO w NO_X i NO_2 w NO_X na charakterystyce obciążeniowej silnika przy stałej prędkości obrotowej n = 2000 obr/min



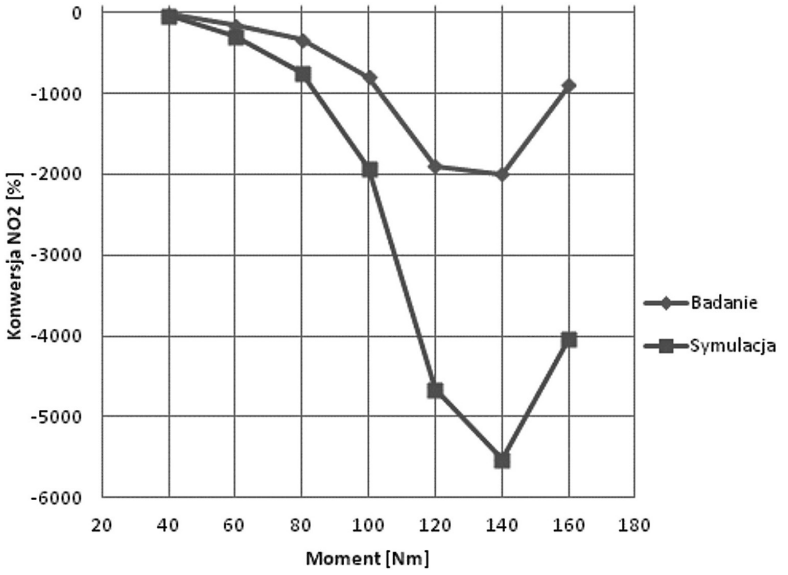
Rys. 3. Obliczenia symulacyjne i pomiary eksperymentalne konwersji CO w utleniającym reaktorze katalitycznym



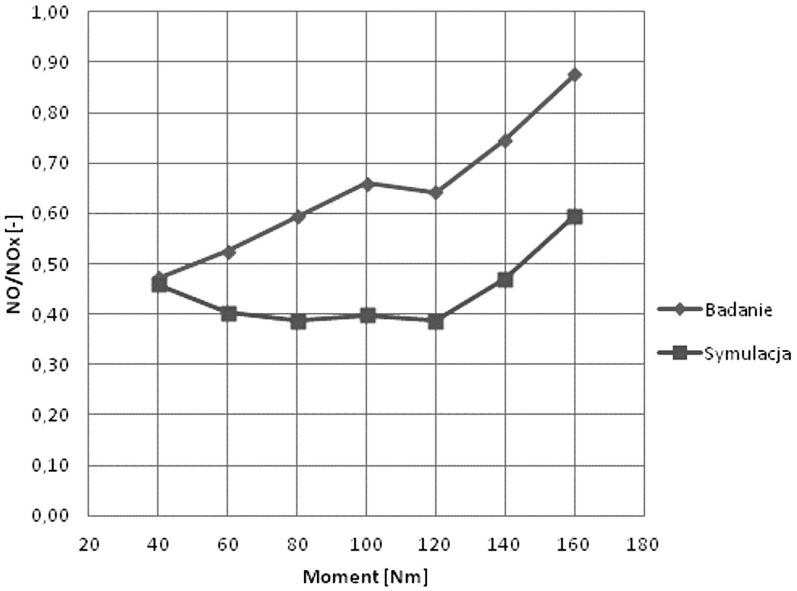
Rys. 4. Obliczenia symulacyjne i pomiary eksperymentalne konwersji HC w utleniającym reaktorze katalitycznym



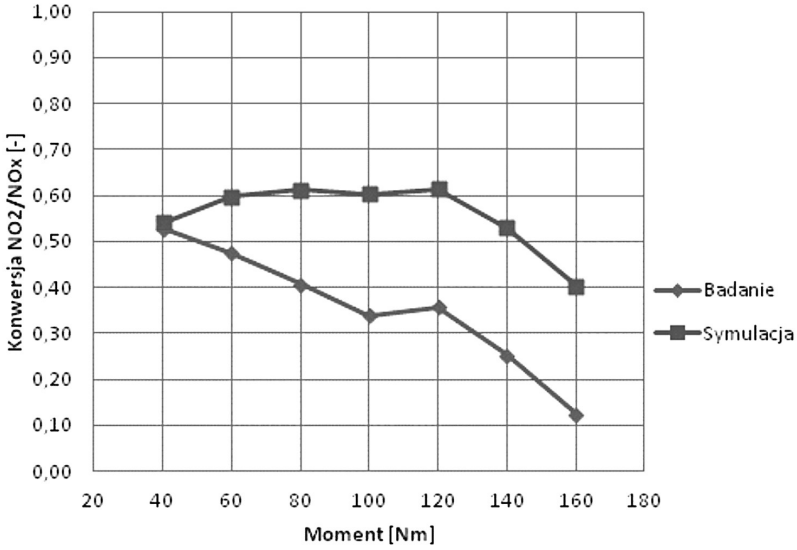
Rys. 5. Obliczenia symulacyjne i pomiary eksperymentalne konwersji NO w utleniającym reaktorze katalitycznym



Rys. 6. Obliczenia symulacyjne i pomiary eksperymentalne konwersji NO_2 w utleniającym reaktorze katalitycznym



Rys. 7. Obliczenia symulacyjne i pomiary eksperymentalne udziału NO w NO_X w utleniającym reaktorze katalitycznym



Rys. 8. Obliczenia symulacyjne i pomiary eksperymentalne udziału NO_2 w NO_X w utleniającym reaktorze katalitycznym

WNIOSKI

Na podstawie wyników obliczeń symulacyjnych uzyskanych w programie AVL Boost można było postawić następujące wnioski:

- wykorzystany moduł Aftertreatment programu AVL Boost pozwala w prosty sposób, bez konieczności projektowania całego silnika spalinowego symulować wyłącznie procesy zachodzące w układach oczyszczania spalin,
- uzyskane przebiegi zmian konwersji CO, HC są w przybliżeniu analogiczne z przebiegami uzyskiwanymi na rzeczywistym reaktorze utleniającym stosowanym w silnikach o zapłonie samoczynnym,
- uzyskane w badaniach symulacyjnych przebiegi zmian udziałów NO i NO_2 w NO_X odbiegają w niewielkim stopniu od zmian zarejestrowanych w badaniach eksperymentalnych, zachowując jednak ich charakter.

LITERATURA

1. AVL Boost Manuals. Graz Austria, 2010
2. Koltsakis G. C., Konstantinidis, P.A. and Stamatelos A. M.. *Development and application range of mathematical models for 3-way catalysts.* Applied Catalysis B.Environmental 12, p:161-191, 1997,
3. Konstandopoulos A. G., Johnson J. H.: *Wall-flow diesel particulate filter – Their pressure drop and collection efficiency.* SAE International Paper 890405, 2001

AVL BOOST SIMULATION AND EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF OXIDIZING CATALYTIC REACTOR FROM DIESEL PARTICLE FILTER SYSTEM

Abstract

Article contains results of simulations and experimental investigations of oxidizing catalytic reactor from diesel particle filter system used in 1,3 MultiJet GM Diesel engine. Investigations were done to compare conformity of simulations and experimental results. Simulations were done under program for simulation calculations AVL Boost and experimental result were taken from investigations carried on Diesel engine. Chemical reactions and reactions kinetics on which calculations of CO, HC conversion levels and NO and NO_2 participation in NO_X were based on are specified in this paper. As the input data for simulation calculations the actual values of toxic species concentrations in exhaust gases at the outlet of diesel engine were used. Measurements of toxic species were made in chosen engine steady state work points. Results presented in this paper have shown that calculations algorithm in AVL Boost program allows to achieve CO and HC conversion levels that are convergent with experimental results. Simultaneously some differences were observed in results of NO and NO_2 participation in NO_X.

Keywords: combustion engines, catalytic reactors, simulation, air pollution, environmental protection.

Rafał Longwic[1], Wincenty Lotko[2], Krzysztof Górski[2]

WYBRANE PARAMETRY PROCESU SPALANIA MIESZANIN OLEJU NAPĘDOWEGO Z ETEREM ETYLO-TERT-BUTYLOWYM W SILNIKU O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM

Streszczenie. W artykule przedstawiono wybrane parametry procesu spalania mieszanin eteru etylo-tert-butylowego (EETB) z olejem napędowym w silniku o zapłonie samoczynnym. Badania prowadzono metodą swobodnego rozpędzania silnika. Poddano analizie wpływ parametrów fizykochemicznych badanych paliw na obserwowane parametry procesu spalania.

Słowa kluczowe: silnik o zapłonie samoczynnym, warunki nieustalone, proces spalania, eter etylo-tert-butylowy.

WSTĘP

Badania dotyczące zastosowanie eteru etylo-tert-butylowego (EETB) w mieszaninach z olejem napędowym (O)N 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) [2, 3]. W tym zakresie wykazano m.in. bardzo korzystny wpływ EETB na ograniczenie emisji cząstek stałych (PM) [5]. Również rezultaty badań prowadzonych przez innych autorów wykazują szereg korzyści ekologicznych wynikających z zastosowania EETB jako dodatku zawierającego tlen do oleju napędowego [4, 5].

Eter etylo-tert-butylowy jest uzyskiwany w reakcji etanolu z izobutylenem. Jest stosowany jako komponent tlenowy benzyn silnikowych. W przeszłości wykorzystywano do tego celu eter metylo-tert butylowy (EMTB). Jednak ze względu na jego niekorzystne własności ekologiczne został on wycofany z użycia. Cechami charakterystycznymi EETB są przede wszystkim specyficzny zapach, wysoka lotność oraz niska temperatura zapłonu.

EETB w przeciwieństwie do etanolu nie posiada polarnej grupy wodorotlenowej. W przypadku etanolu odpowiadała ona za jego higroskopijność tj. skłonność do pochłaniania wody z otoczenia. W ten sposób powstaje mieszanina azeotropowa

[1] Katedra Pojazdów Samochodowych, Politechnika Lubelska.
[2] Zakład Technicznej Eksploatacji Pojazdów, Instytut Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Politechnika Radomska.

wody z etanolem o stężeniu alkoholu (zależnie od temperatury i ciśnienia) od 95,5% do 97,5% (v/v). W cząsteczce EETB atom tlenu jest związany z dwoma atomami węgla. Taka budowa eteru powoduje, że jego mieszalność z wodą jest znikoma. Jednocześnie uzyskuje się jego bardzo dobrą mieszalność z olejem napędowym, która nie ulega znaczącej zmianie pod wpływem temperatury. Wybrane własności fizykochemiczne EETB przedstawiono w tabeli 1.

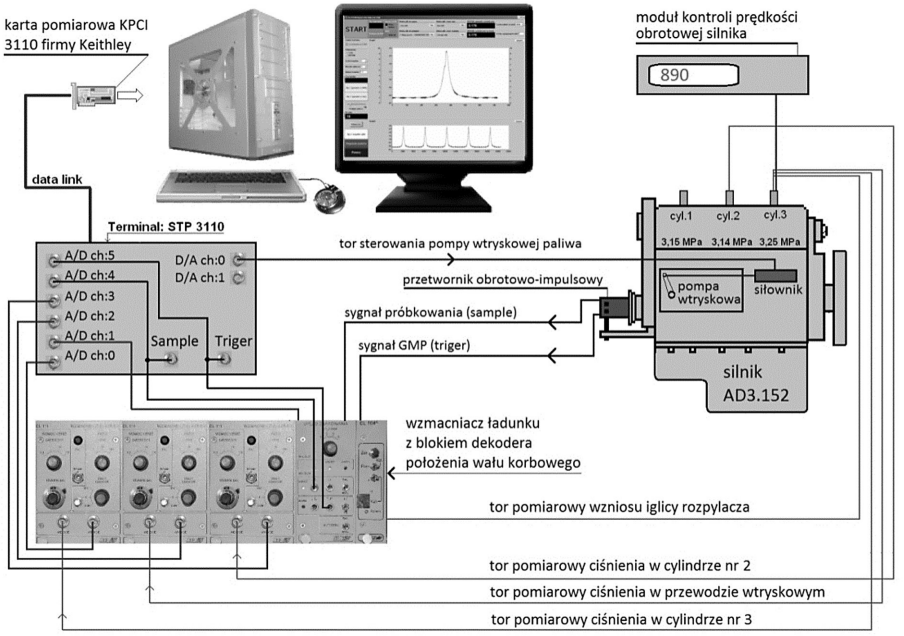
Tabela 1. Wybrane własności fizykochemiczne EETB

L.p.	Nazwa własności	Wartość
1.	Masa cząsteczkowa, [g/mol]	102,18
2.	Zawartość węgla, [%] (m/m)	70,53
3.	Zawartość wodoru, [%] (m/m)	13,81
4.	Zawartość tlenu, [%] (m/m)	15,66
5.	Gęstość, [g/cm^3]	0,745
6.	Lepkość w temp. 40 °C, [mm^2/s]	<1
7.	Rozpuszczalność H2O w EETB, [%]	0,5
8.	Rozpuszczalność EETB w H2O, [%]	1,2
9.	Temperatura zapłonu, [°C]	-19
10.	Temperatura samozapłonu, [°C]	310
11.	Ciepło parowania, [kJ/Mol]	32,97
12.	Ciepło spalania, [MJ/kg] (wet)	36,2
13.	Ciepło spalania, [MJ/kg] (dry)	39
14.	Wzór chemiczny, [-]	C6H14O
15.	Wartość pH, [-]	6,4
16.	Ciśnienie par, [kPa]	28
17.	Liczba cetanowa, [-]	8
18.	Liczba oktanowa (badawcza), [-]	119
19.	Liczba oktanowa (motorowa), [-]	103
20.	Temperatura wrzenia, [°C]	72
21.	Oddziaływanie korozyjne,	1A

Na uwagę zasługuje mała wartość liczby cetanowej oraz duża temperatura samozapłonu rozpatrywanego eteru. Są to cechy, które nie sprzyjają jego bezpośredniemu zastosowaniu jako samoistnego paliwa do zasilania silników o zapłonie samoczynnym. 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.

OPIS BADAŃ EMPIRYCZNYCH, METODYKA BADAŃ

Przeprowadzone badania empiryczne miały na celu uzyskanie danych do wyznaczenia wybranych parametrów procesu spalania mieszanin oleju napędowego z EETB 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 rysunku 1



Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego [3]

W badaniach stosowano mieszaniny oleju napędowego z EETB o własnościach fizykochemicznych przedstawionych w tabeli 2. Metodykę oraz warunki pomiaru ww. parametrów fizykochemicznych przedstawiono w pracy [3]. 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).

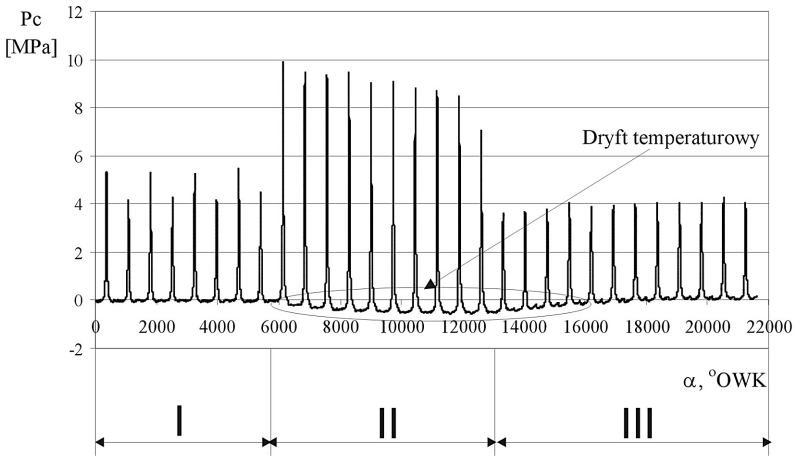
Na rysunku 2 pokazano przykładową rejestrację ciśnienia w komorze spalania dla 30 kolejnych cykli pracy silnika w warunkach swobodnego rozpędzania. Metodykę prowadzonej próby rozpędzania opisano między innymi w [1].

Tabela 2. Własności fizykochemiczne badanych paliw [3]

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	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

W zarejestrowanym przebiegu ciśnienia w komorze spalania można wyróżnić trzy okresy pracy silnika – patrz rysunek 2 (przebieg pierwotny bez obróbki numerycznej – obarczony zjawiskiem dryftu temperaturowego [1]):

I. okres pracy na biegu jałowym – prędkość obrotowa wału korbowego i temperatura oleju pracującego silnika są równe wartościom ustalonym dla warunków początkowych, położenie listwy sterującej dawką paliwa h ≅ const, przyspieszenie kątowe wału korbowego silnika ε = 0.
II. okres pracy w warunkach swobodnego rozpędzania – n≠const, nieustalony stan cieplny silnika, h = $h_{max,}$ ε ≠ 0;
III. okres pracy na biegu luzem – n = n_{max}, quasi ustalony stan cieplny silnika, h ≅ const, ε = 0.



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

Uzyskane przebiegi ciśnienia w komorze spalania posłużyły do obliczenia wartości średniego ciśnienia indykowanego, maksymalnego ciśnienia spalania, kąta wy-

stępowania początku spalania, kąta występowania maksymalnego ciśnienia i maksymalnej prędkości narastania ciśnienia wewnątrz komory spalania.

WYNIKI BADAŃ I ICH ANALIZA

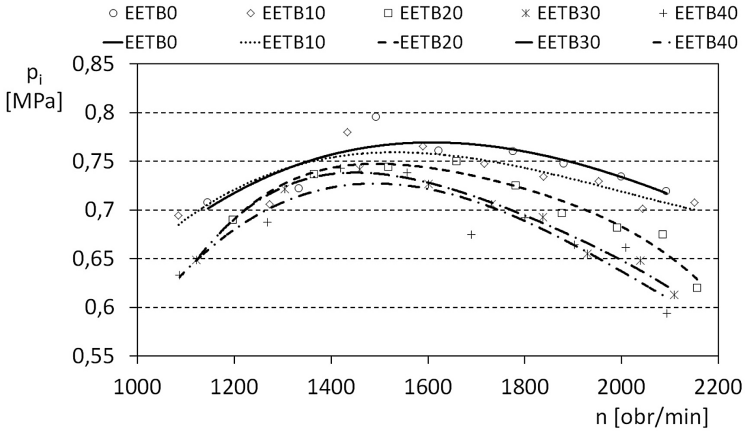
Zasilania silnika o ZS mieszaninami EETB z ON teoretycznie winno skutkować odmiennym przebiegiem procesu spalania w stosunku do spalania czystego oleju napędowego. Obserwowane różnice powinny być spowodowane głównie:

- odmiennym przebiegiem procesu wtrysku –głównie z powodu mniejszej lepkości mieszanin EETB z ON w stosunku do ON maleje maksymalne ciśnienie wtrysku i kąt początku wtrysku – przy porównywalnych wartościach kąta trwania wtrysku może to prowadzić do nieznacznego zmniejszenia dawki wtryskiwanych mieszanin EETB z ON w stosunku do ON [3];
- dla mieszanin EETB z ON stwierdzono maksymalnie o około 40% mniejszą wartość liczby cetanowej w stosunku do ON – powinno to powodować wydłużenie okresu przedpłomiennego a zatem zwiększenie wartości kąta zwłoki samozapłonu; większe wartości kąta zwłoki samozapłonu będą oddziaływać na wzrost wartości maksymalnej i średniej prędkości narastania ciśnienia;
- mniejsza lepkość, gęstość i napięcie powierzchniowe dla mieszanin EETB z ON w stosunku do ON mogą powodować zmiany parametrów tworzenia mieszaniny palnej takich jak: zasięg strugi paliwa, kąt rozpylenia paliwa, średnica kropel paliwa, średnia średnica Sautera, moment występowania wtórnego rozpadu kropel paliwa.

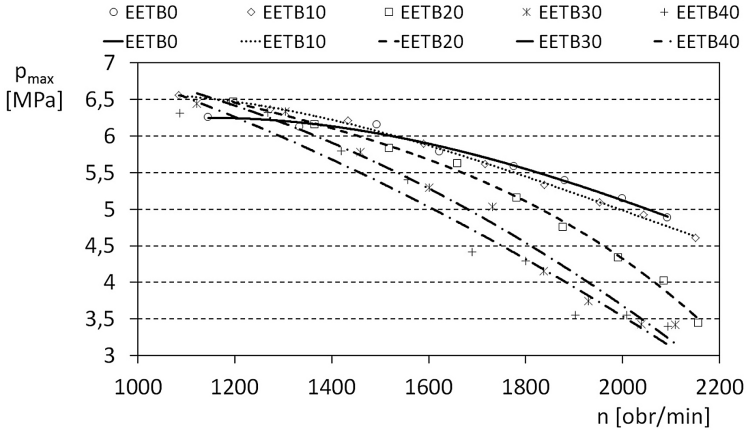
Najistotniejszym czynnikiem warunkującym przebieg procesu spalania jest w rozpatrywanym przypadku znacząca różnica w wartościach liczby cetanowej dla mieszanin EETB z ON w stosunku do ON. Wartość liczby cetanowej ma bezpośredni wpływ na okres i kąt zwłoki samozapłonu. Opóźnienie samozapłonu odgrywa istotną rolę w procesie spalania i ma bezpośredni wpływ na przebieg wartości ciśnienia wewnątrz cylindra. Nie bez znaczenia dla przebiegu procesu spalania mieszanin EETB z ON jest budowa chemiczna cząsteczki EETB. Należy się spodziewać, że duża zawartość tlenu związanego w cząsteczce tego paliwa będzie się przyczyniać do poprawy procesu spalania szczególnie w silnikach z wtryskiem bezpośrednim, które charakteryzują się lokalnym niedoborem tlenu do spalania, co jest istotne zwłaszcza w warunkach nieustalonych.

Na rysunkach od 3 do 7 pokazano przebieg wybranych parametrów procesu spalania dla sinika AD 3.152 zasilanego paliwami badanymi w warunkach swobodnego rozpędzania, przy kącie dynamicznego początku tłoczenia paliwa α_{dpt}=10°OWK. Stwierdzono, że wartości średniego ciśnienia indykowanego wzrastały przy zmniejszeniu udziału objętościowego EETB w mieszaninie z ON. Maksymalna różnica bezwzględna występowała dla ON i EETB40 i wynosiła około 0,1 MPa – rysunek 3. Istotne różnice zaobserwowano również dla maksymalnego ciśnienia spalania –

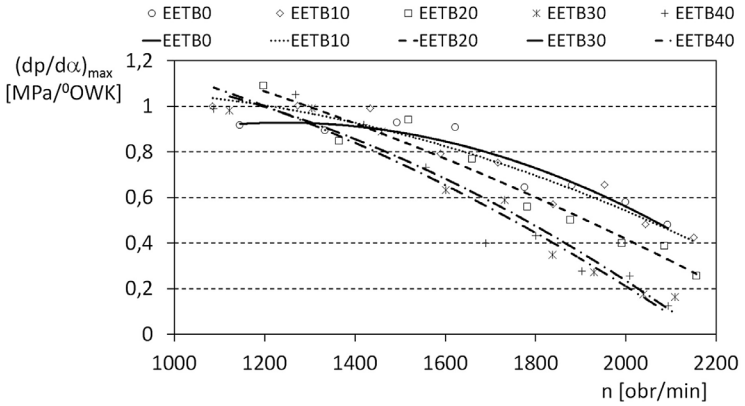
rysunek 4. Maksymalne ciśnienia spalania były mniejsze dla większych udziałów objętościowych EETB w mieszaninie z ON. Wspomniane różnice powiększały się przy wzroście prędkości obrotowej silnika i wynosiły maksymalnie dla EETB 40 i ON około 2 MPa. Obserwowano również mniejsze wartości maksymalnej prędkości narastania ciśnienia dla mieszanin ON z EETB w stosunku do ON – rysunek 5. Dla maksymalnej prędkości narastania ciśnienia różnice pomiędzy paliwami z domieszką EETB i czystym olejem napędowym ON powiększały się wraz ze wzrostem prędkości obrotowej i wynosiły maksymalnie około 0,7 MPa/°OWK (pomiędzy EETB40 i ON). Nie obserwowano zatem wzrostu maksymalnej prędkości narastania ciśnienia dla mieszanin EETB z ON w stosunku do ON, który mógłby być spowodowany mniejszymi wartościami liczby cetanowej dla większych udziałów EETB w mieszaninie z ON.



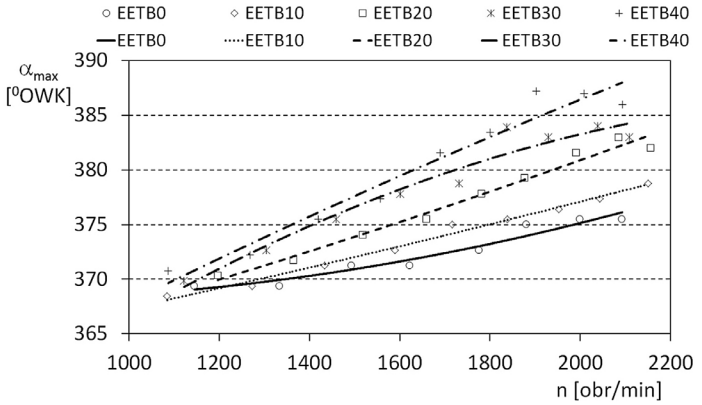
Rys. 3. Przebieg średniego indykowanego w zależności od prędkości obrotowej przy zasilaniu silnika mieszaninami oleju napędowego z EETB



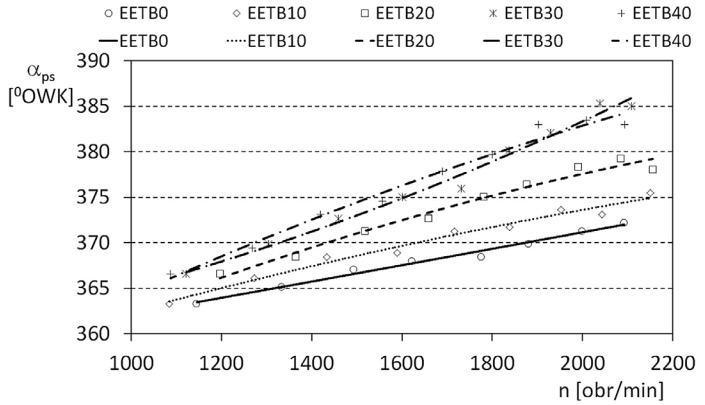
Rys. 4. Przebieg maksymalnego ciśnienia spalania w zależności od prędkości obrotowej przy zasilaniu silnika mieszaninami oleju napędowego z EETB



Rys. 5. Przebieg maksymalnej prędkości narastania ciśnienia w zależności od prędkości obrotowej przy zasilaniu silnika mieszaninami oleju napędowego z EETB



Rys. 6. Przebieg kąta występowania maksymalnego ciśnienia spalania w zależności od prędkości obrotowej przy zasilaniu silnika mieszaninami oleju napędowego z EETB



Rys. 7. Przebieg kąta występowania początku spalania w zależności od prędkości obrotowej przy zasilaniu silnika mieszaninami oleju napędowego z EETB

Mała wartość liczby cetanowej dla EETB, przy niewielkich różnicach w kącie początku wtrysku (obserwowano niewielkie zmniejszenie kąta początku wtrysku przy większych udziałach objętościowych EETB w mieszaninie z ON [3]) skutkowały zwiększeniem kątów występowania początku spalania i maksymalnego ciśnienia spalania dla większych udziałów EETB w mieszaninie z ON. Maksymalne różnice dochodziły nawet do około 13°OWK – rysunek 6 i 7.

WNIOSKI

W pracy przedstawiono wybrane parametry procesu spalania mieszanin oleju napędowego z terem etylo-tert-butylowym w silniku o zapłonie samoczynnym. Badania prowadzono w warunkach nieustalonych metodą swobodnego rozpędzania, wywołanego skokową zmianą położenia dźwigni sterującej dawką paliwa. Stwierdzono, że wzrost zawartości EETB w mieszaninie z ON wpływa na zmniejszenie wartości średniego ciśnienia indykowanego i maksymalnego ciśnienia spalania - obserwowane różnice bezwzględne wzrastały wraz ze wzrostem prędkości obrotowej silnika. Wynika to głównie z faktu zmniejszania się wartości opałowych dla większych udziałów objętościowych EETB w mieszaninie z ON. Nie bez znaczenia jest również mniejsza lepkość mieszanin EETB z ON w stosunku do ON, która oddziałuje na zmniejszenie dawki objętościowej wtryskiwanego paliwa. Zmniejszająca się wraz udziałem EETB w mieszaninie z ON gęstość wpływać będzie dodatkowo na zmniejszenie wielkości dawki masowej a zatem i dawki energetycznej. Z uwagi na powyższe nie obserwowano wzrostu maksymalnej prędkości narastania ciśnienia mimo, że zwiększenie udziału EETB w mieszaninie z ON wpływa na zmniejszenie liczby cetanowej. Proces spalania rozpoczynał się później ale z uwagi na mniejsze ilości energii doprowadzonej wraz z paliwem nie następował wzrost maksymalnego ciśnienia spalania i maksymalnej prędkości narastania ciśnienia. Nieduże różnice w wartościach średniego ciśnienia indykowanego potwierdzają możliwość stosowanie EETB jako domieszki do oleju napędowego. Wpływa to jak wspomniano na wstępie pracy na zmniejszenie emisji cząstek stałych co jest szczególnie istotne w nieustalonych warunkach pracy silników spalinowych.

LITERATURA

1. Longwic R., Charakterystyka działania silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach swobodnego rozpędzania, Monografia, Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, Lublin 2011.
2. Lotko W., Górski K, Zasilanie silnika wysokoprężnego mieszaninami ON i EETB, WNT, Warszawa 2011.
3. Lotko W., Górski K. Longwic R., Nieustalone stany pracy silnika wysokoprężnego zasilanego olejem napędowym z eterem etylo - tert - butylowym, Monografia, WK i Ł, Warszawa 2010.

4. 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.
5. 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): 2017-2024 (2009).

THE SELECTED PARAMETERS OF THE COMBUSTION PROCESS OF DIESEL FUEL AND ETHYL-TERT-BUTYL ETHER MIXTURES IN DIESEL ENGINE

Abstract

In the article shown the selected parameters of the combustion process of ethyl-tert-butyl ether (EETB) with diesel fuel mixtures in Diesel engine. Research conducted by the free engine run-up. Explores the impact of physico-chemical parameters of the tested fuels on combustion process parameters observed.

Keywords: diesel engine, transient conditions, burning process, ethyl-tert-butyl ether.

Arkadiusz Małek[1], Konrad Pietrykowski[1], Rafał Sochaczewski[2]

BADANIA MODELOWE GENERATORA PARY WODNEJ W PROGRAMIE AVL FIRE

Streszczenie. W ramach projektu Lider realizowanego na Politechnice Lubelskiej została opracowana konstrukcja generatora pary wodnej oparta o wtryskiwacz wody. Przedmiotowy generator pary będzie wykorzystywany w badaniach do zasilania elektrolizera w parę wodną o określonych parametrach (temperaturze i ciśnieniu). Użyte środowisko projektowania bryłowego 3D Catia v5 R20 posiada możliwość generowania dokumentacji w formatach akceptowalnych przez programy służące do dynamicznych obliczeń przepływowych CFD. Objętość modelu komory parowej została poddana przestrzennej dyskretyzacji na elementy skończone. Kształt komory parowej elektrolizera został zoptymalizowany pod względem wielkości i kształtu (przede wszystkim gorącego denka) w celu generowania homogenicznego (w wyniku dobrego mieszania) strumienia pary wodnej. Możliwość zapewnienia stabilnego w czasie przepływu pary jest kluczowa w zapewnianiu optymalnych warunków pracy wysokotemperaturowego elektrolizera HTPEM (*ang. High Temperature Proton Exchange Membrane*) oraz rzutuje w znacznym stopniu na utrzymanie jego sprawności na odpowiednim poziomie.

Słowa kluczowe: Elektrolizer HTPEM, badania CDF, generator pary wodnej

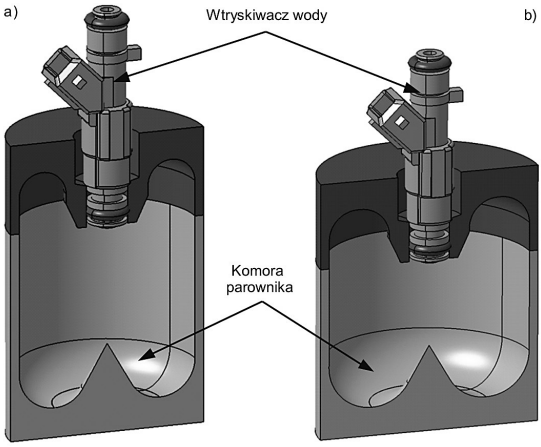
BUDOWA MODELU

W ramach projektu Lider realizowanego na Politechnice Lubelskiej została opracowana konstrukcja generatora pary wodnej oparta o wtryskiwacz wody. Przedmiotowy generator pary będzie wykorzystywany w badaniach do zasilania elektrolizera w parę wodną o określonych parametrach (temperaturze i ciśnieniu) [2]. Generator pary wodnej stanowi ważny element wysokotemperaturowego elektrolizera typu PEM i może on podlegać efektywnemu sterowaniu w celu optymalizacji jego osiągów [1,4,5]. Wydajny i o dużej sprawności elektrolizer będzie urządzeniem do produkcji bardzo czystego wodoru wykorzystywanego do zasilania ekologicznych systemów generowania mocy opartych na ogniwach paliwowych typu PEM i HTPEM [3].

Badania symulacyjne przeprowadzono dla dwóch przypadków geometrii generatora pary. Kształt generatora zachowano podobny, natomiast w drugim przypadku zmieniono wymiary komory parownika zmniejszając jej wysokość oraz po-

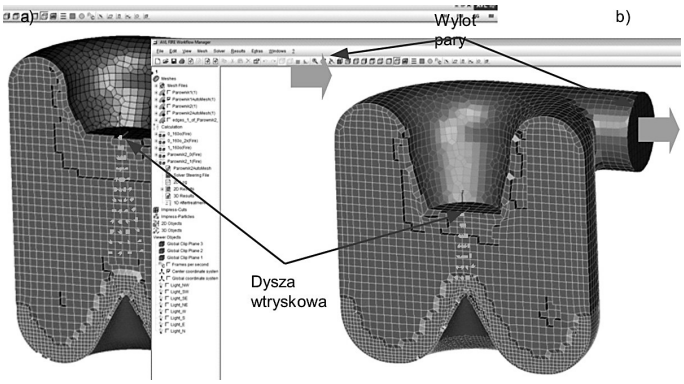
[1] Politechnika Lubelska, e-mail: lider@pollub.pl
[2] Katedra Termodynamiki, Mechaniki Płynów i Napędów Lotniczych, Politechnika Lubelska.

większając średnicę przy zbliżonej objętości. Model geometryczny opracowano w programie CATIA v5 r20 (rys. 1). Jest to model uproszczony nie zawierający układu dostarczania energii cieplnej, elementów mocujących oraz przewodów doprowadzających wodę i odprowadzających parę wodną.



Rys. 1. Model geometryczny: a) wersja 1, b) wersja 2

Dyskretyzację przestrzenną modelu komory parownika na elementy skończone przeprowadzono w programie AVL FIRE. Wydajność oraz dokładność obliczeń jest bezpośrednio związana z jakością wygenerowanej siatki. W celu wyeliminowania nieciągłości w geometrii oraz zapewnienia wymaganej dokładności obliczeń wykonano weryfikację poprawności opracowanej siatki za pomocą specjalnej funkcji zaimplementowanej w zastosowanym oprogramowaniu. Ostatecznie model w wersji pierwszej składał się z około 62 400 komórek oraz w wersji drugiej z 72 500 komórek (rys. 2). Ten poziom dyskretyzacji geometrycznej zapewnił wymaganą dokładność obliczeń przy jednoczesnym skróceniu czasu obliczeń.



Rys. 2. Siatka obliczeniowa: a) wersja 1, b) wersja 2

Obliczenia przepływu gazu przeprowadzono zgodnie z równaniami Naviera-Stokesa opisującymi zasadę zachowania masy i pędu dla płynów ściśliwych w zapisie tensorowym. Główne równanie całkowitej entalpii zostało przyjęte jako suma mechanicznej energii konwersji oraz entalpii chemiczno-termicznej. Rozwiązanie równania transportu dla całkowitej entalpii było wykonane zgodnie z zaleceniami dotyczącymi modelowania CFD. Dotyczyło to obliczenia liczby Eckerta'a ujmującej wpływ temperatury.

Z uwagi na występowanie przepływu burzliwego niezbędne było zdefiniowanie odpowiedniego modelu turbulencji. W czasie obliczeń zastosowano model k-zeta-f, który jest zalecany przez producenta oprogramowania AVL FIRE w obliczeniach CFD. W tym przypadku oprócz podstawowych równań transportu należy dodatkowo rozwiązać równania dla k, zeta i f. Obliczenia prowadzono przy założeniu modelu gęstości gazu idealnego, gdzie gęstość została określona funkcją ciśnienia i temperatury.

ZAŁOŻENIA MODELU

Założono, że do generatora wtryskiwana jest woda, która po odparowaniu wypływa na zewnątrz przez otwór wylotowy. Woda dozowana jest do komory parownika przy użyciu modelu wtryskiwacza, którego geometria odpowiada kształtem i wymiarami oryginalnemu wtryskiwaczowi, który będzie zastosowany w prototypie generatora. Wtrysk realizowano funkcją skokową w zależności od czasu wtrysku paliwa, zapewniając stały wydatek w czasie całego procesu wtrysku.

W celu przeprowadzenia symulacji procesu wtrysku i odparowania wody wewnątrz generatora pary przyjęto następujące warunki brzegowe:

- temperatura wtryskiwanej wody 100 °C,
- temperatura ścianek 160 °C,
- stałe ciśnienie na wylocie 100 kPa,
- wydatek wtryskiwacza 1,4 g/s.

Obliczenia wykonano dla trzech wariantów wtrysku pary wodnej zarówno dla wersji pierwszej jak i wersji drugiej modelu, co daje łącznie sześć przypadków obliczeń (tabela 1). We wszystkich przypadkach wydatek wtryskiwacza jest jednakowy, jednakże różnią się one częstotliwością i czasem wtrysku wody.

Na podstawie wykonanych wstępnych obliczeń symulacyjnych ustalono krok obliczeniowy równy 5 ms. Obliczenia wykonano dla 3 sekundowego procesu, co oznaczało wygenerowanie 30 kolejnych wtrysków dla częstotliwości 10 Hz i 60 dla 20 Hz. Pozwoliło to na ustabilizowanie się masy filmu wodnego na ściankach komory parownika w każdym punkcie badawczym z wyjątkiem v1_20Hz_x2. Na każdy krok obliczeniowy przypadało 15 iteracji, co daje w sumie 600 kroków i 9 000 iteracji dla każdego punktu obliczeniowego.

Tabela 1. Zakres badań modelowych

Wariant	Wersja siatki	Częstotliwość wtrysków	Czas wtrysku	Masa wtrysku	Wydatek wtryskiwacza
	[-]	[Hz]	[ms]	[mg]	[g/s]
v1_10Hz	1	10	20	28	1,4
v1_20Hz	1	20	10	14	1,4
v1_20Hz_x2	1	20	20	28	1,4
v2_10Hz	2	10	20	28	1,4
v2_20Hz	2	20	10	14	1,4
v2_20Hz_x2	2	20	20	28	1,4

WYNIKI BADAŃ SYMULACYJNYCH

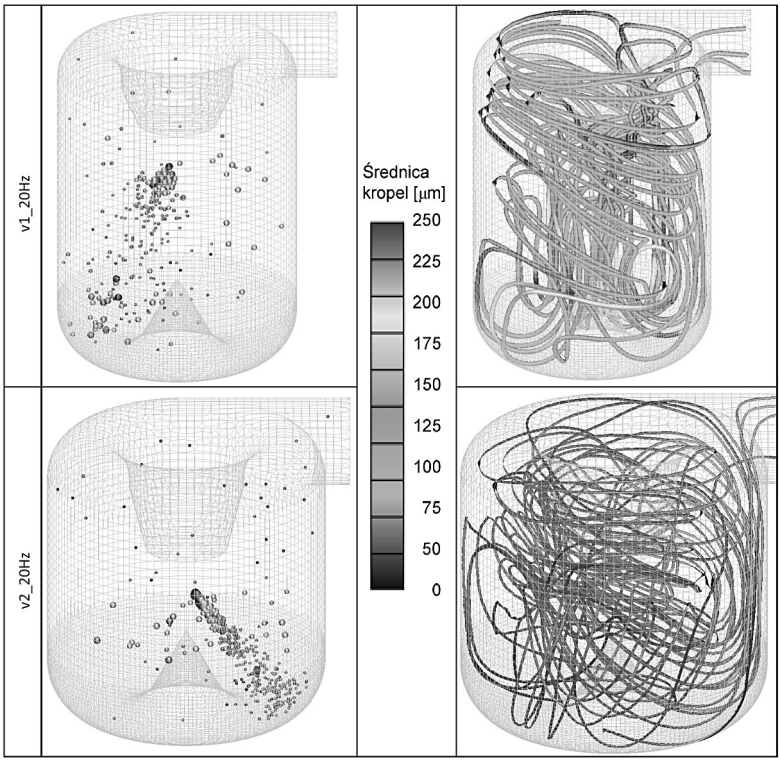
W wyniku przeprowadzonych badań symulacyjnych uzyskano przebiegi czasowe zmiany masy filmu wodnego w komorze parownika po wtrysku wody w zależności od kształtu komory oraz przyjętej strategii wtrysku. Poniżej przedstawiono wybrane wyniki wpływu zastosowanej geometrii, częstotliwości oraz masy wtrysku na intensywność powstawania i parowania filmu wodnego. Ze względu na potrzebę właściwej wizualizacji i interpretacji wyników badań symulacyjnych, dla każdego punktu badawczego przyjęto stałe skale. Tabela 2 przedstawia wizualizację wtrysku wody dla punktu badawczego v1_20Hz i v2_20Hz. Widoczny jest przebieg wtrysku wody oraz zmieniający się pod wpływem wtrysku rozkład linii prądu pokazujący występowanie ruchu wirowego dla już ustalonych warunków pracy.

Jak wykazały badania już od początku inicjacji wtrysku następuje atomizacja strugi paliwa. Krople wody rozprzestrzeniają się w komorze parownika tworząc stożkowy kształt aerozolu. Po czasie około 5 ms od momentu rozpoczęcia wtrysku zatomizowana woda uderza o dolną ściankę komory parownika. Niemalże cała dawka wtryśniętej wody dociera do ścianki. Powstaniu filmu wodnego towarzyszą siły aerodynamiczne zawirowanego powietrza. Powietrze powoduje przemieszczanie się filmu wodnego promieniowo w kierunku od osi parownika na zewnątrz, jak również dodatkowo w kierunku otworu wylotowego w przypadku wersji pierwszej parownika. Wzdłużne rozciąganie powierzchni filmu paliwa wywołane jest niesymetrycznym rozkładem prędkości w przestrzeni parownika.

Powierzchnia filmu paliwowego przyjmuje kształt okrągły, jednakże tylko w przypadku wersji drugiej parownika. Maksymalna grubość filmu występuje w miejscu zderzenia strugi z powierzchnią. Grubość filmu osiąga większą wartość w przypadku pierwszej wersji parownika.

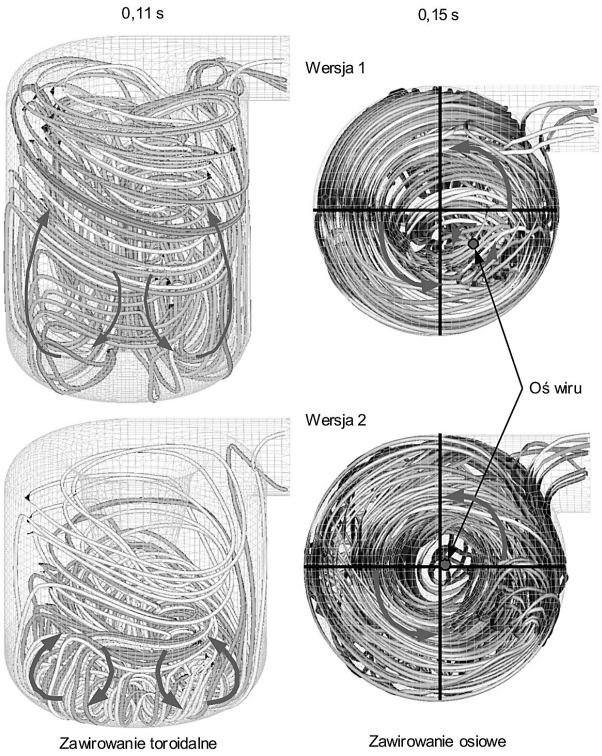
W przestrzeni parownika zauważono dwa typy zawirowań: toroidalne oraz osiowe (rysunek 3). Pierwsze zawirowanie powstaje na skutek przekazywania pędu rozpędzonych kropel wody cząsteczkom pary wodnej, natomiast zawirowanie osio-

Tabela 2. Rozkłady kropel i linii prądu końcem jednego cyklu wtrysku



we powstaje w drugiej fazie cyklu, czyli po zakończeniu procesu wtrysku i osiąga największą intensywność w chwili poprzedzającej kolejny wtrysk. Drugi typ zawirowania powstaje na skutek asymetrycznego umieszczenia wylotu pary. Z rysunku 4 przedstawiającego przebiegi czasowe prędkości zawirowania osiowego wynika, że zawirowanie to ustaje po czasie ok. 1 s. Wynika to prawdopodobnie z rosnącej masy filmu wodnego osiadającego na ściankach, który paruje z coraz większą intensywnością zakłócając ruch wirowy.

Na rysunku 3 widoczne są różnice występujące w zawirowaniach wynikające z różnic w konstrukcji wersji 1 i 2 parownika. W wersji pierwszej większa wysokość komory skutkuje zmniejszeniem energii wtrysku i zmniejszeniem intensywności zawirowania toroidalnego. Widoczne jest też przesunięcie osi zawirowania osiowego. Jest to zjawisko niekorzystne, ponieważ prowadzi do przesunięcia lokacji kropel osiągających dolną ściankę komory parownika. Zjawisko to widoczne jest zarówno na rysunkach zamieszczonych w tabeli 2 jak i w tabeli 3, przedstawiającej rozkłady filmu wodnego. Niezależnie od zastosowanej strategii wtrysku w przypadku wersji pierwszej komory parownika rozkład filmu wodnego jest niesymetryczny i część filmu gromadzi się na ściankach bocznych komory. W przypadku v2_20Hz_x2, czy-

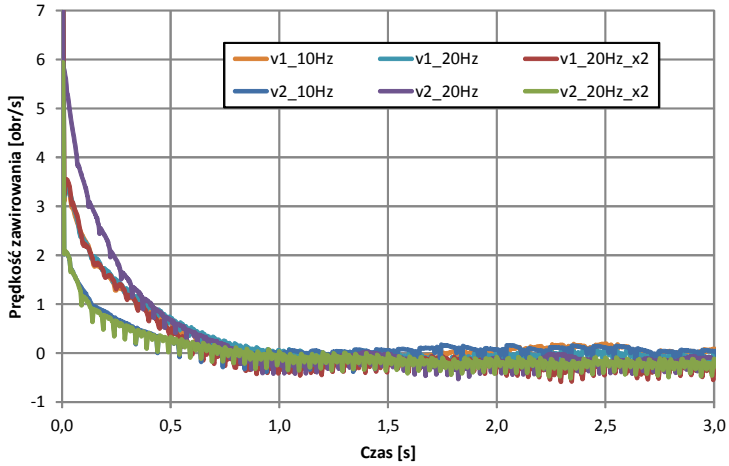


Rys. 3. Zawirowania w komorze parownika

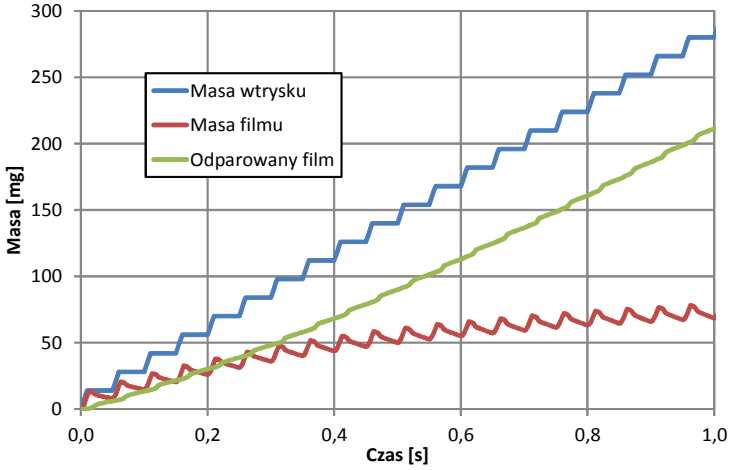
li przy zdwojonej dawce wtrysku, występuje nawet transport filmu do przewodu wylotowego. Z tej przyczyny nie nastąpiło ustalenie się masy filmu paliwowego widoczne m.in. na rysunku 11.

Na rysunku 5 przedstawiono przebieg czasowy masy wtrysku, masy filmu wodnego oraz masy odparowanego filmu. Można zaobserwować proces ustalania się masy wody w poszczególnych stanach skupienia. Po czasie ok. 0,8 s masa filmu przestaje się zmieniać, również różnica pomiędzy masą wtrysku a masą odparowanego filmu osiąga wartość stałą.

Rysunki 6 i 7 przedstawiają przebiegi czasowe grubości i powierzchni filmu wodnego w komorze parownika, natomiast rysunki 8 – 11 porównanie przebiegów masy filmu, temperatury pary wodnej oraz powierzchni i grubości filmu dla poszczególnych punktów badawczych. Wyraźnie widoczny jest wpływ częstotliwości wtrysku na amplitudę wahań grubości filmu paliwowego. Przy zwiększeniu częstotliwości z 10 do 20 Hz następuje zmniejszenie amplitudy o ok. 30%. Wpływ częstotliwości na powierzchnię filmu jest dużo mniejszy. Z analizowanych przebiegów wynika również, że ustalona grubość filmu osiąga większą wartość dla pierwszej



Rys. 4. Przebieg czasowy prędkości zawirowania pary w komorze parownika



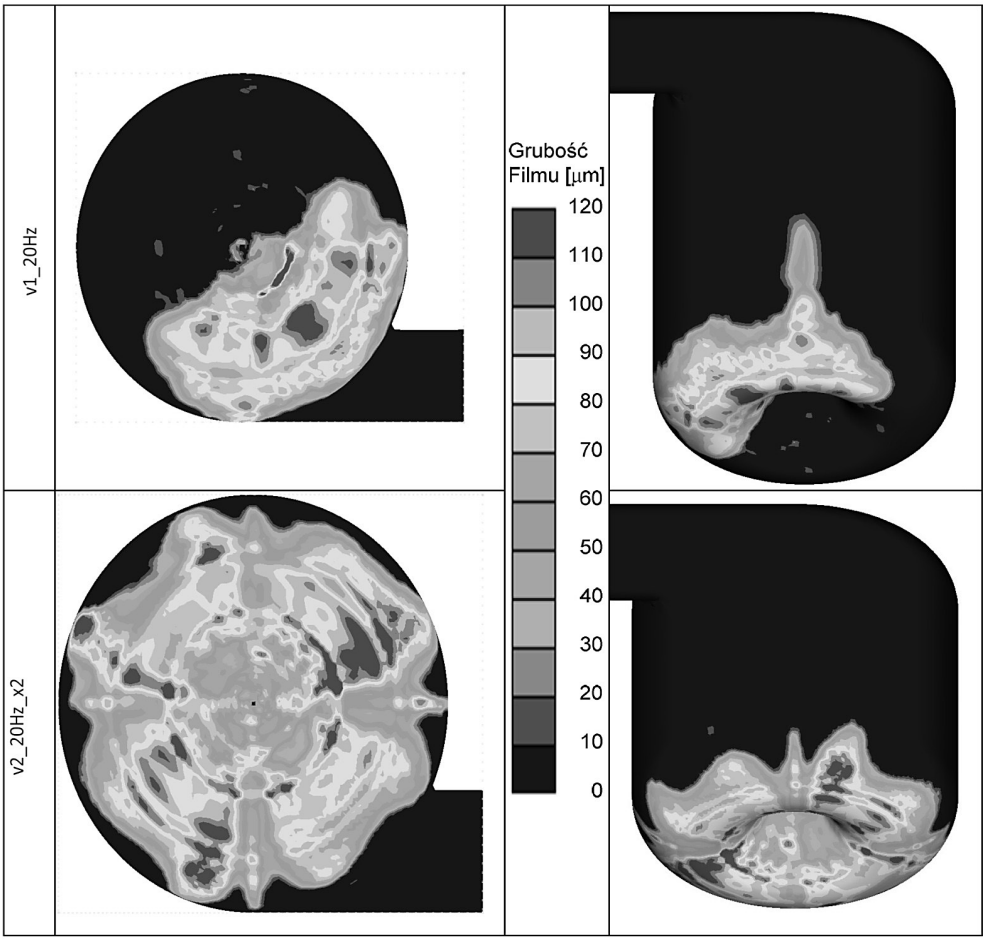
Rys. 5. Przebieg czasowy masy wtrysku, masy filmu i masy odparowanego filmu w komorze parownika dla przypadku v1_20Hz

wersji parownika, natomiast w przypadku wersji 2 szybciej następuje ustalenie się grubości i powierzchni filmu.

WNIOSKI Z BADAŃ SYMULACYJNYCH

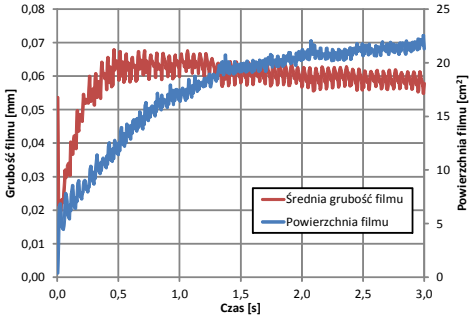
Przeprowadzone badania modelu generatora pary wodnej miały na celu pozyskanie wiedzy na temat zjawisk zachodzących w komorze parownika podczas jego pracy, a także określenie zaleceń odnośnie projektowania prototypu generatora.

Tabela 3. Rozkłady filmu wodnego dla jednego cyklu wtrysku dla dwóch przypadków w chwili 3 s

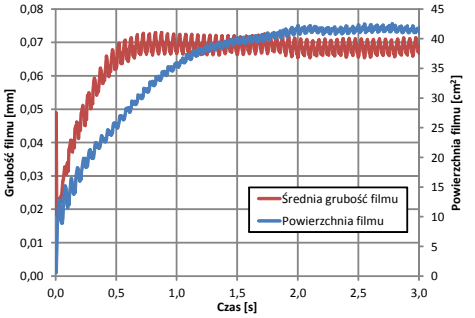


Z przeprowadzonych analiz wynikają następujące wnioski:

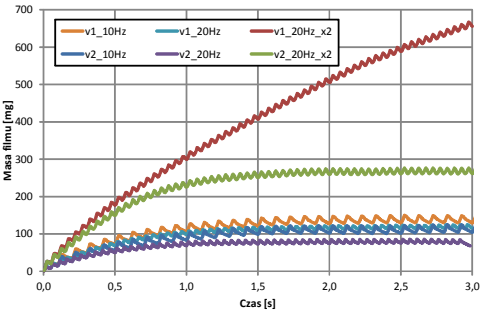
- Krople wody rozprzestrzeniają się w komorze parownika tworząc stożkowy kształt aerozolu. Na dolnej ściance parownika powstaje film wodny, którego masa ustala się po ok. 1,5 s od momentu rozpoczęcia wtrysku. Wewnątrz komory parownika powstaje dwa rodzaje zawirowań: osiowe oraz toroidalne.
- Zwiększenie wysokości komory parownika powoduje pojawienie się asymetrii w rozkładzie prędkości i oddalenie się osi wiru osiowego od osi parownika. Asymetria rozkładu prędkości wpływa niekorzystnie na kształt filmu wodnego, który zaczyna się przemieszczać w kierunku otworu wylotowego.
- Ze względu na konieczność zapewnienia równomierności generowania pary zalecane jest zastosowanie w generatorze krótkiej i szerokiej komory parownika.



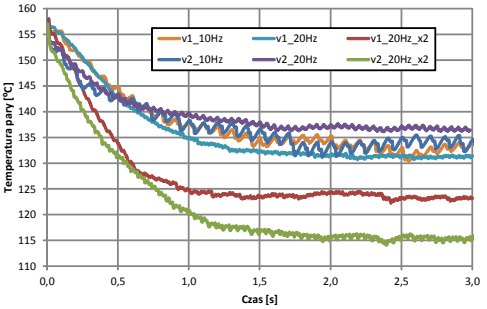
Rys. 6. Przebieg czasowy średniej grubości i masy filmu w komorze parownika dla przypadku v1_20Hz



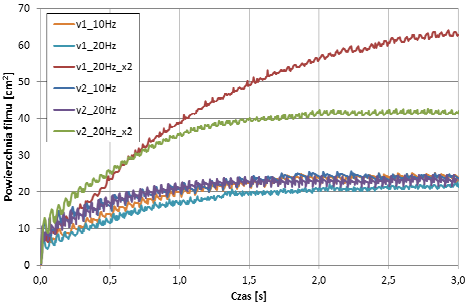
Rys. 7. Przebieg czasowy średniej grubości i masy filmu w komorze parownika dla przypadku v2_20Hz_x2



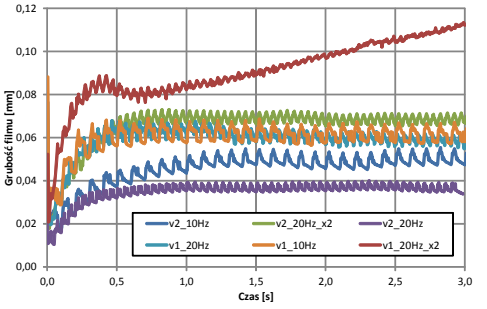
Rys. 8. Przebieg czasowy masy pary wodnej w komorze parownika



Rys. 9. Przebieg czasowy temperatury pary



Rys. 10. Przebieg czasowy powierzchni filmu wodnego



Rys. 11. Przebieg czasowy grubości filmu wodnego

Na podstawie przedstawionych badań modelowych symulacyjnych została opracowana dokumentacja wtryskowego układu generowania pary wodnej dla potrzeb zasilania wysokotemperaturowego elektrolizera wodoru.

LITERATURA

1. Kłonica M., Małek A.: Wpływ wilgotności powietrza zasilającego na pracę ogniwa paliwowego typu PEM. VII Międzynarodowe Sympozjum Studenckich Kół Naukowych „Inżynierowie Nowej Ery", Lublin 15-16.05.2006 r.
2. Małek A., Grabowski Ł., Pietrykowski K., Sochaczewski R., Barański G., Szlachetka M., Gęca M.: Analiza możliwości pracy ogniwa paliwowego HTPEM w trybie elektrolizera. AUTOBUSY – Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe 10/2011 str. 305-311.
3. Małek A., Grabowski Ł., Wendeker M.: Ekologiczne systemy generowania mocy oparte na ogniwach paliwowych typu PEM. V Konferencja Naukowa Ekoenergia '2010, Lublin 17.12.2010. Materiały konferencyjne – AUTOBUSY – Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe str. 219 – 227.
4. Taccani R., Radu R.: Effects of Control Strategies on the Performance of a PEM Fuel Cell Module. Alternative Fuels 2008, Maribor, January 10–11.
5. Wendeker M., Malek A., Czarnigowski J., Taccani R., Boulet P., Breaban F.: Adaptive airflow control of the PEM fuel cell system. 2007 JSAE/SAE International Fuels & Lubricants Meeting, Kyoto, Japan.

STEAM GENERATOR MODELING IN AVL FIRE SOFTWARE

Abstract

The purpose of this paper is to verify the construction assumptions for the regulator of water vapor flow in dynamic and static water vapor flow. The software owned to calculate compressible flow (CFD) - AVL FIRE enables completing this task, namely to develop geometric and mathematical models, and to do simulation calculation. The main problem to be solved is to determine the design parameters of water vapor flow which ensure the required dosing precision.The calculations allow for the verification of the construction assumptions for the control system.

Keywords: HTPEM electrolyzer, CFD modeling, steam generator.

Narodowe Centrum Badań i Rozwoju

LIDER

LIDER/04/45/L-2/10/NCBIR/2011

Badania i rozwój sterowania energooszczędnym elektrolizerem PEM pracującym w podwyższonej temperaturze

Jerzy Merkisz[1], Jacek Pielecha[2], Mateusz Nowak[3]

EMISJA ZANIECZYSZCZEŃ Z POJAZDÓW W RZECZYWISTYCH WARUNKACH RUCHU NA PRZYKŁADZIE AGLOMERACJI POZNAŃSKIEJ

Streszczenie. W artykule przedstawiono próbę oszacowania emisji zanieczyszczeń generowanych przez system transportowy aglomeracji poznańskiej. Podstawą do modelowania emisji związków szkodliwych była bieżąca charakterystyka poszczególnych grup pojazdów oraz ich prognozowana zmiana na lata 2012-2030. Wyznaczenie średniej wartości emisji drogowej jako funkcji przebywanej dziennej odległości przez poszczególne kategorie pojazdów było podstawą do określenia zmian w rocznej emisji zanieczyszczeń. Wartości natężenia emisji spalin pojazdów osobowych przyjęto na podstawie przeprowadzonych badań w rzeczywistych warunkach ruchu, natomiast dla pozostałych kategorii przyjęto wyniki badań uzyskane w wyniku wcześniejszych prac zespołu Zakładu Silników Spalinowych Politechniki Poznańskiej. W pracy przyjęto zwiększanie się w poszczególnych latach udziału pojazdów spełniających najnowsze normy toksyczności spalin, a także charakter zmian długości trasy pokonywanej przez pojazdy. Wynikiem analiz będzie sumaryczna roczna emisja związków szkodliwych dla danej kategorii pojazdów na terenie aglomeracji poznańskiej.

Słowa kluczowe: emisja spalin, rzeczywiste warunki ruchu, modelowanie.

WPROWADZENIE

Stosowane powszechnie modele całkowitej emisji substancji szkodliwych ze środków transportu do środowiska mają złożoną strukturę matematyczną, a ich charakterystyki i parametry zależą od bardzo dużej liczby wielkości. Charakterystyki modeli emisji całkowitej są związkami aproksymującymi wyniki badań empirycznych w przestrzeni rozpatrywanych wielkości fizycznych. Z tych powodów najtrudniejszym zadaniem jest dostarczenie wiarygodnych danych do badania modelu emisji, tym bardziej że oficjalne statystyki dotyczące transportu charakteryzują się wysokim poziomem ogólności i dotyczą np. liczności pojazdów. Niedokładności wyznaczenia wielkości wejściowych modelu przyczyniają się do zwielokrotnienia błędu wyznaczania wartości wynikowych [3].

[1] Politechnika Poznańska, jerzy.merkisz@put.poznan.pl
[1] Politechnika Poznańska, jacek.pielecha@put.poznan.pl
[1] Politechnika Poznańska, mateusz.sl.nowak@doctorate.put.poznan.pl

Aby wyeliminować przyczynowość, wprowadza się do modeli dane o strukturze pojazdów, ruchu pojazdów, intensywności i warunkach eksploatacji oraz o czasach postojów przed rozruchem. Wykorzystywane dane dotyczą wartości średnich (np. wartości średniej prędkości) i nie odzwierciedlają rzeczywistych warunków ruchu środków transportu. Wartości wynikowe otrzymywane z modeli są wartościami szacunkowymi, których zakres wykorzystania może być ograniczony. W świetle przytoczonych informacji poszukiwania nowych możliwości oceny zanieczyszczeń ze źródeł transportu są pożądane, a działania takie konieczne. Jednym z podstawowych parametrów niedokładności jest wyznaczenie wielkości emisji związków szkodliwych dla pojedynczego pojazdu [1, 8]. W artykule podjęto próbę oszacowania tej niedokładności, przyjmując do wyznaczenia dobowej emisji zanieczyszczeń, wartości emisji wyznaczonej w rzeczywistych warunkach ruchu.

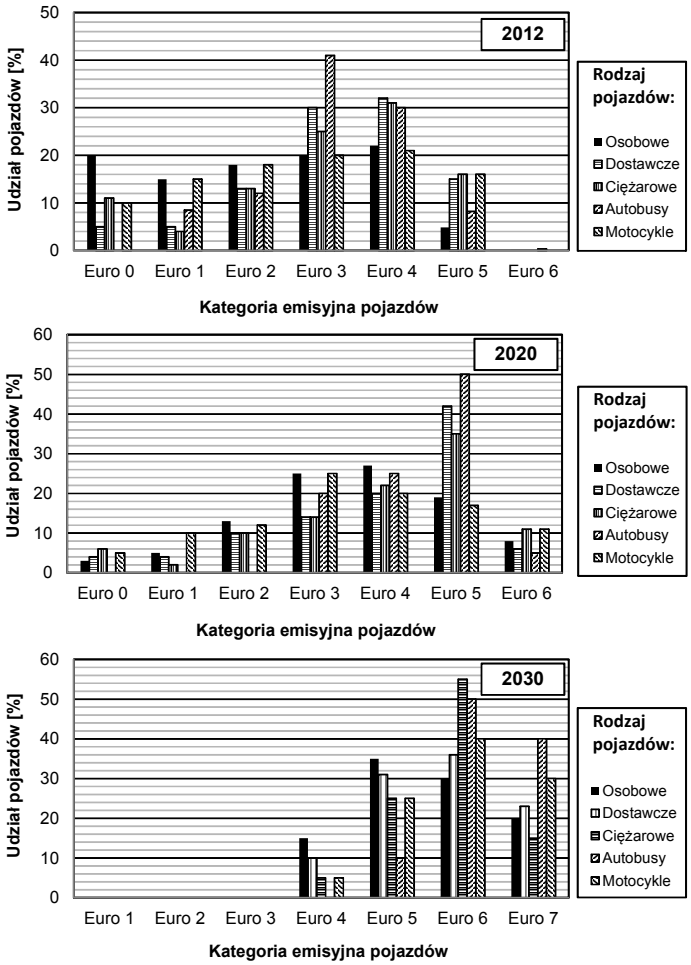
METODYKA BADAŃ

Badania przeprowadzono dla aglomeracji poznańskiej; podstawą do modelowania emisji związków szkodliwych była bieżąca charakterystyka poszczególnych grup pojazdów oraz ich prognozowana zmiana na lata 2012-2030 (rys. 1). Założono zmianę udziału w całkowitej grupie pojazdów kategorii emisyjnych pojazdów: stopniowe zmniejszenie udziału pojazdów spełniających wczesne normy emisyjne oraz zwiększenie udziału pojazdów spełniających najnowsze normy emisji spalin (w tym pojazdy hybrydowe i elektryczne). Przyjęcie charakterystyk średniej odległości dziennej pokonywanej przez poszczególne kategorie pojazdów (rys. 2) było podstawą do określenia zmian w dobowej emisji zanieczyszczeń. Oszacowano je na podstawie danych zamieszczonych w Zintegrowanej Polityce Transportowej Miasta Poznania oraz w opisie do programu Copert 4 [12], a także prezentacji [11].

Wartości emisji drogowej zanieczyszczeń gazowych dla poszczególnych kategorii pojazdów można przyjąć według normy emisyjnej pojazdu (przy założeniu że pojazd emituje zanieczyszczenia o wartości odpowiadającej wartości określonej w normie, którą musi spełniać) [9, 10] lub na podstawie badań wykonanych w rzeczywistych warunkach ruchu dla danej aglomeracji [2].

BADANIA EMISJI SPALIN POJAZDÓW W RZECZYWISTYCH WARUNKACH RUCHU DROGOWEGO W POZNANIU

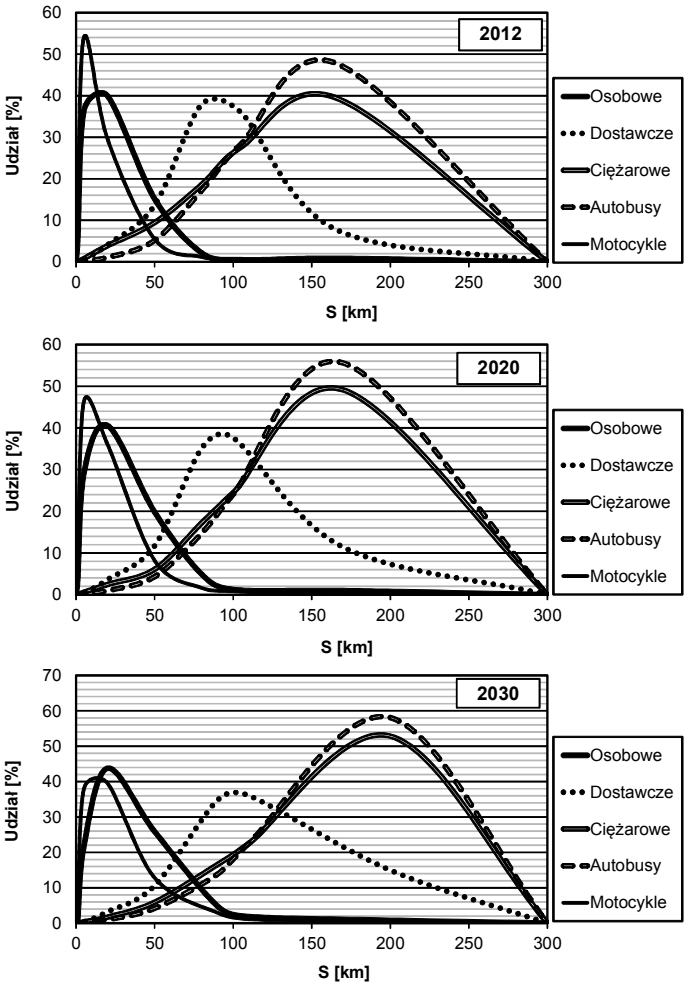
Wartości natężenia emisji spalin pojazdów osobowych wyznaczono na podstawie przeprowadzonych badań w rzeczywistych warunkach ruchu (przykładowe wyniki przedstawiono dla samochodów osobowych z silnikiem ZS spełniających normę emisji spalin Euro 4 oraz Euro 5), wykorzystując mobilną aparaturę pomiarową (m.in. analizator spalin Semtech DS firmy Sensors Inc.). Na tej podstawie



Rys. 1. Zmiana struktury pojazdów w aglomeracji poznańskiej na przestrzeni lat 2012-2030

wyznaczono wskaźniki emisji (odnoszące się do poszczególnych zanieczyszczeń), które można obliczyć jako wartości:

- chwilową – cechuje ją duża zmienność, gdyż jest obliczana w każdej sekundzie testu,
- narastającą w trakcie wykonywania testu, obliczaną jako bieżąca emisja drogowa danego związku szkodliwego (od początku testu do chwili bieżącej) w stosunku do wartości normatywnej;
- odnoszącą się do całego testu badawczego jako stosunek emisji drogowej w teście drogowym wykonywanym w rzeczywistych warunkach ruchu do wartości normatywnej.



Rys. 2. Przyjęte charakterystyki dziennej odległości pokonywanej przez różne pojazdy

Wskaźnik emisji pojazdu (danego związku szkodliwego) zdefiniowano jako:

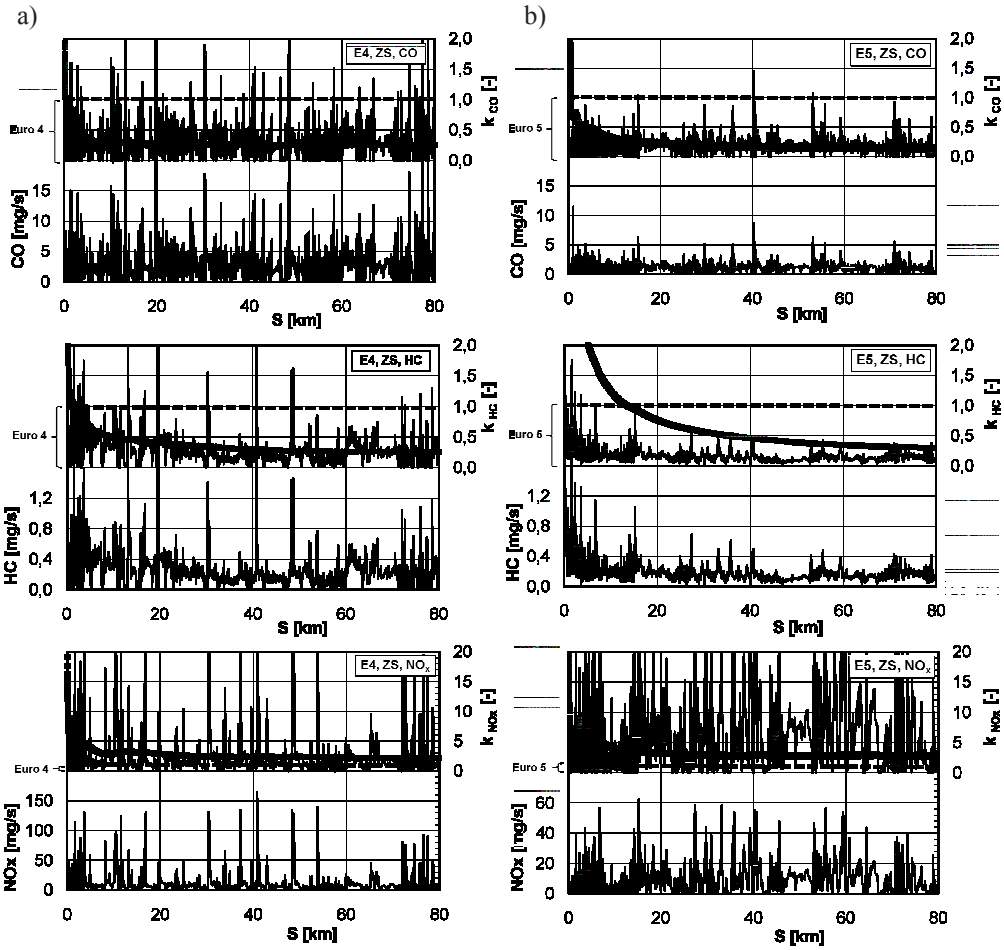
$$k_j = \frac{E_{rzecz,\,j}}{E_{NEDC(ETC,WHTC),j}} \qquad (1)$$

gdzie: j – związek szkodliwy, dla którego określono wskaźnik emisji, $E_{rzecz,j}$ – natężenie emisji w warunkach rzeczywistych [g/s], $E_{NEDC,j}$ – natężenie emisji zmierzone w teście NEDC [g/s] lub w innym teście badawczym, np. odnoszącym się do pojazdów ciężarowych (ETC, WHTC).

Natężenie emisji w warunkach rzeczywistych można obliczyć, wykorzystując charakterystykę rozkładu czasu jazdy pojazdu u(a,v) oraz charakterystykę natężenia emisji dla j-tego związku szkodliwego $e_j(a,v)$ wyrażonego w gramach na sekundę:

$$E_{rzecz,j} = \sum_a \sum_v u(a,v) \cdot e_j(a,v) \qquad (2)$$

Wskaźnik emisji drogowej danego związku szkodliwego może przybierać wartości z przedziału $\langle 0, \infty)$. Oznacza to, że jeżeli emisja drogowa z pojazdu nie przekracza wartości normatywnych, wskaźnik ma wartość mniejszą od jedności, przy przekroczeniu wartości normatywnej wskaźnik jest większy od jedności, a gdy emisja rzeczywista jest równa normatywnej, wskaźnik wynosi 1 [7].



Rys. 3. Wartości natężenia emisji zanieczyszczeń oraz wskaźników emisji drogowej dla samochodów osobowych spełniających: a) normę emisji spalin Euro 4, b) normę emisji Euro 5

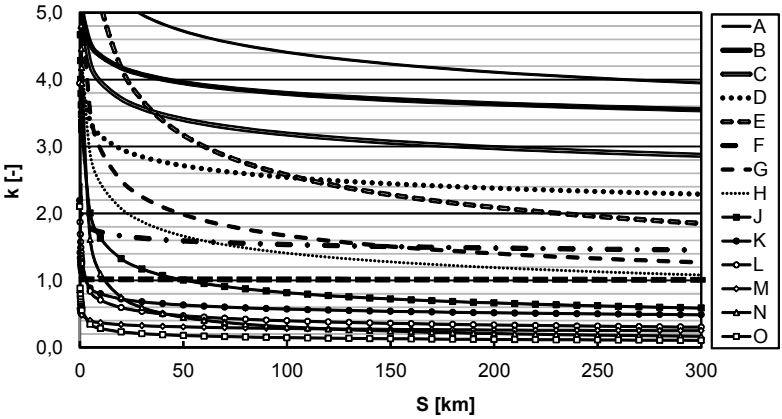
Na wykresach z rysunku 3 przedstawiono dla każdego związku szkodliwego zakres zmian wskaźnika emisji dla którego spełniony jest limit normatywny (linia przerywana). Pomimo dużej chwilowej zmienności wskaźnika emisji, jego wartość określona w sposób narastający charakteryzuje się:

- dla tlenku węgla – bardzo gwałtowny wzrost podczas uruchomienia silnika i następnie zmniejszenie jego wartości; w warunkach rzeczywistej eksploatacji w krótkim okresie uzyskiwane jest zadowalające zmniejszenie emisji poniżej wymaganej normy zarówno dla pojazdu spełniającego normę Euro 4 i Euro 5; wartości wskaźnika są porównywalne dla badanych pojazdów,
- dla węglowodorów – przebieg zmian wskaźnika jest podobny do wskaźnika jaki odnotowano przy tlenku węgla, jednakże pojazd spełniający normę Euro 4 wymagał krótszego dystansu (ok. 2 km) aby wartość wskaźnika była mniejsza od 1, dla pojazdu spełniającego normę Euro 5 dystans ten wynosił ok. 10 km,
- dla tlenków azotu – brakiem spełniania wymagań normatywnych – wynika to głównie z różnicy pracy silnika pojazdu w teście NEDC i w warunkach rzeczywistych; dla badanych pojazdów wartość wskaźnika emisyjności jest większa od jedności.

Wartości wskaźników emisji spalin pojazdów osobowych wyznaczono na podstawie przeprowadzonych badań w rzeczywistych warunkach ruchu, natomiast dla pozostałych kategorii przyjęto wyniki badań uzyskane w wyniku wcześniejszych prac zespołu Zakładu Silników Spalinowych Politechniki Poznańskiej [4, 5, 6]. Dla kategorii pojazdów niskoemisyjnych wskaźniki te w pierwszym okresie jazdy przyjmują wartości znacznie większe od jedności, jednak następnie maleją do wartości kilkunastu procent wartości emisyjnej określonej w normie emisji spalin (zależność ta występuje dla emisji tlenku węgla i węglowodorów). Odmiennie od przedstawionego schematu przebiega wskaźnik emisji tlenków azotu: zmniejsza się od wartości kilkunastu, jednakże nie osiąga wartości określonej w normie emisji spalin. Z tego względu w rzeczywistych warunkach ruchu emisja tlenków azotu jest kilkukrotnie większa niż dopuszczalny limit – zależność ta została potwierdzona w badaniach pojazdów ciężarowych i autobusów miejskich. Dla pozostałych rodzajów pojazdów o różnych kategoriach emisyjnych określono krzywe wskaźników emisji $k = f(S)$ jako zależne od długości pokonywanej odległości przez pojazdy (rys. 4, tab. 1).

MODELOWANIE EMISJI SPALIN DLA AGLOMERACJI POZNAŃSKIEJ

Na podstawie przygotowanych danych określono dobową emisję zanieczyszczeń z pojazdów na terenie aglomeracji poznańskiej przyjmując, że emisja z pojazdów jest zależna od długości pokonywanej trasy i zmienia się zgodnie z krzywą zmian wskaźnika emisji (I przypadek) lub, że emisja z pojazdów osiąga wartość określoną w normie emisji spalin i jest niezależna od długości drogi pokonywanej

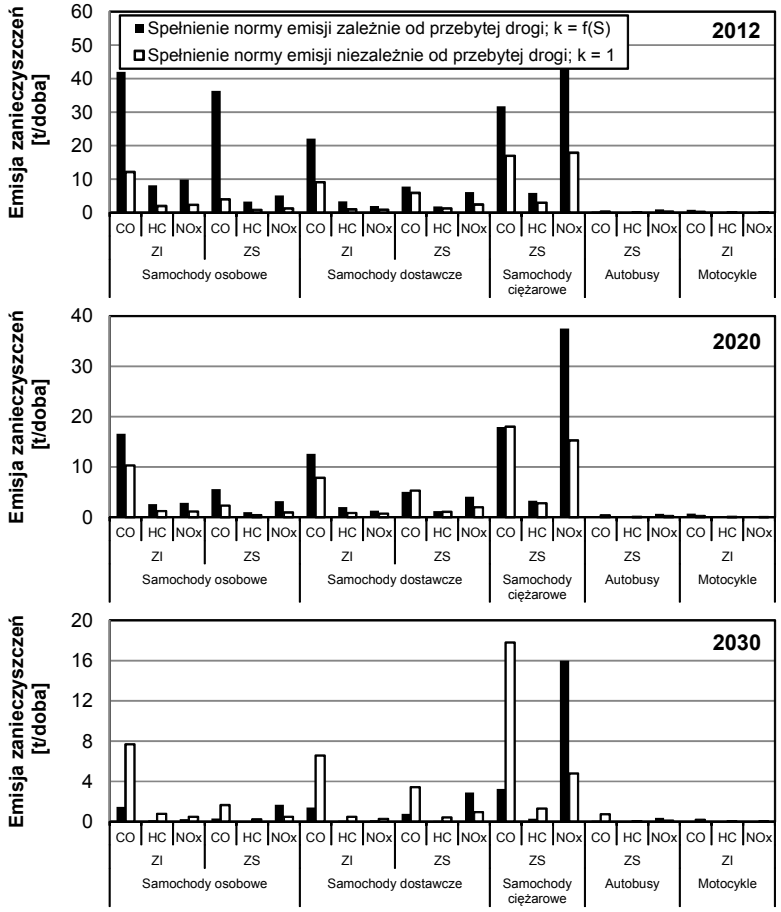


Rys. 4. Krzywe wskaźników emisji zanieczyszczeń

Tabela 1. Przyporządkowane przebiegi krzywych wskaźnika emisji poszczególnym rodzajom pojazdów i odpowiadających im kategoriom emisyjnym

Rodzaj pojazdu	Rodzaj silnika	Związek	Krzywa współczynnika emisji							
			E0	E1	E2	E3	E4	E5	E6	E7
Samochody osobowe	ZI	CO	A	B	H	J	O	O	O	O
		HC	A	B	H	J	O	O	O	O
		NO_x	A	D	G	J	M	N	N	N
	ZS	CO	A	D	H	J	L	M	O	O
		HC	A	D	H	J	N	M	O	O
		NO_x	A	F	G	E	J	C	B	D
Samochody dostawcze	ZI	CO	B	C	E	G	M	N	O	O
		HC	B	C	E	E	M	N	O	O
		NO_x	E	G	G	J	K	K	L	L
	ZS	CO	F	H	J	K	L	N	O	O
		HC	F	H	J	K	L	N	O	O
		NO_x	J	H	G	E	D	C	B	D
Samochody ciężarowe	ZS	CO	A	C	J	K	L	N	O	O
		HC	B	C	J	K	L	N	O	O
		NO_x	F	E	E	E	D	B	B	D
Autobusy	ZS	CO	A	B	D	K	L	M	O	O
		HC	B	B	D	K	L	M	O	O
		NO_x	F	E	C	E	D	B	B	D
Motocykle	ZI	CO	A	A	H	J	O	O	O	O
		HC	A	A	H	J	O	O	O	O
		NO_x	E	G	G	J	N	N	N	N

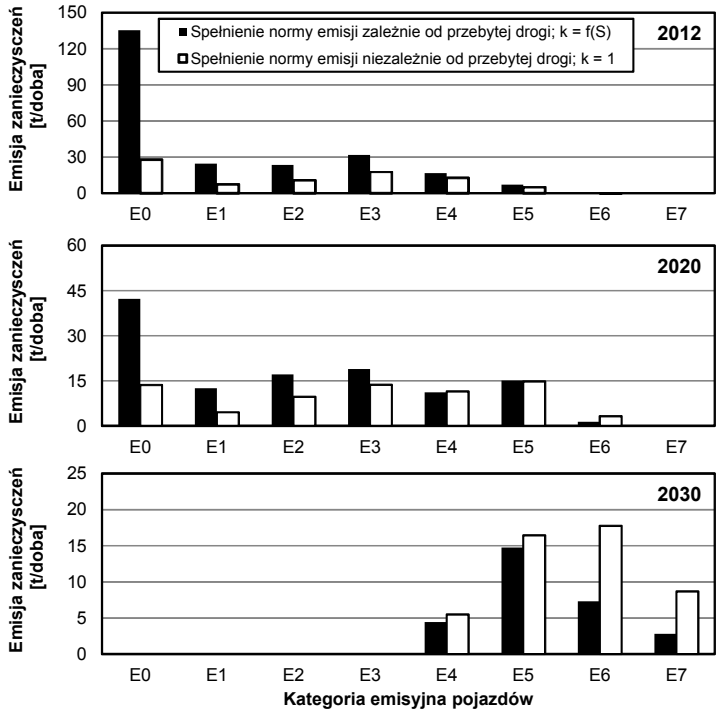
przez pojazd (II przypadek). Wartości te obliczono kolejno dla każdej grupy pojazdów, z podziałem na rodzaj napędu i rodzaj zanieczyszczenia (rys. 5). Porównania dokonano dla aglomeracji poznańskiej odniesionego do okresu 2012-2030; z jego analizy wynika ogólny malejący poziom emisji zanieczyszczeń, jednakże zwraca uwagę na dość znaczną emisję zanieczyszczeń z pojazdów ciężarowych (jest to wynik uwzględnienia w analizie odcinka autostrady A2 w obrębie Poznania).



Rys. 5. Wartości emisji zanieczyszczeń dla struktury pojazdów w latach 2012-2030 dla dwóch sposobów określania emisji z pojedynczego pojazdu

Modelując emisję zanieczyszczeń zwrócono uwagę na kategorię pojazdów najbardziej szkodliwych dla środowiska naturalnego. Wyniki analizy uwidaczniają największy udział emisji zanieczyszczeń z pojazdów najstarszych, pomimo, że tych pojazdów np. w roku 2012 było tylko 16%, a w roku 2020 przewidywany jest ich udział o wartości nie większej niż 4%. Zwiększający się udział pojazdów o „lep-

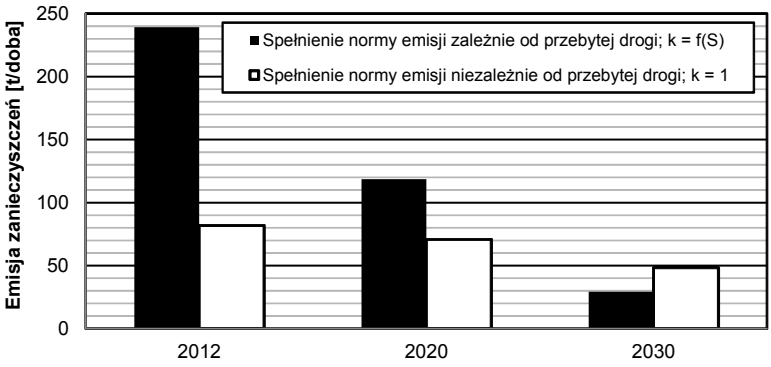
szych" kategoriach emisyjnych nie powoduje znacznego zwiększenia globalnej emisji zanieczyszczeń – pojazdy najstarsze (o niekontrolowanej emisji spalin) mają największy udział w emisji zanieczyszczeń. Sytuacja ta zmienia się dopiero po roku 2030, w którym przyjęto, że pojazdy najstarsze będą stanowiły bardzo mały odsetek. Uwagę zwraca również sposób obliczania emisji zanieczyszczeń: dla lat 2012 i 2020 wartości emisji zanieczyszczeń uzyskiwane są większe (najbardziej widoczne dla pojazdów najstarszych), gdy przyjmie się spełnienie normy emisji zależne od przebytego dystansu. Oznacza to że pojazdy o niskiej kategorii emisyjnej emitują zanieczyszczeń znacznie więcej niż wynika to z normy emisyjnej spełnianej przez pojazd (rys. 6).



Rys. 6. Emisja zanieczyszczeń dla aglomeracji poznańskiej uwzględniająca podział pojazdów na kategorie emisyjne

Wyznaczając emisję zanieczyszczeń dla kolejnych lat uzyskuje się wartość, którą można porównać z wartościami emisji przyjmowanymi dla pojedynczych pojazdów. Jeżeli do modelowania przyjmuje się wartości emisji równe wartościom normowanym to dla roku 2012 uzyskuje się wartości zaniżone o około 60%; dla roku 2020 będą to wartości zaniżone o około 40%, a dla roku 2030 uzyska się wartości zawyżone o około 40%. W związku z tym należy dążyć do precyzyjnego wyzna-

czania wielkości wejściowych do modelowania emisji zanieczyszczeń, które można uzyskiwać dzięki badaniom pojazdów w rzeczywistych warunkach ruchu (rys. 7).

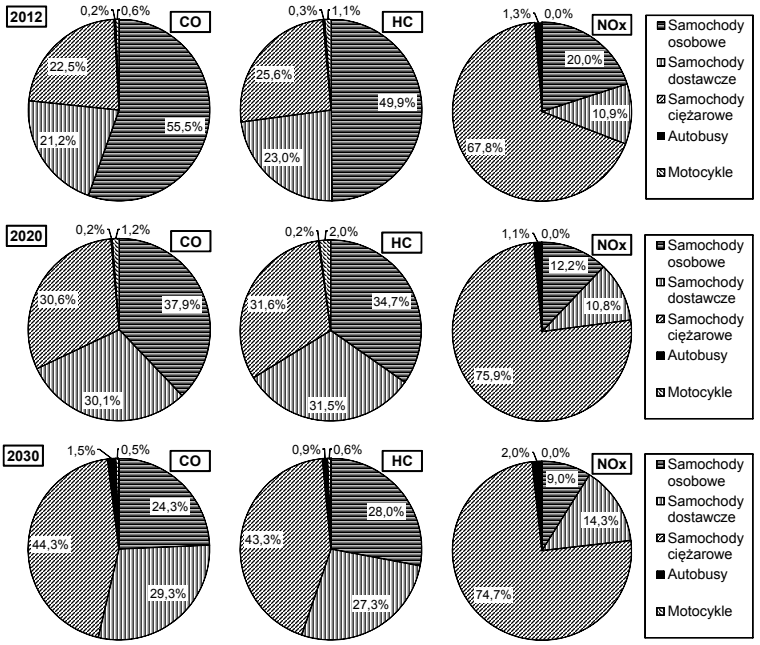


Rys. 7. Porównanie wartości emisji zanieczyszczeń dla przyjętych lat modelowania w zależności od sposobu wyznaczania emisji pojedynczego pojazdu

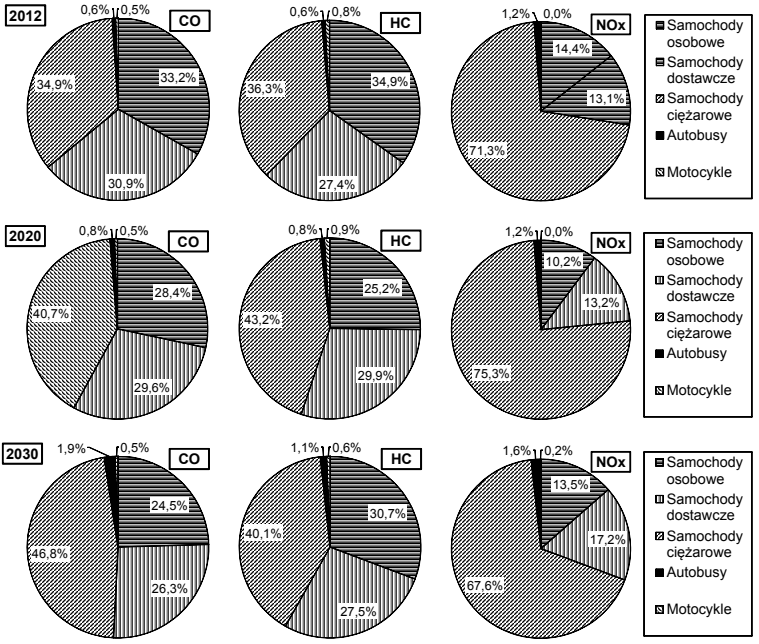
Różnorodne podejście do szacowania emisji pojedynczych pojazdów i wprowadzanie tej wielkości do modeli emisji globalnej ma swoje odzwierciedlenie w wynikach prezentujących udziały emisji zanieczyszczeń w poszczególnych latach z różnych rodzajów pojazdów. Analizując emisję tlenku węgla, w której największy udział (ok. 55%) mają pojazdy osobowe w roku 2012, już w kolejnych analizowanych latach udział ten zmniejsza się, odpowiednio w roku 2020 i 2030 do 38% i 24% (rys. 8). Największy udział w emisji węglowodorów również mają w roku 2012 samochody osobowe, i podobnie do udziału emisji tlenku węgla stopniowo w kolejnych latach będzie on się zmniejszał. Niepokojącym jednak zjawiskiem będzie zwiększanie się udziału emisji tlenku węgla i węglowodorów z pojazdów ciężarowych; w kolejnych latach 2012, 2020 i 2030, odpowiednio do 26%, 32% i 44%. Wartości te nie świadczą jednak o zwiększaniu się wartości emisji tych zanieczyszczeń a jedynie o zmianie struktury pojazdów z których odnotowana będzie ta emisja.

Wartości te różnią się, gdy za podstawę wyznaczania emisji z pojedynczego pojazdu przyjmie się wartość odpowiadającą normatywowi limitu dla poszczególnego związku szkodliwego (rys. 9). Jeżeli wartości wskaźników emisji przyjmowały by stałe wartości niezależne od przebytej drogi przez pojazd to udziały emisji z rysunku 8 i rysunku 9 były jednakowe. Jednakże przyjęcie zmiennych wskaźników emisji – które w sposób bardziej dokładny odpowiadają rzeczywistym wartościom zanieczyszczeń emitowanych przez pojazdy – zwiększa wiarygodność modelowania zanieczyszczeń.

Należy zauważyć, że niezależnie od sposobu przyjmowania wartości emisji dla pojedynczych pojazdów, największy udział w emisji tlenków azotu mają pojazdy ciężarowe i to prawie niezależnie od roku dla którego tą wartość oszacowano.



Rys. 8. Udział różnych kategorii pojazdów w całkowitej emisji danego związku szkodliwego, przy założeniu, zależności emisji spalin od długości pokonywanej drogi (k = f(S))



Rys. 9. Udział różnych kategorii pojazdów w całkowitej emisji danego związku szkodliwego, przy założeniu, niezależności emisji spalin od długości pokonywanej drogi (k = 1)

PODSUMOWANIE

W artykule przedstawiono wyniki modelowania emisji zanieczyszczeń z transportu drogowego w aglomeracji poznańskiej. Wartości emisji zanieczyszczeń oszacowano, przyjmując, że najbardziej wiarygodnymi parametrami wejściowymi są wartości emisji spalin pojedynczych pojazdów wyznaczone w rzeczywistych warunkach ruchu. Dysponując mobilnymi analizatorami wyznaczono wartości emisji zanieczyszczeń, następnie porównano je z wartościami normatywnymi i na tej podstawie wyznaczono wartości wskaźników emisji, uzależniając je od drogi, którą pokonuje pojazd ($k = f(S)$). Wykazano, że takie postępowanie w sposób bardziej wiarygodny opisuje globalną emisję niż przyjmowanie wartości wejściowych do modelu odpowiadających limitom emisji spalin (wartość wejściowa emisji zanieczyszczeń z pojazdu do modelu jest równa co do wartości limitowi emisji spalin określonemu dla danej kategorii emisyjnej pojazdu, $k = 1$). Dowiedziono, że wyznaczając emisję zanieczyszczeń dla roku 2012 największy wpływ mają pojazdy najstarsze (których udział wynosi około 16%), a jednocześnie przyjęcie wskaźnika emisji niezależnego od przebytego dystansu przez pojazd skutkuje niedoszacowaniem emisji zanieczyszczeń o około 60%.

LITERATURA

1. Bonnel P., Weiss M., Provenza A., In-use Emissions Requirements in the New and Future European Motor Vehicle Emissions Regulations: State of Play. 8th Annual SUN Conference, Ann Arbor 2011.
2. Bougher T., Khalek I.A., Trevitz S., Akard M., Verification of a Gaseous Portable Emissions Measurement System with a Laboratory System Using the Code of Federal Regulations Part 1065. SAE Technical Paper Series 2010-01-1069, 2010.
3. Chłopek Z., Some remarks on engine testing in dynamic states. Combustion Engines, No. 4, 2010.
4. Merkisz J., Pielecha I., Pielecha J., Gaseous and PM Emission from Combat Vehicle Engines during Start and Warm-Up. SAE Technical Paper Series 2010-01-2283, 2010.
5. Merkisz J., Pielecha J., Exhaust Emissions during Cold Start Gasoline and Diesel Engine from Passenger Cars. Combustion Engines, No. 3, 2011.
6. Merkisz J., Pielecha J., The On-Road Exhaust Emissions Characteristics of SUV Vehicles Fitted with Diesel Engines. Combustion Engines, No. 2, 2011.
7. Merkisz J., Pielecha J., Radzimirski S., Emisja zanieczyszczeń motoryzacyjnych w świetle nowych przepisów Unii Europejskiej. WKŁ, Warszawa 2012.
8. Ortenzi F., Costagliola M.A., A New Method to Calculate Instantaneous Vehicle Emissions using OBD Data. SAE Technical Paper Series 2010-01-1289, 2010.
9. Regulations Commission: Regulation No 582/2011 of 25 May 2011 implementing and amending Regulation No 595/2009 of the European Parliament and of the Council with respect to emissions from heavy duty vehicles (Euro VI) and amending Annexes I and III to Directive 2007/46/EC of the European Parliament and of the Council, 2011.

10. Schöppe D., Greff A., Zhang H., Frenzel H., Rösel G., Achleitner E., Kapphan F., Requirements for Future Gasoline DI Systems and Respective Platform Solutions. 32th Internationales Wiener Motorensymposium 2011, Vienna 2011.
11. Sommer K., Continental Mobility Study 2011, Hanover, 2011 (www.conti-online.com).
12. www.emisia.com (dostęp: 12.05.2012).

EXHAUST EMISSIONS FROM VEHICLES IN REAL TRAFFIC CONDITIONS ON THE EXAMPLE OF POZNAN AGGLOMERATION

Abstract

This paper presents an attempt to estimate the emissions generated by the Poznan agglomeration transport system. The basis for exhaust emissions modeling were present and forecasted (for the years 2012-2030) shares of particular groups of vehicles operated in the Poznan agglomeration transport system. Determination of average road emission as a function of one day travelled distance by different categories of vehicles was the basis for determining changes in annual emissions. The values of emission intensity of passenger vehicles was adopted from studies conducted in real traffic conditions, while for other categories of research, the results obtained from earlier work of the Department of Internal Combustion Engines team from Poznan University of Technology. The study considers the increase in share of vehicles that meet the latest exhaust emissions standards, and the nature of the changes in length of the route traveled by vehicles in following years. The result of analysis will be the total annual exhaust emissions for each category of vehicles within the agglomeration.

Key words: exhaust emission, real road conditions, modeling.

Paweł Paliszewski[1], Ireneusz Szczygieł[1]

MODELOWANIE NUMERYCZNE PROCESU NAPEŁNIANIA CYLINDRA SILNIKA ZI

Streszczenie. W pracy przedstawiono model numeryczny procesu napełniania cylindra silnika ZI. Model został zbudowany z użyciem komercyjnego pakietu obliczeniowego Ansys Fluent, który jest narzędziem pozwalającym na modelowanie przepływów zarówno ciepła jak i masy. Możliwości pakietu obliczeniowego można szeroko wykorzystać w procesie projektowania, eksploatacji bądź modyfikacji silników. W pracy zwrócono szczególną uwagę na proces napełniania cylindra. Opracowany model umożliwia analizę wpływu takich czynników jak długość kolektora dolotowego czy kształt profili wzniosu zaworów na napełnienie cylindra.

Słowa kluczowe: metody numeryczne, modelowanie przepływów, silniki ZI.

WSTĘP

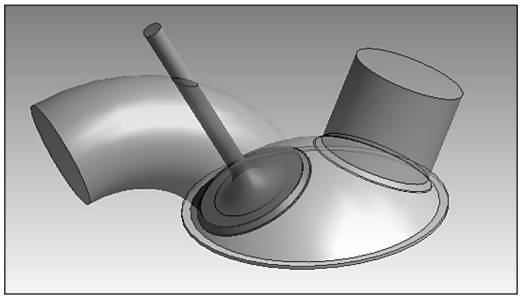
W pracy przedstawiono model numeryczny procesu napełniania cylindra silnika ZI. Model został zbudowany przy użyciu komercyjnego pakietu obliczeniowego Ansys Fluent, który jest narzędziem pozwalającym na modelowanie przepływów zarówno ciepła jak i masy. Pakiet składa się z wielu podprogramów z których każdy spełnia określoną funkcję.

PRZYGOTOWANIE MODELU NUMERYCZNEGO

Geometria

Pierwszym z etapów było stworzenie geometrii analizowanego modelu, w tym celu wykorzystana została aplikacja o nazwie DesignModeller. Program umożliwia tworzenie rozmaitych modeli trójwymiarowych, które najczęściej powstają z prostych brył oraz poprzez wyciąganie prostych profili geometrycznych. Odpowiednie łączenie ze sobą brył oraz ich wzajemne wycinanie skutkuje powstaniem modelu o zaawansowanym kształcie. Przykładem takiej geometrii jest komora spalania czterosuwowego silnika ZI, której kształt przedstawiono na rysunku 1.

[1] Instytut Techniki Cieplnej, Politechnika Śląska, ul. Konarskiego 22, 44-100 Gliwice, e-mail: pawel.paliszewski@polsl.pl

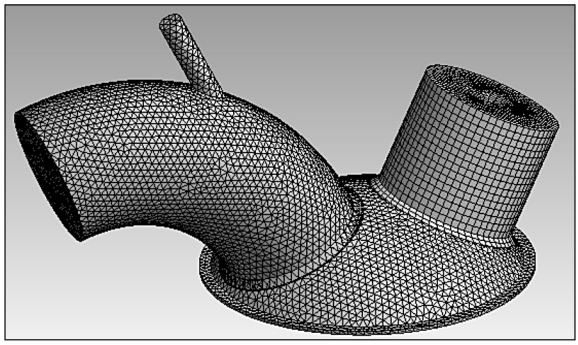


Rys. 1. Trójwymiarowy model czterosuwowego silnika ZI

Ponieważ w pracy analizowany był wyłącznie proces napełniania cylindra, model został uproszczony do jednego kanału ssącego i zaworu. Kanał wydechowy ma postać walca o podstawie w kształcie zaworu. Uproszczenie to pozwoli na skrócenie czasu obliczeń, oraz na wygenerowanie siatki o wyższej jakości [4]. Z uwagi na fakt, iż w badanym przypadku przepływ czynnika nie odbywał się przez kanał wydechowy, uproszczenie nie wpłynie negatywnie na jakość symulacji.

Siatkowanie modelu

Dyskretyzacji modelu dokonano w programie o nazwie Mesher; jest to aplikacja służąca do wygenerowania siatki składającej się z elementów geometrycznych o skończonej liczbie[5]. Narzędzie to umożliwia szereg opcji tworzenia siatki, która może być formowana dla całego obiektu lub dla każdej z brył osobnie. Siatkowanie brył może odbywać się również poprzez wyciąganie, tzn. definiowana jest powierzchnia dominująca według której tworzone są kolejne elementy. Budowana siatka może być strukturalna lub niestrukturalna. Określony może zostać rozmiar elementów, kierunek oraz kształt z którego wyciągana zostaje siatka a także wyznaczane są obszary w których wymiary elementów powinny być mniejsze. Przykład siatki modelu komory spalania obrazuje rysunek 2.

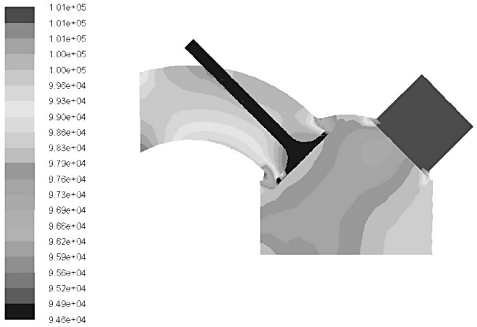


Rys. 2. Posiatkowany model czterosuwowego silnika ZI

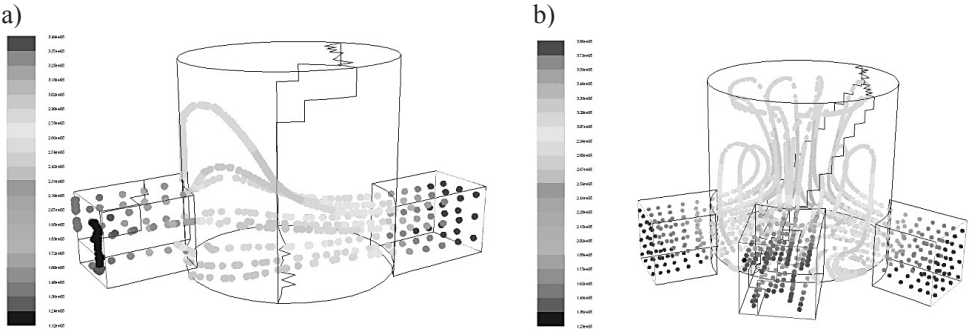
Symulacja

Obliczenia wykonano w pakiecie o nazwie Fluent. Możliwości pakietu można szeroko wykorzystać w procesie projektowania, eksploatacji bądź modyfikacji silników. Program pozwala na analizę wpływu takich czynników jak długość kolektora dolotowego i kształt profili wzniosu zaworów na napełnienie cylindra. Możliwe jest również określenie jak geometria kolektora dolotowego wpływa na zawirowania mieszanki paliwowo-powietrznej w cylindrze, czy też jak kształtują się straty ciśnienia następujące podczas przepływu powietrza przez kolektor dolotowy.

Na wstępie zdefiniowano warunki brzegowe oraz substancje biorące udział w symulacji (paliwo, powietrze, spaliny). Następnie zdefiniowano ruch wybranych elementów modelu, który odbywać się będzie według określonych profili, w przypadku omawianego modelu poruszały się: denko tłoka oraz zawór. Ruch tłoka zdefiniowano poprzez określenie jego skoku oraz długości korbowodu, w przypadku ruchu zaworu konieczne jest podanie pełnego profilu w formie zależności wzniosu zaworu od kąta obrotu wału korbowego. Przy pomocy pakietu obliczeniowego dokonywane są symulacje rozkładu ciśnienia, gęstości, profilu prędkości, a także trajektorii ruchu cząsteczek czynnika przepływającego wewnątrz cylindra. Aplikacja



Rys. 3. Rozkład ciśnienia w cylindrze czterosuwowego silnika ZI



Rys. 4. Trajektorie ruchu czynnika przepłukującego cylinder dwusuwowego silnika ZI: a) z jednym oknem wlotowym, b) z dwoma oknami wlotowymi

pozwala również na określenie wpływu położenia wtryskiwacza paliwa w cylindrze lub kolektorze ssącym na proces przygotowania mieszanki paliwowo-powietrznej. Na rysunku 3 przedstawiono rozkład ciśnienia w cylindrze czterosuwowego silnika ZI, natomiast rysunek 4 obrazuje trajektorie ruchu cząstek czynnika przepłukującego cylinder dwusuwowego silnika ZI wyposażonego w jedno i dwa okna wlotowe.

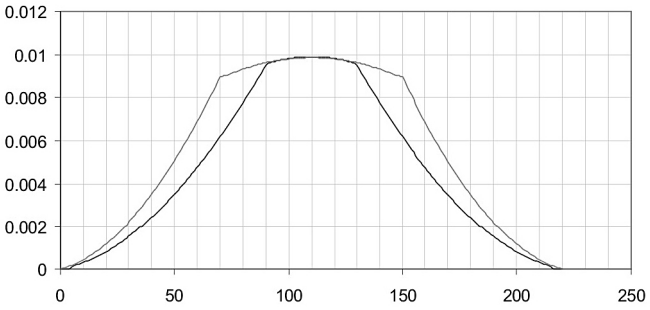
WIELOWĄTKOWE OBLICZENIA

Celem analizy było:

- określenie wpływu profilu otwarcia zaworu na napełnienie cylindra,
- zobrazowanie jak geometria kolektora dolotowego wpływa na zawirowanie czynnika w cylindrze.
- porównanie efektywności przepłukania cylindra dwusuwowego silnika ZI, wyposażonego w jedno i dwa okna dolotowe.

Badanie wpływu profilu otwarcia zaworu na napełnienie cylindra

Badanie wpływu profilu otwarcia zaworu na napełnienie cylindra przeprowadzono przy założeniu, że krzywka poruszająca zaworem jest krzywką harmoniczną. Należy zwrócić uwagę iż jest to rozwiązanie obecnie już nie stosowane, jednakże szczególną cechą tego rodzaju krzywek jest możliwość opisania jej profilu przy pomocy zależności geometrycznych[1]. Uproszczenie wynikało z braku możliwości zdobycia profilu otwarcia zaworu pochodzącego z rzeczywistej jednostki napędowej. Dla celów porównawczych zbudowano dwa profile otwarcia zaworu, pierwszy przy założeniu stosunkowo małego promienia szczytowego krzywki tzw. „ostry", drugi przy założeniu większego promienia szczytowego tzw. „obły". Zarys obu profili został przedstawiony na rysunku 5.



Rys. 5. Zarys profili otwarcia zaworu

Porównania profili dokonano przez analizę współczynników napełnienia, wyrażanego przez stosunek rzeczywistej masy powietrza zassanej do cylindra do mak-

symalnej masy powietrza wynikającej z objętości skokowej[1], wyznaczonej dla dwóch prędkości obrotowych tj. 2000 obr/min oraz 6000 obr/min. Otrzymane wyniki zostały zobrazowane w tabeli 1.

Tabela 1. Wartości współczynników napełnienia dla różnych profili i prędkości obrotowych

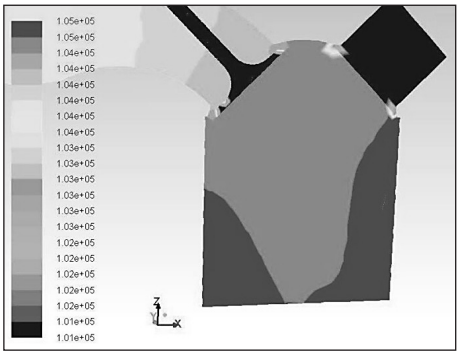
Prędkość obrotowa	Profil „ostry”	Profil „obły”
2000 obr/min	0,980	0,984
4000 obr/min	0,820	0,860

Na podstawie powyższej tabeli można zauważyć, że przy wysokich prędkościach obrotowych maleje współczynnik napełnienia oraz rośnie znaczenie profilu otwarcia zaworu. Wnioski te pokrywają się ze zjawiskami zachodzącymi w rzeczywistości [2].

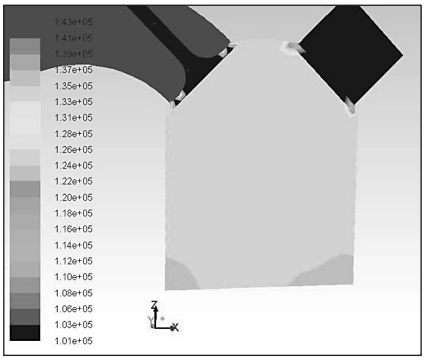
Opracowany model posłużył również do analizy faz rozrządu, poprzez obserwację rozkładu ciśnień panującego w cylindrze. Na rysunku 6 przedstawiono rozkład ciśnienia przy 176 stopniu obrotu wału korbowego.

Widoczne jest nadciśnienie panujące w cylindrze w stosunku do kolektora dolotowego, tak więc w tym momencie powinno nastąpić zamknięcie zaworu. W zastosowanym profilu nastąpi to dopiero przy 221 stopniu obrotu wału korbowego. Odwrotna sytuacja występuje w przypadku prędkości obrotowej wynoszącej 6000 obr/min. Rozkład ciśnienia w cylindrze przy tej prędkości obrotowej obrazuje rysunek 7.

Przy zastosowanym profilu ruchu zaworu w momencie jego zamknięcia w cylindrze panuje podciśnienie w stosunku do kolektora dolotowego. Opisywane zjawiska wpływają negatywnie na napełnienie cylindra ponieważ w przypadku prędkości równej 2000 obr/min ładunek wypływa z cylindra zanim zawór zostanie zamknięty, natomiast w przypadku 6000 obr/min zawór zostaje zamknięty w trakcie napełnienia cylindra.



Rys. 6. Rozkład ciśnienia przy 176 stopniu obrotu wału korbowego 2000 obr/min



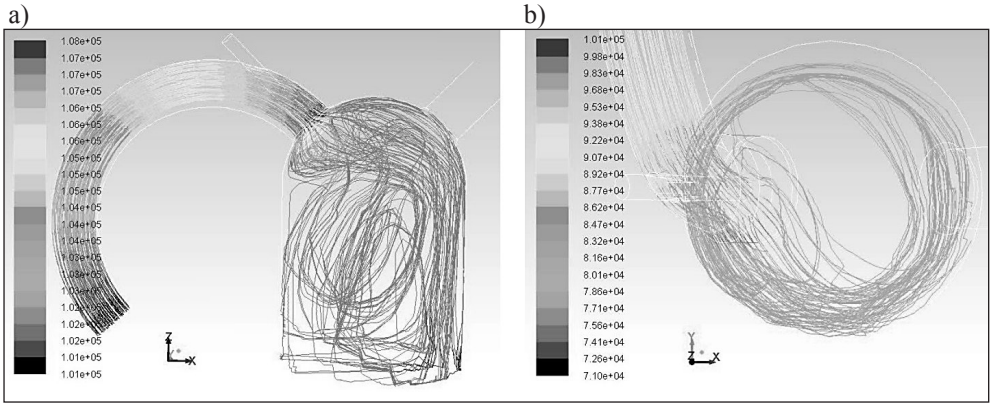
Rys. 7. Rozkład ciśnienia przy 221 stopniu obrotu wału korbowego dla 6000 obr/min

Obrazowanie trajektorii czynnika napełniającego cylinder

Jedną z najbardziej efektownych opcji pakietu obliczeniowego jest możliwość śledzenia trajektorii czynnika napełniającego cylinder. Narzędzie staje się przydatne w przypadku badania wpływu kształtu kolektora dolotowego na zawirowanie ładunku w cylindrze. W technice samochodowej rozróżniamy dwa główne typy zawirowań ładunku, wir beczkowy i wir osiowy[3].

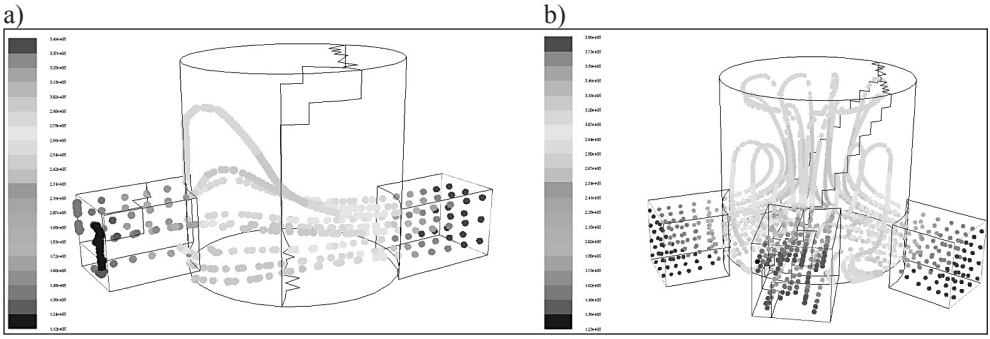
Osiowe zawirowanie mieszanki paliwowo-powietrznej uzyskiwane jest poprzez doprowadzenie kanału dolotowego stycznie do cylindra oraz przez zastosowanie zaokrąglonego kolektora dolotowego, o promieniu zaokrąglenia w płaszczyźnie prostopadłej do osi cylindra. Beczkowe zawirowanie mieszanki paliwowo-powietrznej uzyskiwane jest poprzez zastosowanie zaokrąglonego kolektora dolotowego, o promieniu zaokrąglenia w płaszczyźnie równoległej do osi cylindra oraz przez równolegle do osi doprowadzony kanał dolotowy.

Omawiane przypadki zostały zobrazowane na rysunku 8.



Rys. 8. Zawirowanie a) beczkowe, b) osiowe w cylindrze czterosuwowego silnika ZI

Ponadto przy użyciu programu Ansys Fluent został przeanalizowany przypadek dwusuwowego silnika ZI, w którym przepłukanie miałoby się odbywać poprzez powietrze pochodzące z sprężarki mechanicznej. Analizie zostały poddane dwa przypadki tzn. z jednym i z dwoma oknami dolotowymi. Pomimo zastosowania stosunkowo dużego ciśnienia doładowania wynoszącego 300 000 Pa, rozwiązanie z jednym oknem dolotowym okazało się wysoce nieefektywne ze względu na napełnienie cylindra. Obydwa przypadki zostały zamieszczone na rzsunku 9.



Rys. 9. Trajektorie ruchu czynnika przepłukującego cylinder dwusuwowego silnika ZI: a) z jednym oknem wlotowym, b) z dwoma oknami wlotowymi

LITERATURA

1. Wajand J.A., Wajand J.T., Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2005.
2. Matzke W., Konstrukcja rozrządu silników szybkoobrotowych. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1974.
3. Rychter T., Teodorczyk A., Teoria silników tłokowych. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2006.
4. Beauquel J.A., Flow behaviour in the combustion chamber of a spark ignition engine. VDM Verlag Dr. Muller, Saarbrücken 2009.
5. Ansys Fluent User's guide, Ansys, Inc. Canonsburg 2010.
6. Rychter T., Teodorczyk A., Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego. PWN, Warszawa 1990.

FLOW SIMULATIONS INSIDE THE IC ENGINE

Abstract

In the paper the numerical model of a cold flow simulation inside IC engine is presented. Model was build using commercial computational package Ansys Fluent, which is able to simulate heat and mass flows. Ability of computational package can be used in engine design, or modification process. Created model gives opportunity to analyse influence of such aspects like: intake manifold length or valve lift profile on cylinder fill rate. Using numerical model, it is also possible to analyse the impact of an intake manifold shape on air swirl inside cylinder. As a result of computations in cylinder contours of pressure, temperature, particle tracks and many more physical quantities are obtained.

Key words: advanced numerical techniques, flow simulations, IC engines.

Konrad Pietrykowski[1], Mirosław Wendeker[1], Łukasz Grabowski[1]

MODELOWANIE 3D PROCESU NAPEŁNIANIA W SILNIKU O ZI

Streszczenie. W Politechnice Lubelskiej powadzone są prace mające na celu opracowanie systemu zasilania wodorem silnika o ZI. W celu poznania zjawisk zachodzących podczas procesu napełniania silnika przeprowadzono badania modelowe z wykorzystaniem oprogramowania AVL Fire. W artykule przedstawiono wyniki badań modelowych ilustrujące zjawiska związane z przepływem powietrza przez kanały dolotowe silnika jak również ruch powietrza w komorze spalania.

Słowa kluczowe: modelowanie CFD, proces napełniania.

WSTĘP

W Politechnice Lubelskiej powadzone są prace mające na celu opracowanie systemu zasilania wodorem silnika o ZI. Wodór jest paliwem gazowym o specyficznych właściwościach, charakteryzuje się on m.in. małą gęstością, co sprawia, że silniki zasilane wodorem mają znacznie mniejszy współczynnik napełniania w porównaniu do silników zasilanych innymi paliwami gazowymi. Mała gęstość wodoru powoduje także konieczność stosowania długich czasów wtrysku, co jest przyczyną wydłużenia czasu tworzenia mieszanki. W celu optymalnego zaprojektowania systemu wtryskowego konieczne jest dokładne poznanie zjawisk zachodzących podczas procesu napełniania i procesu tworzenia mieszanki w badanym silniku. W niniejszym artykule przedstawiono proces budowy modelu numerycznego przestrzeni roboczej silnika oraz wyniki badań symulacyjnych procesu napełniania.

Badania modelowe przeprowadzono z wykorzystaniem oprogramowania AVL Fire, które umożliwia analizę zagadnień związanych z przepływem płynów. AVL Fire jest specjalizowanym narzędziem do modelowania i analizy zjawisk przepływowych zachodzących w silnikach spalinowych. Program umożliwia zarówno modelowanie stanów ustalonych jak i uwzględnienie dynamiki przepływów. AVL Fire pozwala na symulację przepływu cieczy i gazów z uwzględnieniem ściśliwości, mieszania, wpływu temperatury, turbulencji, kawitacji, wymiany ciepła, spalania. Umożliwia też obliczenia procesu wtrysku i spalania paliwa ciekłego wewnątrz ruchomej siatki obliczeniowej (silniki spalinowe). Do przeprowadzenia analizy konieczne jest zbudowanie tzw. siatki numerycznej dzielącej przestrzeń przepływu na elementarne objętości skończone. CFD opiera się na metodzie objętości skończo-

[1] Katedra Termodynamiki, Mechaniki Płynów i Napędów Lotniczych, Politechnika Lubelska.

nych i polega na rozwiązywaniu układu równań różniczkowych bilansu masy, pędu i energii metodami numerycznymi. Odpowiednie przygotowanie siatki ma decydujące znaczenie przy późniejszych obliczeniach. Zbyt mała ilość elementów siatki wywołuje małą dokładność przeprowadzanych analiz. Z drugiej strony zbyt duża liczba elementów zwiększa czas potrzebny na przeprowadzenie obliczeń. Bardzo ważnym aspektem obliczeń jest właściwe dobranie kroku obliczeniowego. Wpływa on na dokładność i na stabilność obliczeń. Przy jego doborze należy uwzględnić wielkość komórek obliczeniowych oraz wartość gradientów parametrów płynu w objętości modelu [1, 2].

ZAŁOŻENIA MODELU

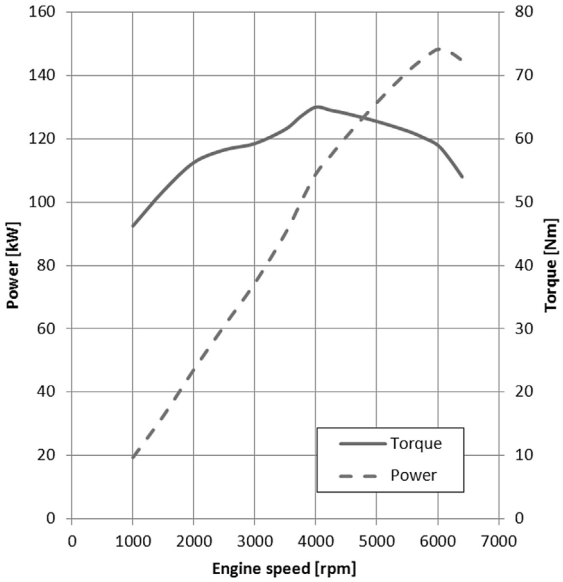
Modelowana jednostka napędowa jest to czterocylindrowy silnik benzynowy montowany m.in. w samochodach Opel Corsa D. Pojemność skokowa cylindrów wynosi 1398 cm^3. Silnik wyposażony jest w wielopunktowy układ wtryskowy benzyny oraz bezstopniową regulację faz rozrządu, posiada on również zmienną geometrię układu dolotowego. Silnik spełnia normę emisji spalin EURO 5. Dane techniczne zostały przestawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Parametry silnika A14XER [4]

Silnik	1.4 ecoFLEX
Oznaczenie	A14XER
Typ	benzynowy
Liczba cylindrów	4
Pojemność, [cm^3]	1398
Moc/prędkość obrotowa, [KM]/[obr/min]	100/6000
Moment obrotowy/ prędkość obrotowa, [Nm]/[obr/min]	130/4000
Średnica cylindra, [mm]	73,4
Skok tłoka, [mm]	82,6
Stopień sprężania, [-]	10,5
Liczba zaworów	16
Układ rozrządu	bezstopniowa regulacja faz (DCVCP)
Układ dolotowy	zmienna geometria
Kontrola emisji spalin	reaktor katalityczny, liniowy EGR
Norma emisji spalin	Euro 5
Zastosowanie	Opel Corsa D

Na rysunku 2 przedstawiono charakterystykę zewnętrzną mocy oraz momentu obrotowego silnika A14XER.

Rys. 1. Widok silnika A14XER
Źródło: http://gmpowertrain.com [4]



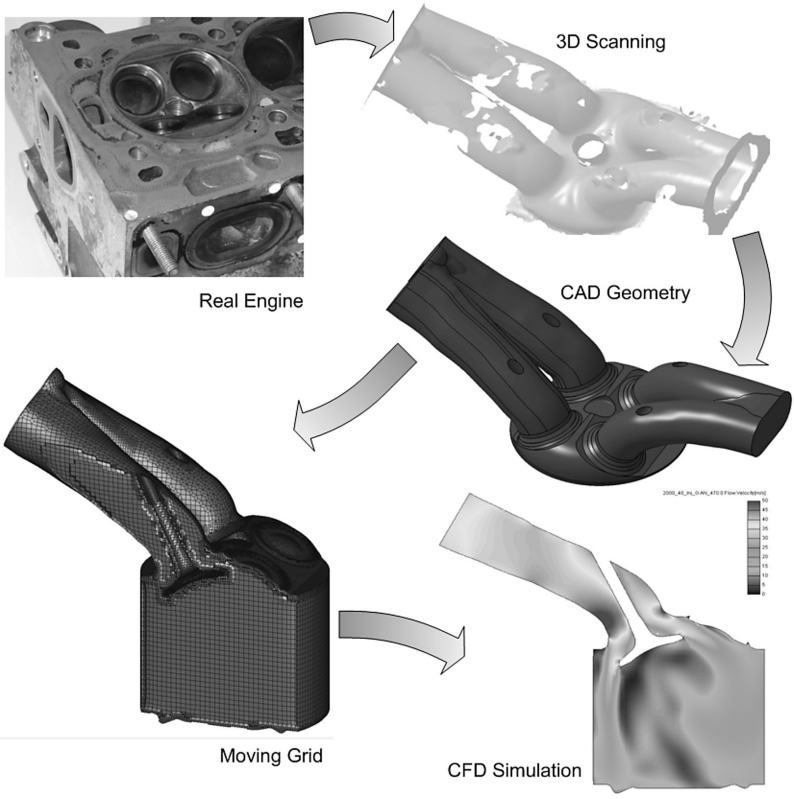
Rys. 2. Charakterystyka zewnętrzna silnika A14XER [4]

MODEL SILNIKA

Podczas modelowania wykorzystano geometrię cylindra, głowicy wraz z kanałem dolotowym i wylotowym oraz denko tłoka. Proces budowy modelu składał się z następujących etapów (rys. 3):

- skanowanie 3D denka tłoka i głowicy silnika oraz pomiary geometrii i wzniosu zaworów,

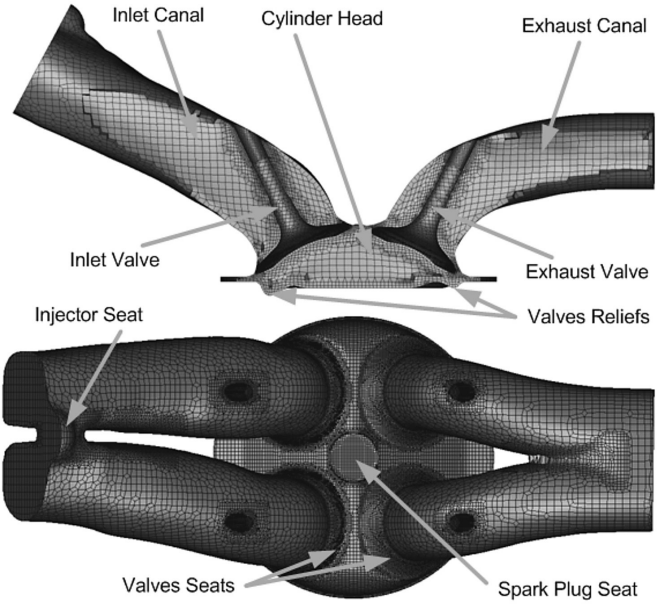
- opracowanie geometrii silnika w programie graficznym 3D (komora spalania, kanały dolotowy i wylotowy oraz zawory),
- zbudowanie objętościowej siatki obliczeniowej w module Fame Engine Plus.



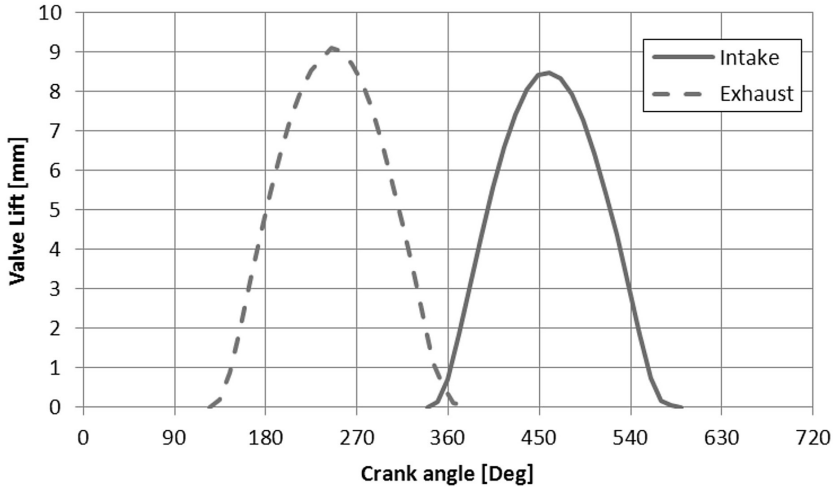
Rys. 3. Etapy budowy modelu silnika w systemie AVL FIRE

Model geometryczny zawiera: komorę spalania ograniczoną powierzchnią głowicy, cylindra oraz tłoka, kanały w głowicy (dolotowy i wylotowy) oraz zawory (dolotowy i wylotowy) (rys. 4). Na powierzchni głowicy widoczne jest wybranie w miejscu montażu świecy zapłonowej, zaś na tłoku wybrania pod zawory.

Liczba komórek siatki obliczeniowej zmienia się 146 tys. do 240 tys w zależności od położenia tłoka. W jej skład wchodzą głównie elementy typu „tetrahedral" czyli figury posiadające sześć ścianek i osiem wierzchołków. Model ma pięć ruchomych elementów: 4 zawory i tłok. Ruch tłoka został zdefiniowany automatycznie na podstawie wymiarów elementów układu korbowego wprowadzonych do programu. Charakterystykę wzniosu zaworów dołączono do modelu w postaci plików tekstowych. Przebieg wzniosu zaworów w funkcji obrotu wału korbowego przedstawiono na rysunku 5.



Rys. 4. Siatka obliczeniowa



Rys. 5. Charakterystyka wzniosu zaworów silnika A14XER

Opisane wyniki badań zawierają analizę przebiegu napełniania pierwszego cylindra silnika w jednym punkcie pracy. W badaniach przyjęto następujące założenia:

- Stała temperatura ścianek [2]:
  - głowicy 550 K,
  - cylindra 450 K,

– tłoka 600 K,
– kanału dolotowego 360 K,
– kanału wylotowy 580 K.

- Gęstość przepływającego gazu zależna jest od ciśnienia i temperatury.
- Przez model przepływa powietrze o następujących właściwościach:

– gęstość w warunkach normalnych 1,18415 kg/m^3,
– lepkość dynamiczna 1,81e-05 kg/ms,
– ciepło właściwe 1003,62 J/kg K,
– przewodność cieplna 0,02637 W/m K,
– ciężar molekularny 28,96 kg/kmol.

- Siła grawitacji skierowana w stronę denka tłoka.
- Model turbulencji k-zeta-f.

Symulacja została przeprowadzona przy użyciu funkcji transient (stan nieustalony), co oznacza że parametry przepływu czynnika są zmienne w czasie. Przyjęto warunki brzegowe pracy silnika dla jazdy z dużym obciążeniem. Założono więc:

- prędkość obrotową 2500 obr/min,
- ciśnienie na dolocie 0,08 MPa,
- ciśnienie na wylocie 0,1 MPa.

Aby przeanalizować proces wymiany ładunku zakres symulacji ustalono na 350 – 720 OWK. Szczegółowej analizie poddano model w zakresie od 400 do 700 ºOWK. Wielkość kroku obliczeniowego założono 1 ºOWK, natomiast ilość iteracji w kroku 50.

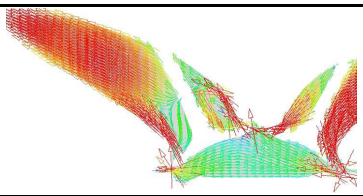
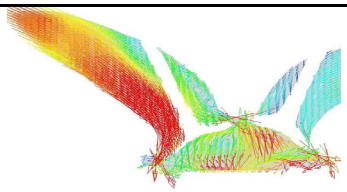
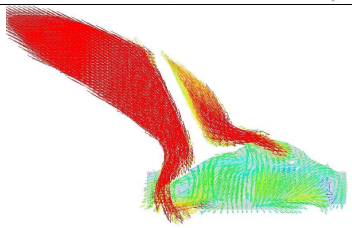
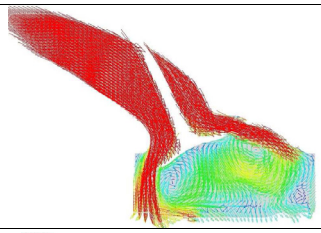
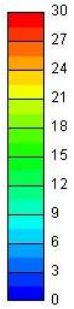
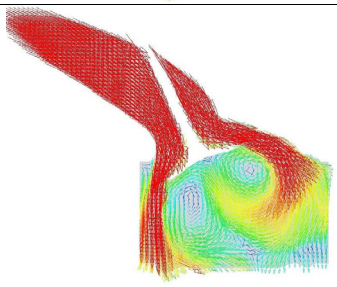
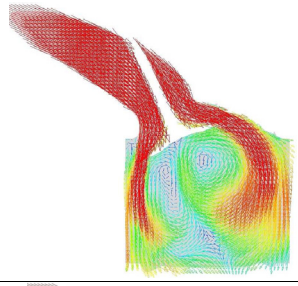
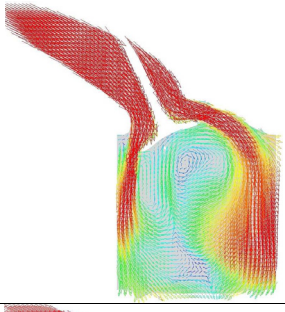
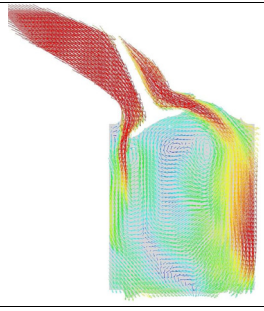
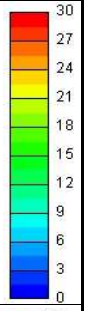
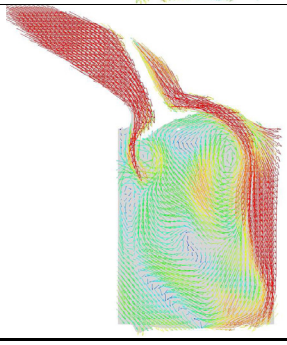
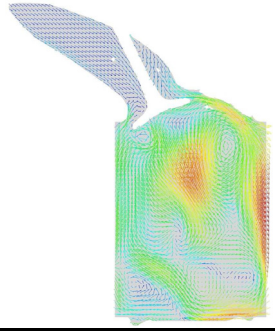
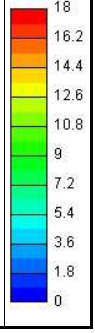
WYNIKI BADAŃ SYMULACYJNYCH

W tabeli 2 zamieszczono rysunki przedstawiające rozkłady prędkości w przekroju modelu. Obejmują one fragment suwu napełniania oraz suw sprężania silnika czyli 300ºOWK. GMP w suwie sprężania przyjęto jako 0ºOWK. Rysunki pokazują zmiany co 20 ºOWK. Dla poprawy czytelności wyniki pokazano przy stałych skalach. Przy czym ich zakresy są następujące:

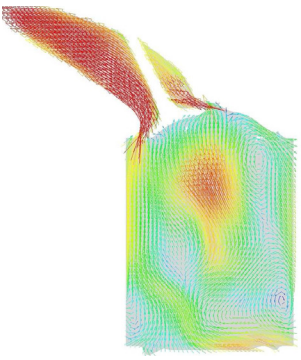
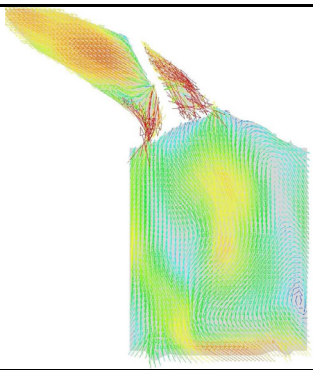
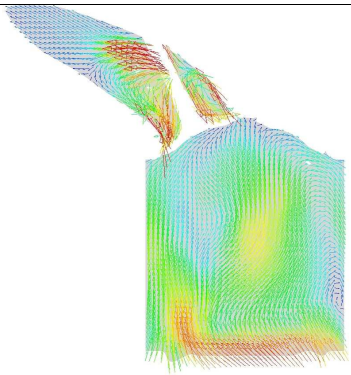
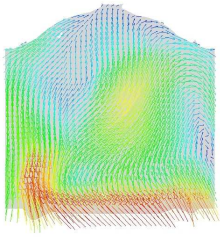
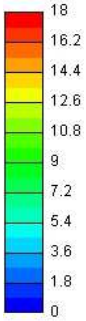
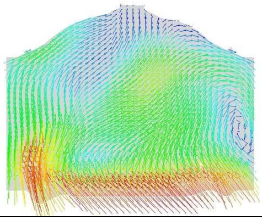
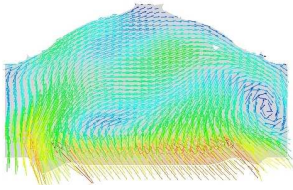
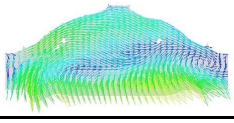
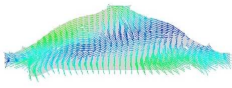
- dla 400 – 500 ºOWK 0 – 30 m/s,
- dla 520 – 700 ºOWK 0 – 18 m/s.

Na rysunku 6 zamieszczono przebiegi ciśnienia w cylindrze i w kanale dolotowym, natomiast na rysunku 7 przebieg masowego natężenia przepływu przez zawór dolotowy oraz przebieg masy ładunku w cylindrze. Początek napływu powietrza do cylindra rozpoczyna się dla kąta 370 ºOWK. Osiąga ono prędkość maksymalną ponad 30 m/s dla kąta 450 ºOWK. Dla kąta 360 ºOWK widoczny jest przepływ zwrotny powietrza znajdującego się w cylindrze do kanału dolotowego. Wynika on z istnienia nadciśnienia w cylindrze względem układu dolotowego (rys. 6). Nadciśnienie to po-

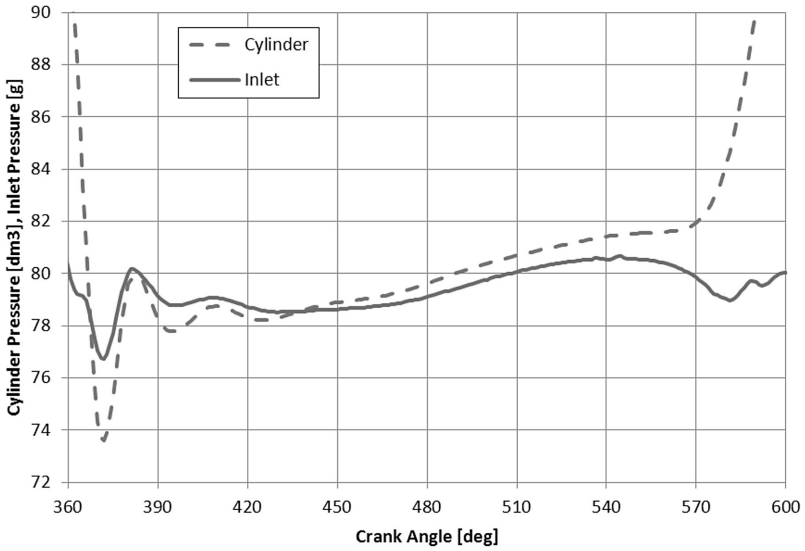
Tabela 2 Rozkłady prędkości przepływu w przekroju modelu

α [Deg]	Velocity magnitude [m/s]	α [Deg]	Velocity magnitude [m/s]	
360		380		
400		420		
440		460		
480		500		
520		540		

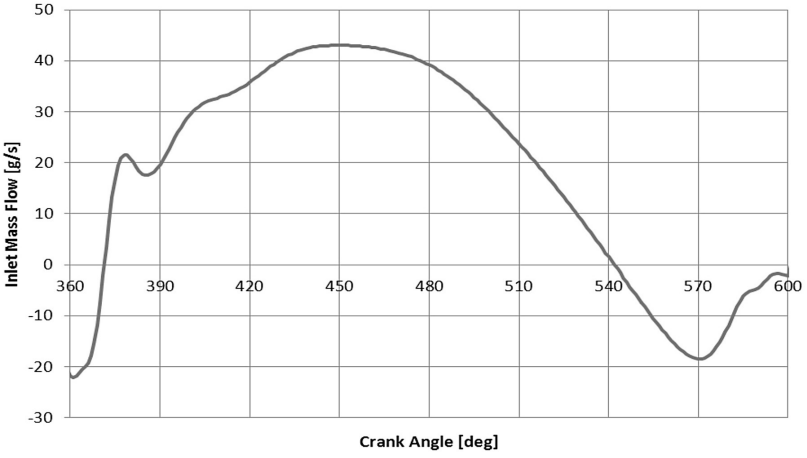
c.d. tabeli 2

α [Deg]	Velocity magnitude [m/s]	α [Deg]	Velocity magnitude [m/s]	
560		580		
600		620		
640		660		
680		700		

wodowane jest przez ruch tłoka w kierunku GMP (trwa koniec suwu wylotu). Zawór wylotowy jest już prawie zamknięty, więc tłok spręża powietrze w cylindrze ponad wartość ciśnienia w kanale dolotowym. Przepływ powietrza do układu dolotowego występuje również po przejściu tłoka przez DMP. Dla kąta 540 ºOWK prędkość przepływu zmniejsza się do 0 m/s a następnie zmienia się kierunek przepływu. Jest to spowodowane zmianą kierunku ruch tłoka. Przepływ zwrotny osiąga maksymalnie ok. 20 m/s dla ok. 450 ºOWK. W tym przypadku możemy zaobserwować zjawisko doładowania dynamicznego. W wyniku działania bezwładności powietrza wpływa-



Rys. 6. Przebieg ciśnienia w cylindrze i w kanale dolotowym



Rys. 7. Masowe natężenie przepływu ładunku przez zawór dolotowy

jącego z dużą prędkością z kanału dolotowego do cylindra, ciśnienie w cylindrze zaczyna przewyższać ciśnienie w przewodzie dolotowym. Nawet po przekroczeniu przez tłok DMP i rozpoczęciu suwu sprężania ładunek wpływa do cylindra. Dopiero dla kąta 545 ºOWK (5 ºOWK po DMP) rozpoczyna się przepływ zwrotny. Kończy się on wraz z zamknięciem zaworu dolotowego.

Po przekroczeniu 370 ºOWK rozpoczyna się przepływ czynnika do cylindra. Spowodowane jest to spadkiem wartości ciśnienia w cylindrze poniżej ciśnienia w rurze dolotowej w wyniku ruchu tłoka w kierunku DMP. Prędkość przepływu powietrza stopniowo rośnie i w szczelinie zaworowej osiąga wartość maksymalną (ok. 350 m/s). Powietrze wpływające do cylindra z dużą prędkością rozpływa się po powierzchni cylindra i głowicy. Uderza ono o zawór wylotowy zmieniając kierunek, a także o powierzchnię cylindra i tłoka tworząc zawirowania. W rozpatrywanym przekroju cylindra analizowane są wiry typu tumble (o osi prostopadłej do osi cylindra). Zaobserwowano dwa wiry o przeciwnych zwrotach tworzące się na krawędziach zaworu dolotowego. Rozwijają się one równomiernie do kąta 440 ºOWK, po czym zawirowanie występujące po prawej stronie stopniowo zanika, natomiast prawe pozostaje do kąta 540 ºOWK. Wir powstały w pobliżu zaworu dolotowego zanika w wyniku wystąpienia przepływu zwrotnego do układu dolotowego (560 ºOWK). Po czym po prawej stronie, przy ściance cylindra powstaje nowy wir, który utrzymuje się do końca procesu sprężania. Istnienie wirów wewnątrz cylindra podczas tworzenia się mieszanki jest bardzo ważne ze względu na odpowiednie wymieszanie par paliwa z powietrzem. Wpływają one również na proces zapłonu (koncentracja paliwa przy świecy) i spalania mieszanki (prędkość rozchodzenia się płomienia).

WNIOSKI

Otrzymane wyniki potwierdzają przydatność i skuteczność zastosowanej metody. Przy niskich kosztach i małej czasochłonności uzyskano informacje odnośnie zjawisk zachodzących w czasie napełniania silnika. Możliwe jest uzyskanie wyników obliczeń z dużą rozdzielczością kątową praktycznie w dowolnym punkcie układu.

Przeprowadzone badania modelowe pozwoliły na obserwacje i analizę zjawisk zachodzących w cylindrze, które mogą mieć znaczący wpływ na proces napełniania oraz proces tworzenia mieszanki oraz proces zapłonu i spalania. Widoczne jest istnienie przepływów zwrotnych przez zawór dolotowy oraz zawirowań ładunku w cylindrze silnika. Zaobserwowano także doładowanie dynamiczne. Dokładniejsze zbadanie wpływu tych zjawisk na pracę silnika wymaga rozbudowania modelu o dodatkowe podmodele oraz wykonania dalszych symulacji.

Proces napełniania wpływa nie tylko na masę powietrza, ma on także duży wpływ na rozkład (depozycję) paliwa w objętości cylindra oraz na rozkład prędkości ładunku. W silnikach z sekwencyjnym wtryskiem paliwa także kąt początku wtrysku ma duży wpływ na ułożenie paliwa w cylindrze [5]. Ważne jest aby w momencie wystąpie-

nia iskry w okolicy świecy zapłonowej znajdowała się mieszanka o odpowiednim składzie [3]. Poznanie tych zjawisk wymaga uzupełnienie modelu silnika o wtrysk paliwa oraz wykonanie dalszych badań modelowych.

LITERATURA

1. Heywood J.B., Internal combustion Engine Fundamentals. McGraw – Hill Book Company New York 1988.
2. Wajand J.A., Wajand J.T., *Tłokowe silniki spalinowe.* Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 2000.
3. Koliński K., Orkisz M., Prociak R., *Wymiana ładunku w czterosuwowych silnikach tłokowych.* Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1991.
4. http://gmpowertrain.com
5. Yamato Tadao, Hayashida Masaru, Sekino Hirofumi, Sugahara Koichi, *Effect of Injection Timing on the Performance of a Manifold Injection Gas Engine*, SAE Technical Paper 1999-01-3295, JSAE 9938050.

3D MODELING OF THE SI ENGINE INTAKE PROCESS

Abstract

Hydrogen supply system for SI engines is developed in Lublin University of Technology. To learn the phenomena that occur during the engine filling process, AVL based modeling was performed. This paper describes the results of the modeling studies to show the air flow through engine intake duct and the air movement in the combustion chamber.

Keywords: CFD modeling, intake process.

Bogdan Pojawa[1], Sylwester Trzebiński[2]

SYMULACJA EFEKTYWNOŚCI WYKORZYSTANIA POMPY CIEPŁA W OKRĘTOWYCH INSTALACJACH KLIMATYZACYJNYCH

Streszczenie. W procesie eksploatacji siłowni okrętowych ciągle aktualną jest potrzeba oceny ich efektywności energetycznej oraz emisji szkodliwych dla środowiska naturalnego produktów spalania. Potrzebę prowadzenia badań w tym zakresie, wymuszają również w pewnym stopniu, obowiązujące uregulowania prawne w zakresie efektywności energetycznej oraz ochrony środowiska. Z uwagi na powyższe podjęto się wstępnych badań mających na celu poprawę efektywności energetycznej siłowni okrętowej oraz zmniejszenie emisji szkodliwych produktów spalin poprzez zastosowanie w okrętowej instalacji klimatyzacyjnej pompy ciepła. W artykule przedstawiono identyfikację instalacji klimatyzacyjnej oraz sposób określania zapotrzebowania energii na jej potrzeby. Na podstawie teorii obiegów lewobieżnych oraz bilansowania energetycznego opracowano uproszczony model matematyczny umożliwiający dokonywanie bilansowania energii na potrzeby instalacji klimatyzacyjnej, dla różnych parametrów stanu dolnego i górnego źródła ciepła. Symulacja efektywności wykorzystania pompy ciepła w okrętowej instalacji klimatyzacyjnej, z udziałem opracowanego modelu matematycznego, pozwala na określenie ilości paliwa możliwej do zaoszczędzenia oraz towarzyszącej temu zmniejszonej emisji związków szkodliwych spalin.
Słowa kluczowe: efektywność energetyczna, badania symulacyjne, pompa ciepła, okrętowa instalacja klimatyzacyjna.

WSTĘP

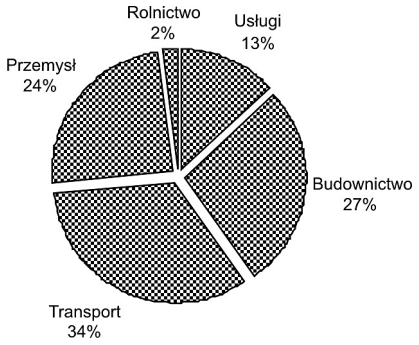
Rozwój szeroko rozumianego postępu technicznego, wzrost zaludnienia na świecie oraz dążenie poszczególnych państw do wzrostu gospodarczego powoduje zwiększone zapotrzebowanie na energię, która w głównej mierze, uzyskiwana jest w sposób konwencjonalny z paliw kopalnych [7]. Wyczerpujące się zasoby paliw pierwotnych i towarzyszący rozwojowi gospodarczemu wzrost popytu na paliwa, powodują ciągły wzrost cen paliw, a tym samym energii [4,7]. Zwiększone zapotrzebowanie na energię przekłada się również na zwiększoną emisję szkodliwych dla środowiska produktów spalania, głównie CO_2 i NO_x [4]. W związku z powyższym, coraz większego znaczenia nabiera ocena efektywności energetycznej obecnie wykorzystywanych technologii do wytwarzania energii, jak również poszukiwanie nowych, innowacyjnych i niskoemisyjnych technologii, w tym odnawialnych źródeł energii (OZE). Dotyczy to zarówno procesów wytwarzania, dystrybucji oraz końcowego wykorzystania energii.

[1] Akademia Marynarki Wojennej, e-mail: b.pojawa@amw.gdynia.pl
[2] Wojskowy Ośrodek Metrologii, e-mail: sylwek-t@wp.pl

Ideą efektywności energetycznej jest nie tylko oszczędzanie energii, ale znalezienie sposobu na to żeby realizowane obecnie procesy energetyczne odbywały się przy mniejszym zapotrzebowaniu na energię pierwotną wyrażaną najczęściej w tonach oleju ekwiwalentnego (Mt_{oe}) [12]. Badania w zakresie efektywności energetycznej oraz odnawialnych źródeł energii przyczyniają się także do ochrony środowiska naturalnego poprzez obniżenie emisji szkodliwych produktów spalania [2,3,11]. Efektywność energetyczną można zdefiniować jako stosunek uzyskanej energii użytecznej do energii doprowadzonej, w typowych warunkach eksploatacji rozpatrywanych urządzeń. Zwiększenie efektywności energetycznej w sposób wymierny wpływać będzie zatem na obniżenie kosztów ich eksploatacji.

Poza zyskami ekonomicznymi do działań w zakresie efektywności energetycznej skłaniają Polskę także zobowiązania i regulacje międzynarodowe. Unia w 2007 roku wyznaczyła sobie za cel zmniejszenie do 2020 roku swojego pierwotnego zużycia energii o 20 % w stosunku do zużycia prognozowanego na ten rok, a cel ten został wskazany w komunikacie Komisji „Energy 2020" jako istotny krok na drodze do realizacji naszych długoterminowych celów w zakresie energii i klimatu [6]. Polska ma już ustawę o efektywności energetycznej, która tworzy warunki do działań z zakresu racjonalnego gospodarowania energią przewidzianych w całej gospodarce. Ustawa ustanawia ramy prawne dla działań na rzecz wzrostu efektywności energetycznej gospodarki, obejmujących mechanizm wsparcia i prowadzących do uzyskania wymiernych oszczędności energii wymaganych na podstawie dyrektywy 2006/32/WE w sprawie efektywności końcowego wykorzystania energii i usług energetycznych [11, 5]. Problemy związane z efektywnością energetyczną stają się zatem obecnie jednymi z najważniejszych stawianych przed polską gospodarką.

Według obliczeń ekspertów Unia Europejska mogłaby zaoszczędzić ok. 20 % obecnej konsumpcji energii poprzez jej efektywne wykorzystanie. Można zatem wnioskować, że w perspektywie najbliższych lat podnoszenie efektywności energetycznej stanowić będzie „jedno z najważniejszych źródeł energii". Powołując się na Eurostat Pocketbooks 2011 [4] można wskazać procentowy udział w zużyciu energii przez poszczególne sektory gospodarki (rys. 1).

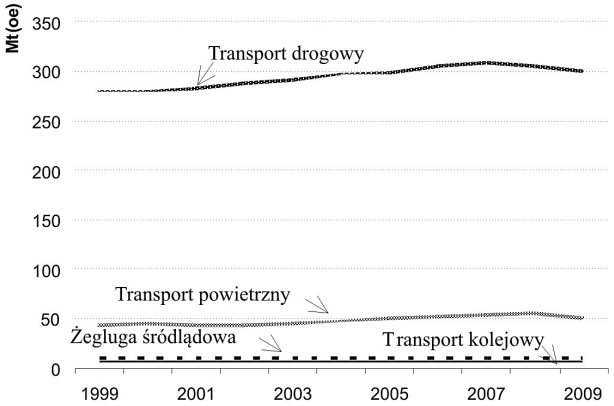


Rys. 1. Zużycie energii przez sektory gospodarki w Unii Europejskiej w 2009 roku [4]

Na podstawie danych przedstawionych na rysunku 1 można stwierdzić, że w roku 2009 w zużyciu energii w gospodarce Unii Europejskiej 33 % należało do transportu (głównie transportu lądowego), 27 % do budownictwa, 24 % do przemysłu, 13 % do usług i 2 % do sektora rolnictwa. Takiemu zużyciu energii przez poszczególne sektory gospodarki w przybliżeniu odpowiada ich procentowy udział w emisji szkodliwych dla środowiska produktów spalania, w tym głównie CO_2 [4].

Szacuje się, ze największy potencjał w zakresie wzrostu efektywności energetycznej występuje w budownictwie, a następnie w transporcie. Transport charakteryzuje się najwyższą dynamiką wzrostu zużycia energii i największą zależnością od paliw kopalnych (rys. 2) [6, 5].

Z danych przedstawionych na powyższym rysunku wynika, że istotnie największym zużyciem energii charakteryzuje się sektor transportu drogowego, a następnie transportu lotniczego.



Rys. 2. Zużycie energii przez sektor transportu w Unii Europejskiej w 2009 roku [4]

Zaskakującym jest fakt, że nie uwzględnia się w tych analizach transportu morskiego. Taki stan rzeczy może inspirować do podjęcia badań w tym właśnie zakresie. Tym bardziej, że w planowanej białej księdze dotyczącej transportu określona zostanie strategia poprawy efektywności sektora transportowego, obejmująca następujące elementy: wprowadzanie zaawansowanych systemów zarządzania ruchem dla wszystkich form transportu, inwestycje infrastrukturalne i utworzenie jednolitego europejskiego obszaru transportowego celem propagowania transportu mulitmodalnego, inteligentna polityka cenowa oraz standardy efektywności dla wszystkich pojazdów we wszystkich rodzajach transportu i inne środki na rzecz wspierania innowacji [6].

Powyższe stanowiło inspirację do podjęcia wstępnych badań w zakresie poprawy efektywności energetycznej w sektorze transportu morskiego, a w szczególności eksploatacji siłowni okrętowej, która to siłownia w uogólnieniu stanowi zespół bloków energetycznych zapewniających produkcję energii mechanicznej, elektrycznej

i ciepła niezbędnych do wykonywania zadań wynikających z przeznaczenia jednostki pływającej. W pracy przedstawiono wyniki badań symulacyjnych wykorzystania pompy ciepła w instalacji klimatyzacyjnej jednostki pływającej jako jednej z metod zwiększenia jej efektywności energetycznej.

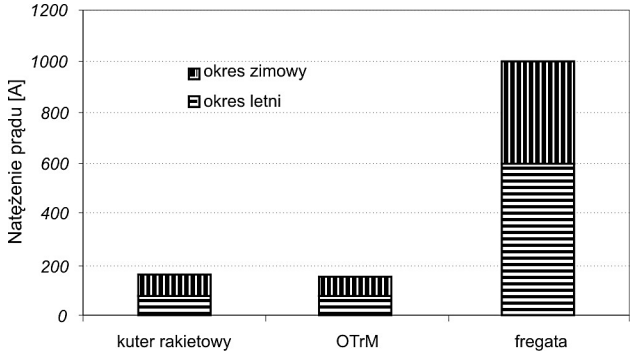
IDENTYFIKACJA OBIEKTU BADAŃ SYMULACYJNYCH

Analizując techniczne możliwości zwiększenia efektywności energetycznej siłowni okrętowej zwrócono uwagę, że w bilansie energetycznym elektrowni okrętowej dużym zapotrzebowaniem na energię charakteryzuje się okrętowa instalacja klimatyzacyjna. Szacuje się, że moc współczesnych okrętowych instalacji klimatyzacyjnych stanowi około 20% mocy elektrowni okrętowej. Dokonując wstępnej analizy bilansu energetycznego instalacji klimatyzacyjnej w skali roku okazuje się, że na cele klimatyzacji przeznaczane są bardzo duże ilości energii. Tym bardziej, że instalacje te funkcjonują w ciągu całego roku, bez względu na to, czy okręt jest w morzu, czy znajduje się w porcie. Zasilanie rozbudowanych okrętowych instalacji klimatyzacyjnych, podobnie jak w budownictwie, stanowi duży udział niezbędnej na ten cel energii elektrycznej, składającej się na bilans energii okrętowej sieci energetycznej zarówno latem jak i zimą. Tendencja do podnoszenia komfortu socjalno–bytowego załóg okrętowych spowodowała zwiększenie udziału mocy grzewczej i chłodniczej w instalacjach klimatyzacyjnych, tym samym również mocy elektrowni okrętowych.

Obiektem badań symulacyjnych jest zatem okrętowa instalacja klimatyzacyjna, która stanowi kompleks urządzeń zapewniających wytworzenie oraz utrzymanie określonej temperatury i wilgotności powietrza, z równoczesnym zapewnianiem wymaganej czystości i odpowiedniej cyrkulacji wewnątrz pomieszczeń bytowych oraz w miejscach pracy załogi na okręcie, niezależnie od zysków i strat ciepła w tych pomieszczeniach oraz od parametrów powietrza zewnętrznego. W instalacjach tych podgrzewanie realizowane jest przez nagrzewnice elektrycznie, a chłodzenie za pomocą sprężarkowych instalacji chłodniczych. Kotły parowe lub wodne wraz z instalacjami grzewczymi stosowane są coraz rzadziej z tendencją do ich wycofywania. Najprawdopodobniej w niedługiej przyszłości zostaną one całkowicie wycofane z jednostek pływających.

Podczas wstępnych rozważań dokonano oceny zapotrzebowania na energię oraz analizy możliwości podwyższenia efektywności energetycznej w instalacjach klimatyzacyjnych trzech różnych typów okrętów: rakietowego (wyporność 490 ton), transportowo – minowego (wyporność 1745 ton, bilansu energetycznego dokonano jedynie dla potrzeb socjalno – bytowych składu załogi okrętu, bez uwzględniania potrzeb socjalno – bytowych zaokrętowanego desantu), fregaty rakietowej (wyporność 3650 ton).

Okręt podczas postoju w porcie jest zasilany ze stacji brzegowej, a wartość natężenia prądu pobieranego z sieci jest stale mierzona. Różnica zapotrzebowania na energię elektryczną w okresie letnim i zimowym pozwala w sposób przybliżony oszacować ilość energii elektrycznej zapotrzebowanej przez instalację klimatyzacyjną na cele grzewcze okrętu w sezonie grzewczym. Dysponując pomiarami natężenia prądu i napięcia występującymi podczas zasilania okrętu ze stacji brzegowej w okresie letnim oraz w okresie zimowym, istnieje możliwość wyznaczenia uśrednionej mocy elektrycznej przeznaczonej na pracę instalacji klimatyzacyjnej w okresie grzewczym. Uśrednione wartości natężenia prądu dla rozpatrywanych okrętów, podczas zasilania ze stacji brzegowej w okresie zimowym oraz letnim, przedstawia rysunek 3.



Rys. 3. Uśrednione wartości natężenia prądu dla różnych typów okrętów, podczas zasilania ze stacji brzegowej w okresie zimowym oraz letnim

Zapotrzebowanie na energię elektryczną przez instalację klimatyzacyjną w sezonie grzewczym okrętu transportowo–minowego jest bardzo zbliżona do zapotrzebowania na energię okrętu rakietowego, pomimo jego większej wyporności. Wynika to z faktu, że dysponowane wyniki pomiarów odnoszą się tylko do potrzeb socjalno–bytowych składu załogi okrętu, z pominięciem możliwego do zaokrętowania desantu. Moc elektryczna zapotrzebowana przez instalacje klimatyzacyjne powyższych okrętów w okresie grzewczym, wynosi około 32 kW. Dla okrętu typu fregata rakietowa, z uwagi na jego wielkość i liczność załogi, zapotrzebowanie energii elektrycznej na potrzeby instalacji klimatyzacyjnej jest wielokrotnie wyższe i wynosi około 176 kW. Przyjmując cenę 1 kW·h na poziomie 0,56 zł łatwo można wyliczyć średnio miesięczny koszt eksploatacji okrętowej instalacji klimatyzacyjnej w okresie grzewczym. Dla okrętu rakietowego i transportowo–minowego wynosi około 13 tys. zł miesięcznie, a dla fregaty około 71 tys. zł miesięcznie.

Do dalszych badań symulacyjnych za obiekt badań przyjęto okręt rakietowy dla którego sumaryczna moc urządzeń grzejnych oraz podgrzewaczy ciepłej wody użytkowej zainstalowanych na okręcie wynosi 123,5 kW, moc urządzeń chłodniczych wynosi 50,2 kW.

ZAŁOŻENIA UPRASZCZAJĄCE PRZYJĘTE DO BADAŃ WSTĘPNYCH

Zwiększenie efektywności energetycznej okrętowej instalacji klimatyzacyjnej możliwe jest dzięki wykorzystaniu teorii obiegów lewobieżnych. Jak wiadomo obiegi lewobieżne umożliwiają przenoszenie ciepła z niskotemperaturowego (dolnego) zasobnika energii cieplnej do wysokotemperaturowego (górnego) zasobnika energii cieplnej, dzięki doprowadzonej zewnętrznej pracy obiegu. Urządzenia realizujące obieg lewobieżny nazywane są potocznie pompą ciepła. Można wśród nich wyróżnić dwa rodzaje urządzeń: pompę ciepła chłodniczą i pompę ciepła grzejną [8, 9]. W przypadku pompy ciepła grzejnej ciepło na cele grzewcze może być pobierane z gruntu, wody lub otoczenia. Energia wewnętrzna tych źródeł ciepła uzupełniana jest dzięki energii promieniowania słonecznego. Współczynnik efektywności energetycznej grzejnej pompy ciepła $\varepsilon_{g(COP)}$ (*COP – coafficient of performance)* określany jest następującą zależnością [8]:

$$\varepsilon_{g(COP)} = \frac{|q_w|}{|l_{ob}|} = \frac{q_d + |l_{ob}|}{|l_{ob}|} = \frac{q_d}{l_{ob}} + 1 > 1 \tag{1}$$

gdzie: l_{ob} – praca jednostkowa doprowadzona do obiegu, q_w – jednostkowe ciepło wyprowadzone z obiegu, q_d – jednostkowe ciepło doprowadzone do obiegu.

Wartość współczynnika efektywności energetycznej ściśle zależy od parametrów dolnego i górnego zasobnika energii cieplnej, jednak zawsze będzie większa od jedności. Oznacza to, że ciepło odprowadzone do górnego zasobnika ciepła, podczas realizacji obiegu, będzie co najmniej równe doprowadzonej pracy obiegu Dla współczesnych pomp ciepła wartość współczynnika efektywności energetycznej może osiągać wartość 4, a nawet większą.

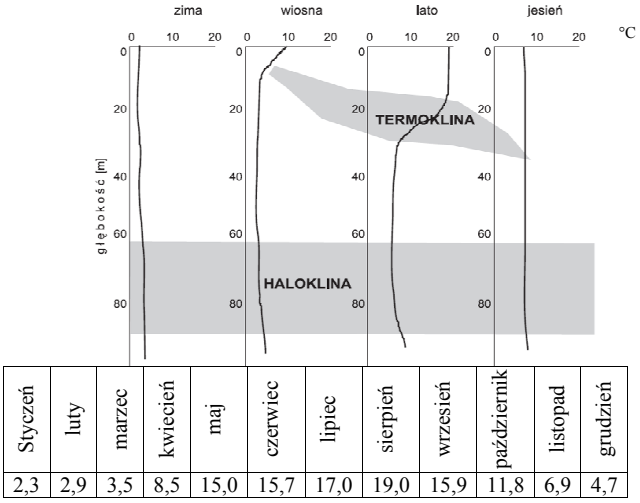
Okrętowa instalacja klimatyzacyjna z pompą ciepła może wykorzystywać jako dolne źródło ciepła energię geotermiczną wody morskiej. Woda morska z punktu widzenia okrętu jest dostępna i stosunkowo łatwa do pozyskania. Posiada wysokie ciepło właściwe oraz temperaturę zamarzania poniżej zera. Jej największa wada to niekoherentność czyli najniższa temperatura występuje w okresie największego zapotrzebowania na energię cieplną. Rozkład temperatury wody w zależności od głębokości, dla Morza Bałtyckiego przedstawia rysunek 4.

Do badań wstępnych przyjęto wartości temperatur wody morskiej dla obszaru wybrzeża Gdyni przedstawione w tabeli 1. Wartości te wynikają z obserwacji temperatur wody morskiej z okresu minionych 40 lat [1].

W celu polepszenia współczynnika efektywności energetycznej pompy ciepła istnie również możliwość wykorzystania ciepła odpadowego z innych instalacji występujących w siłowni okrętowej np.: instalacji chłodzenia wody i oleju silników napędu głównego. Okręt podczas pływania w morzu wytwarza znaczne ilości ciepła odpadowego jako efekt uboczny pracy silników i innych urządzeń. Ciepło to można częściowo odzyskać właśnie w pompie ciepła. Potencjalne źródła odzysku ciepła

Tabela 1. Średnie miesięczne temperatury powierzchniowej wody morskiej dla wybrzeża gdyńskiego [1]

Styczeń	Luty	Marzec	Kwiecień	Maj	Czerwiec	Lipiec	Sierpień	Wrzesień	Październik	Listopad	Grudzień
2,3	2,9	3,5	8,5	15,0	15,7	17,0	19,0	15,9	11,8	6,9	4,7



Styczeń	luty	marzec	kwiecień	maj	czerwiec	lipiec	sierpień	wrzesień	październik	listopad	grudzień
2,3	2,9	3,5	8,5	15,0	15,7	17,0	19,0	15,9	11,8	6,9	4,7

Rys. 4. Sezonowy rozkład temperatury wody morskiej w zależności od głębokości Morza Bałtyckiego i pór roku [1]

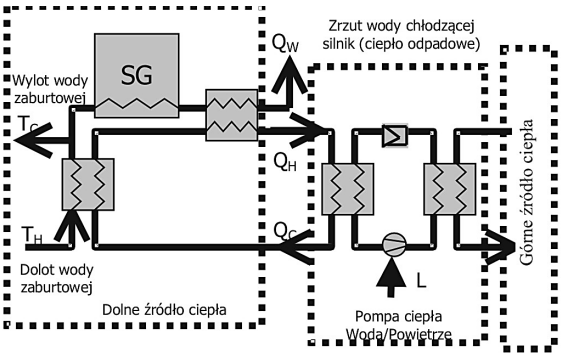
można zlokalizować w: spalinach, wodzie chłodzącej silniki główne i pomocnicze, oleju smarującym, powietrzu wylotowym z wentylacji siłowni i pomieszczeń okrętowych, sprężonym powietrzu doładowania silnika oraz zbiornikach ściekowych. Biorąc tylko pod uwagę wodę chłodząca silniki napędu głównego, przy założonym natężeniu przepływu o wartości 5 t/h i temperaturze wylotowej wody zaburtowej 20 ^{o}C, można częściowo odzyskać taką ilość energii cieplnej, która w 100% pokryje zapotrzebowanie grzewcze okrętu.

Parametry górnego źródła ciepła (wewnątrzokrętowe pomieszczenia socjalno-bytowe) odpowiadają parametrom określonym przez odpowiednie przepisy i wymagania polskich norm dotyczące wentylacji i klimatyzacji na jednostkach pływających. Do badań wstępnych przyjęto, że temperatura w pomieszczeniach wewnątrzokrętowych wynosi 21 ^{o}C.

WYNIKI BADAŃ SYMULACYJNYCH

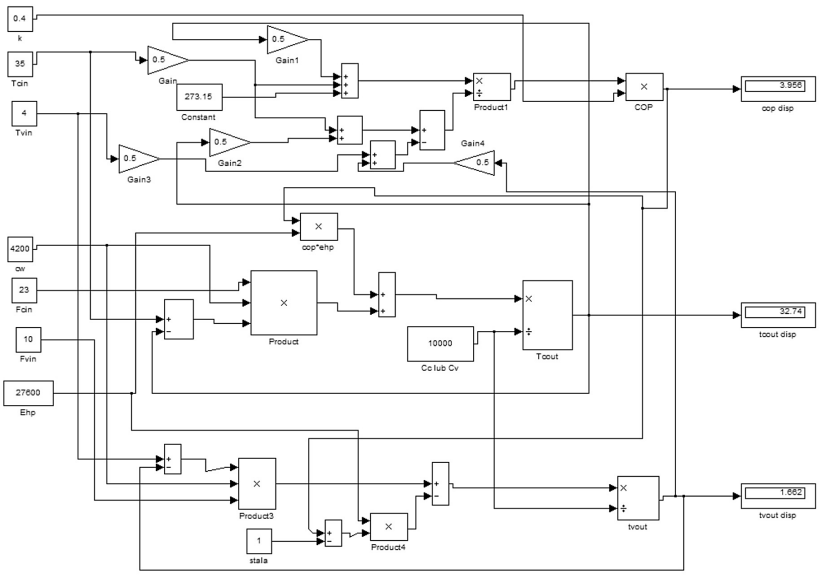
W celu przeprowadzenia analizy możliwości podwyższenia efektywności energetycznej okrętowej instalacji klimatyzacyjnej z wykorzystaniem pompy ciepła,

dokonano opracowania jej modelu funkcjonalnego. Model funkcjonalny okrętowej instalacji klimatyzacyjnej z pompą ciepła przedstawia rysunek 5.



Rys. 5. Model funkcjonalny okrętowej instalacji klimatyzacyjnej z pompą ciepła: T_H – temperatura wody zaburtowej na dolocie, T_C – temperatura wody zaburtowej na wylocie, Q_W – ciepło odpadowe wody chłodzącej silniki główne, Q_H – ciepło odzyskane z ciepła odpadowego (dolne źródło ciepła), Q_C –ciepło na wylocie z pompy ciepła, W – praca dostarczona do pompy ciepła

Na podstawie powyższego modelu funkcjonalnego opracowano w programie Matlab/Simulink model matematyczny, dzięki któremu możliwe było dokonanie oceny efektywności energetycznej instalacji klimatyzacyjnej z pompą i bez pompy ciepła. Opracowany model matematyczny przedstawia **Rys. 6.**



Rys. 6. Struktura modelu okrętowej instalacji klimatyzacyjnej z pompą ciepła opracowany w programie Matlab/Simulink

Wyznaczenia wartości współczynnika wydajności grzewczej (*COP*) dokonano na podstawie zależności [9]:

$$COP = k \cdot \frac{0{,}5 \cdot T_{cin} + 0{,}5 \cdot T_{cout} + 273{,}15}{(0{,}5 \cdot T_{cin} + 0{,}5 \cdot T_{cout}) - (0{,}5 \cdot T_{vin} + 0{,}5 \cdot T_{vout})}$$

$$C_c \frac{dT_{cout}}{dt} = F_{cin} \cdot cw \cdot (T_{cin} - T_{cout}) + COP \cdot Ehp \qquad (2)$$

$$C_v \frac{dT_{vout}}{dt} = F_{vin} \cdot cw \cdot (T_{vin} - T_{vout}) - (COP - 1) \cdot Ehp$$

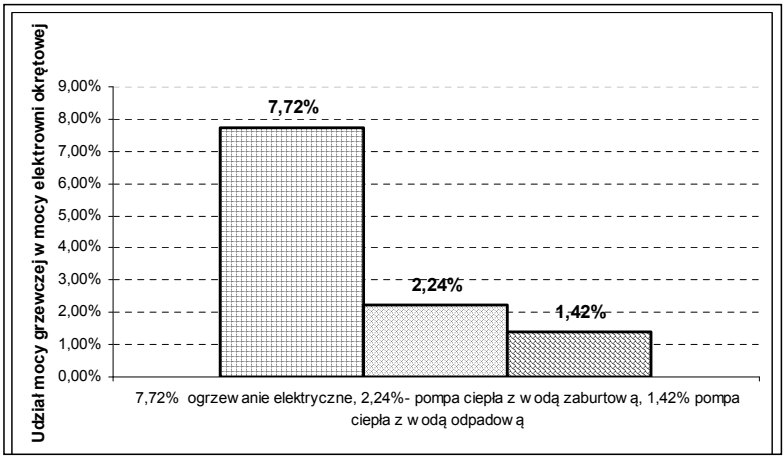
gdzie: Ehp – moc sprężarki i pomp obiegowych [kW], T_{vin} – temp. na wejściu do wyparownika [°C], F_{vin} – przepływ przez wyparownik [kg/s], T_{cin} - temp. na wejściu do skraplacza [°C], F_{cin} – przepływ przez skraplacz [kg/s], T_{vin} – temp. na wyjściu z wyparownika [°C], T_{vin} – temp. na wyjściu ze skraplacza [°C], COP – współ. wydajności grzewczej, k – współ. wydajności układu sprężarka – silnik elektryczny

Badania symulacyjne działania okrętowej instalacji klimatyzacyjnej z pompą ciepła w warunkach okrętowych pozwoliły na określenie między innymi, dla przyjętych przepływów i temperatury wejściowej dolnego źródła, współczynnika wydajności grzewczej oraz temperatury wyjściowej czynnika roboczego dolnego źródła.

Na podstawie wyników badań symulacyjnych można stwierdzić, że dla założonej wartości temperatury wody wylotowej chłodzącej silnik wynoszącej 30 °C i odzysku 5 °C, jedna pompa ciepła o mocy 60 kW jest w stanie zapewnić zapotrzebowanie cieplne pomieszczeń wewnątrzokrętowych z zachowaniem wysokiego współczynnika wydajności grzewczej o wartości 6,3. Przyjmując wartość temperatury 3 °C i odzysku 1 °C dwie pompy o łącznej mocy grzewczej 120 kW są w stanie zapewnić zapotrzebowanie cieplne okrętu przy ciągle wysokim współczynniku wydajności grzewczej o wartości 3,8.

Na podstawie powyższych wartości można stwierdzić, że dla okrętu rakietowego jest możliwe zredukowanie udziału mocy grzewczej w mocy elektrowni okrętowej z 18,3 % do 4,47 % dla przypadku postoju okrętu w porcie. Jest to sumaryczna moc sprężarek i pomp obiegowych. Podczas funkcjonowania okrętu w morzu udział mocy grzewczej stanowi 7,72 % mocy elektrowni okrętowej. Po zastosowaniu pompy ciepła udział mocy grzewczej można zmniejszyć do 2,24% przy wykorzystaniu tylko wody morskiej, a nawet do 1,42% przy wykorzystaniu wody wylotowej chłodzącej silniki.

Przekładając to na oszczędności finansowe dla okrętu kutra rakietowego zmniejszenie kosztów następuje z około 13 tys. zł miesięcznie na ogrzanie okrętu zimą podczas postoju w porcie do około 3,4 tys. zł. przy zastosowaniu pompy cie-



Rys. 7. Zmiana obciążenia elektrowni okrętowej podczas funkcjonowania w morzu na skutek zastosowania pompy ciepła dla kutra rakietowego

pła. Dla dużych okrętów typu fregata zmniejszenie mocy zainstalowanej powoduje zmniejszenie kosztów ogrzewania podczas postoju w porcie z poziomu 71 tys. zł za ogrzanie przez miesiąc okrętu zimą do około 18,7 tys. zł. Do najważniejszych zalet takiego rozwiązania należy zaliczyć także zwiększenie autonomiczności okrętu w morzu, zmniejszenie masy urządzeń grzewczych, elektrowni okrętowej itp.

WNIOSKI

Wnioski jakie można postawić w wyniku przeprowadzonych symulacji są następujące:

1. Pozyskiwanie ciepła z niskotemperaturowych źródeł odnawialnych jest technologicznie możliwe i zasadne z punktu widzenia efektywności energetycznej eksploatacji okrętu.
2. Ogrzewanie i klimatyzacja okrętu to obszar który najbardziej nadaje się do ograniczania mocy elektrowni okrętowej.
3. Wskaźniki efektywności siłowni okrętowej można znacząco poprawić przy pomocy pompy ciepła odzyskując częściowo ciepło odpadowe będącego efektem funkcjonowania okrętu oraz ciepło geotermiczne.
4. Optymalizacja według kryterium minimalnego zużycia mocy elektrowni okrętowej przy zastosowaniu pompy ciepła może w sposób znaczny zmniejszyć energochłonność jednostki zarówno podczas postoju w porcie jak i funkcjonowania w morzu.

LITERATURA

1. Andrulewicz E., Szymelfenig M. Morze Bałtyckie – o tym warto wiedzieć, Zeszyty naukowe, Gdynia 1998
2. Communication from The Commission to The European Parliament, The Council, The European Economic and Social Committee and The Committee of The Regions „Energy Roadmap 2050", Brussels 2011.
3. Dyrektywa 2006/32/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 5 kwietnia 2006r. w sprawie efektywności końcowego wykorzystania energii i usług energetycznych.
4. Eurostat Pocketbooks 2011 edition „Energy, transport and environment indicators", Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2011.
5. IV Forum Efektywności Energetycznej – materiały konferencyjne, Warszawa 2012.
6. Komunikat Komisji do Parlamentu Europejskiego, Rady, Europejskiego Komitetu Ekonomiczno-Społecznego i Komitetu Regionów „Plan na rzecz efektywności energetycznej z 2011 r.", Brussels 2011.
7. Opracowanie IBnGR na podstawie danych z raportu: „Europe's current and futures energy position. Demand–resources–investments", 2008, Commission Staff Working Document, EC, COM (2008) 744, Brussels.
8. Pudlik W. Termodynamika. Gdańsk 1998.
9. Schijndel A., Wit M. Advanced simulation of building systems and control with simulink, Netherlands 2003
10. Szargut J. Termodynamika. Warszawa 1998.
11. Ustawa z dnia 15 kwietnia 2011 r. (Dz. U. nr 94, poz. 551) o efektywności energetycznej.
12. Wiśniewski S., Wiśniewski T.: Wymiana ciepła. Warszawa 2000.

SIMULATION OF EFFICIENCY OF UTILIZATION OF THE HEAT PUMP IN THE SHIP AIR-CONDITIONING SYSTEM

Abstract

The need for assessment of efficiency of marine power plants as well as of emissions of combustion products harmful for the environment still remains a topical issue regarding the process of exploitation of these plants. The need for research in this scope is also enforced, to a certain extent, by legal regulations in respect of energy efficiency and environment protection. Taking the above into consideration, preliminary research was undertaken which aims at the improvement of energy efficiency of marine power plants and at the decrease of the emissions of harmful exhaust products, to be achieved by means of the application of a heat pump in the ship air-conditioning system. The article presents the identification of the air-conditioning system as well as the way of defining the demand for energy consumed by such a system. Basing on the theory of the counterclockwise cycles and energy balancing, a simplified mathematical model was elaborated, which makes it possible to balance the energy indispensable for the air-conditioning system, for various parameters of the state of the top and bottom heat sources. Simulation of efficiency of utilization of the heat pump in the ship air-conditioning system, with the help of the elaborated mathematical model, allowed defining the volume of fuel possible to be spared as well as the accompanying decreased emissions of harmful exhaust compounds.

Keywords: efficiency of utilization, simulation, heat pump, ship air-conditioning system.

Piotr Tarkowski[1], Ewa Siemionek[1]

BADANIA PARAMETRÓW RUCHU WYBRANYCH WÓZKÓW WIDŁOWYCH

Streszczenie. Eksploatacja współczesnych środków transportu bliskiego wymaga oceny energochłonności ruchu. W artykule przedstawiono metodykę przeprowadzenia badań wózków widłowych z elektrycznym i spalinowym układem napędowym. Badania przeprowadzono dla trzech różnych cykli jazdy. Przeanalizowano parametry ruchu dla każdego z obiektów badań.

Słowa kluczowe: parametry ruchu, energochłonność, wózki widłowe, wózek elektryczny, wózek spalinowy.

WSTĘP

Współczesne pojazdy transportu wewnętrznego, mimo zastosowania wielu nowoczesnych rozwiązań, ciągle pozostają mało efektywne energetycznie, co uwidacznia się w kosztach ich eksploatacji. Mając na uwadze ocenę użytkowania środków transportu bliskiego, przeprowadzono badania symulacyjne energochłonności wózka widłowego czołowego LINDE E20 zasilanego energią elektryczną oraz wózka spalinowego czołowego LINDE H20D. W zakresie badań uwzględniono pokonywanie poziomego odcinka drogi, wzniesienia i zjazdu.

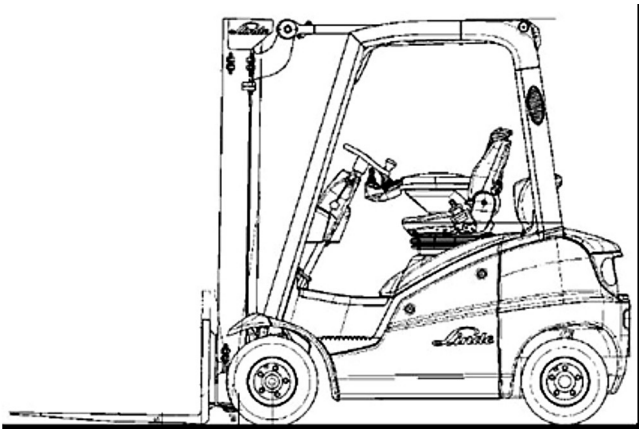
CHARAKTERYSTYKA OBIEKTÓW BADAŃ

Badany pojazd LINDE E20 posiada 3 silniki elektryczne, z których dwa służą do napędu wózka. Łączna ich moc wynosi 7 kW, natomiast trzeci silnik pomocniczy o mocy 5 kW, steruje układem hydraulicznym odpowiedzialnym za podnoszenie i opuszczanie ładunku zamontowanego na widłach. Wózek wyposażony jest w konstrukcje w postaci masztu z przymocowanymi widłami, na których umieszcza się ładunek w postaci palet w pozycji podpartej na przednich kołach i równoważony jest masą wózka. Przeznaczony jest do prac transportowych w magazynach, halach produkcyjnych i placach składowych, w środowisku o umiarkowanym działaniu korozyjnym.

[1] Politechnika Lubelska

Wózek spalinowy LINDE H20D, posiada silnik wysokoprężny o zapłonie samoczynnym służący do napędu i do zasilania układu podnoszenia i opuszczania wideł. Wyposażony jest w maszt z przymocowanymi widłami, na których umieszcza się ładunek na palecie w pozycji podpartej na przednich kołach i równoważony jest masą wózka. Przeznaczony jest do prac transportowych na placach składowych. [1,6,7,14]

Widok boczny wózków przedstawiono na rysunku 1. Oba wózki różnią się nieznacznie pewnymi cechami konstrukcyjnymi. Podstawowe dane techniczne wózków Linde E20 i Linde H20D zamieszczono w tabeli 1 i 2.



Rys. 1. Widok boczny wózka podnośnikowego czołowego Linde E20 [14]

Tabela 1. Dane techniczne przedmiotu badań – Linde [14]

Nr	Parametr		Jednostka	Wartość
1	Udźwig		kg	2000
2	Wysokość podnoszenia		mm	2800
3	Podjazd pod wzniesienie (max.)		%	23,6
4	Maksymalna prędkość podnoszenia	bez obciążenia	mm/s	0,3
		z obciążeniem		0,5
5	Prędkość maksymalna jazdy	bez obciążenia	km/h	13,5
		z obciążeniem		12,5
6	Moc silnika napędowego		kW	7
7	Moc silnika podnoszącego		kW	5
8	Baterie (akumulatory)	napięcie	V	24
		pojemność	Ah	575
		masa	kg	445
9	Masa bez baterii		kg	2360
10	Masa całkowita		kg	2805

Tabela 2. Dane techniczne Linde H20D [15]

Nr	Parametr		Jednostka	Wartość
1	Udźwig		kg	2000
2	Wysokość podnoszenia		mm	3410
3	Podjazd pod wzniesienie (max.)		%	24,3
4	Maksymalna prędkość podnoszenia	bez obciążenia	mm/s	0,6
		z obciążeniem		0,5
5	Prędkość maksymalna jazdy	bez obciążenia	km/h	25,5
		z obciążeniem		22,5
6	Moc silnika napędowego		kW	43
7	Masa całkowita		kg	2915

Oba wózki wyposażono w komputer pokładowy, urządzenia sterujące - kierownice, regulator prędkości.

METODYKA PRZEPROWADZENIA BADAŃ

Pomiary energochłonności, polegały na analizie procesu ładowania akumulatorów, następnie na wykonaniu cykli jazdy, podczas których mierzono spadek napięcia akumulatora przy pomocy komputera pokładowego wózków i pobór prądu przy użyciu amperomierza. Następnie po przejechaniu każdego z cykli jazdy wyznaczano zużycie energii elektrycznej i zużycie paliwa. Podczas badań dynamiki jazdy wózków rejestrowano przyspieszenia.[13]

Do badań wykorzystano następujące urządzenia pomiarowe: amperomierz cęgowy, komputer pokładowy, woltomierz cyfrowy, tester akumulatorów BOSCH BAT 121, areometr, miernik zużycia paliwa oraz tester MEREX AMX905, którym mierzono przyspieszenia wzdłuż trzech osi - x, y, z.

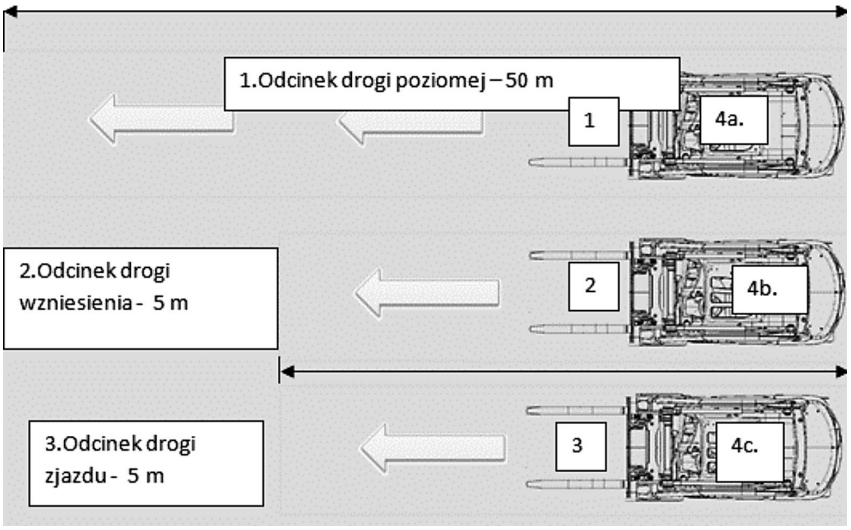
Sposób realizacji badań ruchowych przedstawiono na rysunku 2.

PRZEBIEG I WYNIKI BADAŃ

Pomiary przeprowadzono utrzymując stałą prędkość na odcinakach drogi o jednakowym nachyleniu, o tym samym rodzaju nawierzchni i w tych samych warunkach pogodowych: przy temperaturze otoczenia 25 °C i wilgotności powietrza 40%. Wózki widłowe przemieszczały się obciążone ładunkiem o łącznej masie 750 kg.

Testerem przyspieszeń MEREX zmierzono:

- Przyspieszenia podczas jazdy wózków widłowych na odcinku 50 metrów. Pomiar polegał na uruchomieniu urządzenia do rejestracji przyspieszeń przed rozpoczęciem jazdy i zatrzymaniu się gdy zostanie osiągnięty dystans 50 metrów.



Rys. 2. Sposób realizacji badań wózków.
1 – badanie podczas jazdy z obciążeniem i bez obciążenia na drodze poziomej na odcinku 50 metrów, 2 – pokonywanie wzniesienia na odcinku 5 metrów, 3 – zjazd ze wzniesienia, 4a,4b,4c – pojazd

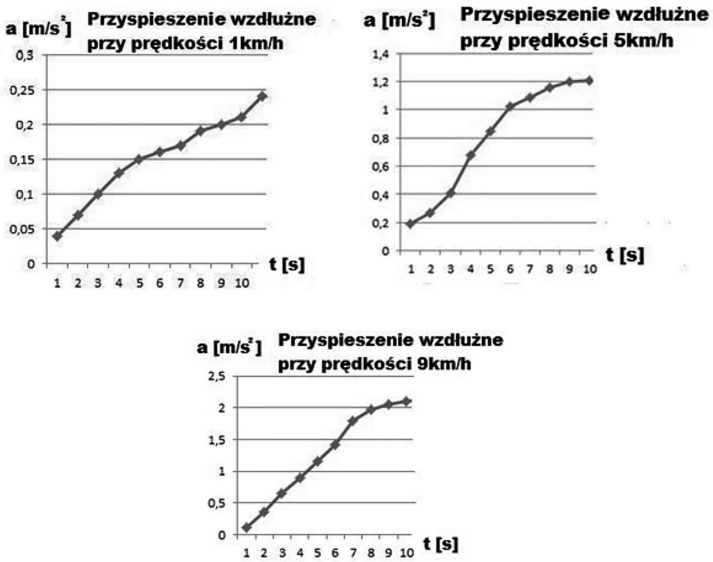
- Przyspieszenia podczas podjazdu na wzniesienie o nachyleniu 8%, przy ustalonych dwóch prędkościach pojazdu na odcinku 5 metrów. Wykonano taką samą procedurę pomiarową jak w powyższym punkcie.
- Przyspieszenia podczas zjazdu ze wzniesienia przy dwóch ustalonych prędkościach. Pomiary wykonano tak jak przy pokonywaniu wzniesienia.

Przy użyciu cyfrowego amperomierza cęgowego zarejestrowano wartości prądów ładowania oraz poboru prądu podczas ruchu wózków dla każdego z cykli jezdnych. Na rysunkach 3–5 zestawiono wyniki z przeprowadzonych pomiarów przyspieszeń oraz poboru prądu dla wózka elektrycznego w czasie 10 sekund podczas ruchu pojazdu z obciążeniem i bez obciążenia na odcinku drogi równej 50 metrów.

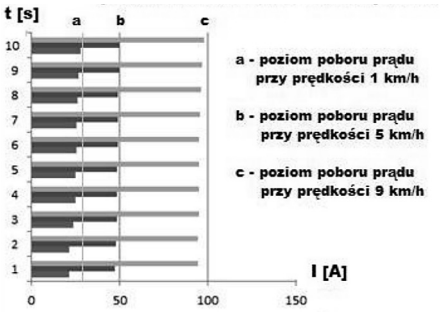
ANALIZA WYNIKÓW BADAŃ

Przeprowadzając analizę zrealizowanych badań, porównano zmiany wartości przyspieszeń w czasie dla cykli jezdnych zgodnie z rysunkiem 2.

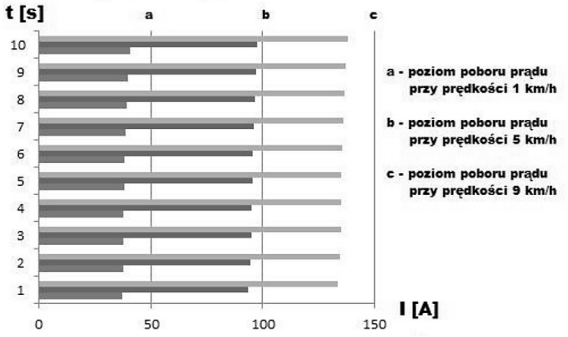
Na rysunkach 6–8 zestawiono porównanie przyspieszeń dla wózka spalinowego i elektrycznego na drodze poziomej, przy pokonywaniu wzniesienia i przy zjeżdżaniu ze wzniesienia.



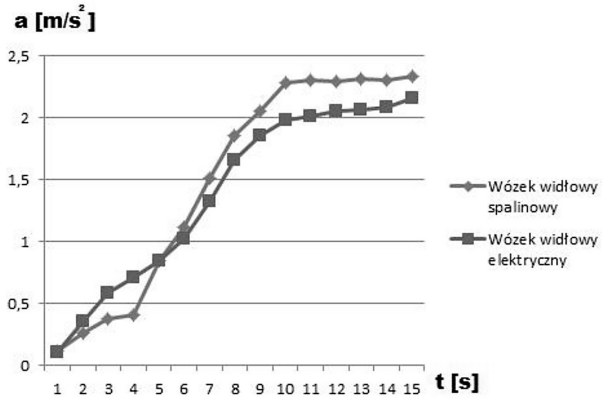
Rys. 3. Zestawienie wyników przyspieszeń dla pokonywania drogi poziomej dla ustalonych prędkości 1 km/h; 5 km/h; 9 km/h



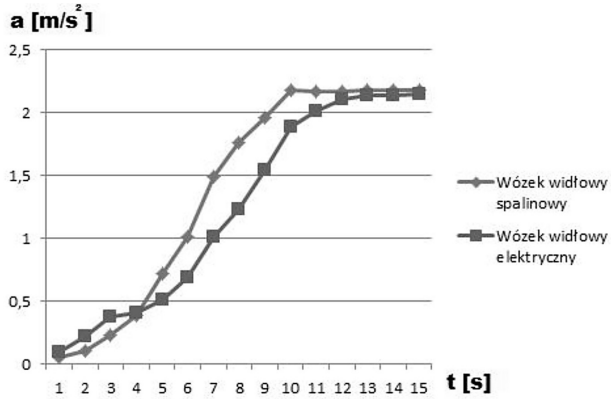
Rys. 4. Zestawienie zarejestrowanych wyników poboru prądu przy różnych prędkościach bez obciążenia



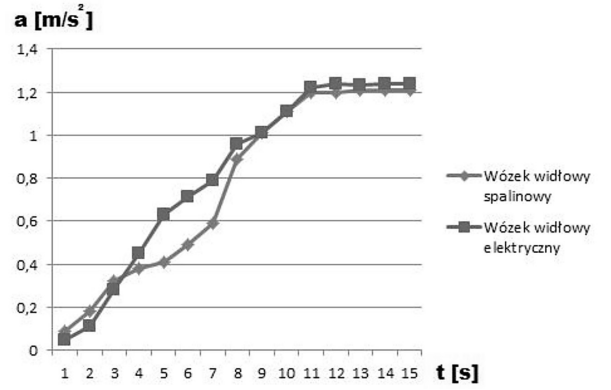
Rys. 5. Zestawienie zarejestrowanych wyników poboru prądu przy różnych prędkościach z obciążeniem



Rys. 6. Porównanie przyspieszeń przy pokonywaniu poziomej drogi przy osiągnięciu końcowej prędkości 9 km/h



Rys. 7. Porównanie przyspieszeń przy pokonywaniu zjazdu ze wzniesienia przy osiągnięciu końcowej prędkości 9 km/h



Rys. 8. Porównanie przyspieszeń wzdłużnych przy zjeździe ze wzniesienia przy osiągnięciu końcowej prędkości 5 km/h.

Wózek spalinowy LINDE H20D osiągał większe przyspieszenia wzdłużne podczas pokonywania poziomej drogi jak i podczas pokonywania wzniesienia, natomiast wózek elektryczny LINDE E20, osiągnął większe przyspieszenie podczas pokonywania zjazdu ze wzniesienia.

WNIOSKI

Przeprowadzone pomiary i ich analiza pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

1. Największe wartości maksymalnego przyspieszenia uzyskano przy wózku widłowym spalinowym LINDE H20D i wynosiło 2,64 m/s^2
2. Najmniejsze wartości maksymalnego przyspieszenia chwilowego odnotowano przy wózku widłowym elektrycznym LINDE E20 i uzyskano 0,24 m/s^2
3. Maksymalne różnice względne w wartościach chwilowego maksymalnego przyspieszenia pomiędzy wózkiem elektrycznym a spalinowym wynosiło 0,27 m/s^2
4. Analiza teoretyczna wskazuje, że większe przyspieszenie wzdłużne uzyskuje wózek z napędem spalinowym, dlatego szybciej uzyskuje prędkości końcowe.
5. Zużycie energii elektrycznej przez wózek elektryczny zależy od uzyskiwania prędkości końcowej, czym prędkość wyższa tym większe zużycie energii elektrycznej.
6. Wózek elektryczny podnośnikowy czołowy w czasie godziny pracy przerywanej zużywa energię 6,1 kWh. Przy pełnym naładowaniu akumulatorów o pojemności 575 Ah zużywa 13,7 kWh.

LITERATURA

1. Buczek K. Kierowca – operator wózków jezdniowych napędzanych. Wydawnictwo i Handel Książkami „KaBe" s.c. Krosno 2009.
2. Ciesielski M. Logistyka w strategiach firm. PWN Warszawa-Poznań 1999.
3. Fertsch M. Podstawy logistyki. Instytut Logistyki i Magazynowania, Poznań 2006.
4. Jeszka A.M. Sektor usług logistycznych w teorii i praktyce. Wydawnictwo DIFIN, Warszawa 2009.
5. Kacperczyk R. Transport i spedycja. Spedycja, część II. Wydawnictwo DIFIN, Warszawa 2009.
6. Kozicki Z. Operator i konserwator wózków jezdniowych napędzanych. Wydanie I. Legnicki Zakład Doskonalenia Zawodowego, Legnica 2008.
7. Kozłowski D., Dębski K. Wózki jezdniowe podnośnikowe. Wybrane zagadnienia dotyczące konserwacji i użytkowania. Wydawnictwo i Handel Książkami „KaBe", Krosno 2006, s.143.
8. Markusik S. Infrastruktura logistyczna w transporcie. Środki transportu, tom 1. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2009.

9. Mokrzyszczak H. Logistyka. Podstawy procesów logistycznych, Wydawnictwo Wyższej Szkoły Finansów i Zarządzania w Białymstoku, Białystok 1998.
10. Raczyk R. Środki transportu bliskiego i magazynowania. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2009.
11. Szpytko J. Wybrane maszyny i urządzenia transportu cyklicznego. Maszyny i urządzenia transportowe. Wydawnictwa Naukowo Dydaktyczne, Kraków 2008.
12. Kupiec L. Podstawy logistyki. Wydawnictwo Wyższa Szkoła Finansów i Zarządzania w Białymstoku, Białystok 2010, s. 69-71.
13. Siłka W., Energochłonność ruchu samochodu, wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1997.
14. www.linde-mh.pl

THE STUDY OF MOTION PARAMETERS OF SELECTED FORKLIFTS

Abstract

The Operation of modern means of handling traffic requires an assessment of energy consumption. This paper presents a methodology for testing electric and internal combustion forklifts. The study was conducted for three different driving cycles. The motion parameters for each of the test objects were analyzed.

Key words: motion parameters, energy consumption, forklifts, electric forklift, internal combustion forklift.

Piotr Bernat[1]

TENDENCJE I KIERUNKI INFROMATYCZNEGO WSPOMAGANIA FUNKCJONOWANIA PRZEDSIĘBIORSTW PRODUKCYJNYCH

CZ. 2. ZARZĄDZANIE PRODUKCJĄ

Streszczenie. W artykule przedstawiono tendencje w zakresie informatycznego wspomagania operacyjnego zarządzania produkcją. Omówiono możliwości informatycznego wsparcia realizacji produkcji. Przedstawiono, na przykładzie, problem integracji i wymiany danych między systemami oraz potrzeby i propozycje rozwiązań zarówno dla przebiegu, jak i organizacji produkcji ze szczególnym uwzględnieniem TPP.

Słowa kluczowe: informatyzacja, przedsiębiorstwo, produkcja, Zintegrowane Systemy Zarządzania (ZSZ), Systemy Zarządzania Produkcją (SZP), Indywidualne Rozwiązania Informatyczne (IRI).

WPROWADZENIE

Przedsiębiorstwa produkcyjne poszukują rozwiązań informatycznych dzięki którym możliwe będzie efektywne zarządzanie produkcją. Rozwiązanie takie musi zapewnić informację o przebiegu realizacji zlecenia z uwzględnieniem istotnych dla tego przebiegu zdarzeń, jak np. braki, opóźnienia czy przyczyny ich wystąpienia.

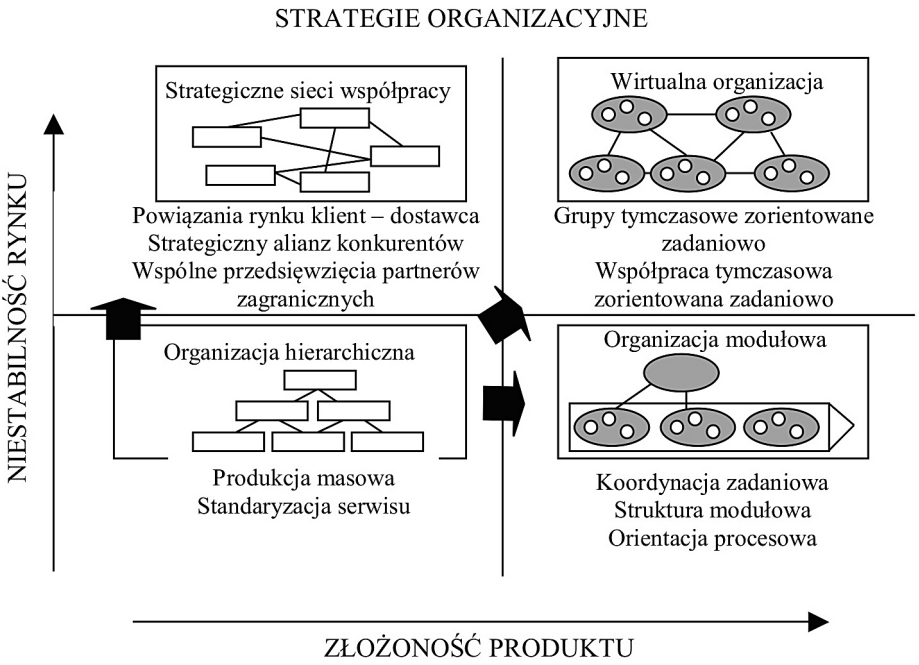
Podstawą do opracowania rozwiązania wspomagania informatycznego jest rozpoznanie procesów produkcyjnych realizowanych w przedsiębiorstwie [3]. Na bazie znanej technologii wykonania wyrobu można przystąpić do przygotowania realizacji zlecenia produkcyjnego. Technologia wykonania wyrobu stanowi –w tym przypadku- punkt wyjścia do opracowania zlecenia produkcyjnego.

INFORMATYZACJA PRODUKCJI

Analizując zależność między systemem informacyjnym a strukturą organizacyjną należy stwierdzić, że celem firmy powinno być przyjęcie takiej struktury, która zapewni obniżenie złożoności procesu produkcyjnego oraz zapewni lepsze możliwości dopasowania do wymagań rynku, a nie dostosowywanie struktury do wymagań systemu informatycznego. Chodzi o uzyskanie prostych i przejrzystych struktur przedsiębiorstwa i realizowanych procesów.

[1] Państwowa Wyższa Szkoła Zawodowa w Nysie, 48-300 Nysa, ul. Armii Krajowej 7, e-mail: pb@pwsz.nysa.pl

W przemyśle wytwórczym powstają nowe struktury organizacyjne, których głównym wyznacznikiem jest modularyzacja procesu (rys. 1).



Rys. 1. Struktury organizacyjne przedsiębiorstw [2]

Idąc w kierunku rosnącej złożoności produktu (rys. 1) stosuje się w produkcji orientację procesową, a dodatkowo przy uwzględnieniu dużej niepewności rynku wprowadza się orientację zadaniową. Oznacza to konieczność zmian idących w kierunku modułowej struktury jednostek przedsiębiorstwa (w tym jednostek wytwórczych) umożliwiających wyodrębnienie i jednoznaczną identyfikację procesów i przejrzystość realizowanych zadań. Takie podejście wymaga zastosowania nowych rozwiązań informatycznych.

Przejrzystość i prostota procesów spowoduje również obniżenie poziomu złożoności systemów informatycznych. Nowoczesne systemy informacyjne (nie muszą obejmować wszystkich możliwych procesów złożonych, ale) mogą obejmować jeden dokładnie określony proces główny (oraz jego poszczególne zadania) i realizować potrzeby w zakresie jego informatyzowania [2]. Przykładem będą systemy MES/SFC wspomagające operacyjne zarządzanie produkcją.

Zadania systemu MES/SFC to umożliwienie przygotowania szerokiego zestawu informacji (zorientowanej na problem), zapewniającego zadowalający poziom obsługi, znalezienie optymalnej metody planowania, a także komunikacji dzięki informacji przygotowanej w różnych formach.

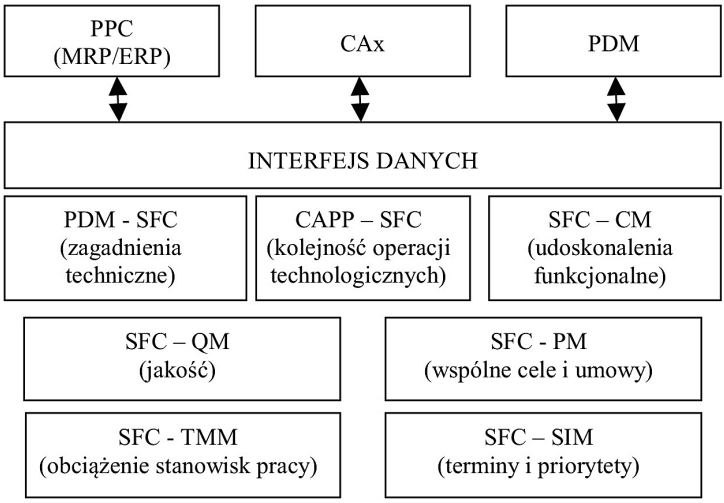
System MES/SFC powinien zapewniać dostęp do:
- tekstu,
- rysunków (konstrukcyjnych, technologicznych, innych),
- diagramów,
- harmonogramów i wyników planowania,
- informacji w formie tabelarycznej,
- fotografii z możliwością dodawania nowych,
- wyników pochodzących z systemu PPC,
- wykresów Ganta i diagramów obciążenia stanowisk,
- wyników symulacji,
- dźwięku i filmów,

a także powinien umożliwiać przetwarzanie i przygotowywanie potrzebnych informacji.

W takim podejściu system MES/SFC jawi się jako rozległy multimedialny systemem informacyjny, który powinien być wyposażony w dodatkowe funkcje obsługi i algorytmy. Na system MES/SFC (rys. 2) mogą się składać następujące moduły, które wspierają:
- Moduł PDM-SFC – komunikację dotyczącą zagadnień produkcyjnych i technicznych,
- Moduł SFC-QM – prowadzenie i przeglądanie informacji dotyczącej kontroli jakości,
- Moduł SFC-SIM – dostęp do informacji dotyczących ostatecznych terminów i priorytetów,
- ModułCAPP-SFC – dostęp do informacji potrzebnych do zaplanowania kolejności operacji technologicznych i organizacji produkcji,
- Moduł SFC-TMM – dostęp do informacji umożliwiającej analizę wykorzystania i bilansowanie obciążeń stanowisk pracy,
- Moduł SFC-PM – możliwości uzgodnienia wspólnych celów autonomicznego systemu wytwórczego,
- Moduł SFC-CM – uzgodnienia udoskonaleń funkcjonalnych.

Wykonywanie różnych zadań wymaga włączenia do MES/SFC dodatkowych funkcji obsługi, które umożliwią dostarczanie informacji dotyczących procesu produkcyjnego. Informacje te można pozyskiwać z innych systemów informacyjnych przedsiębiorstwa lub wspólnej bazy danych. Informacje te mogą być (a niekiedy wręcz powinny być) dalej przetwarzane.

Zastosowanie systemu SFC daje możliwość funkcjonalnego wsparcia poszczególnych realizowanych w przedsiębiorstwie zadań, ale nie będzie to możliwe bez zapewnienia kompatybilności poszczególnych aplikacji w zakresie wymiany danych.



Rys. 2. System SFC [na podstawie 2]

WSPOMAGANIE ZARZĄDZANIA PRODUKCJĄ

Szczególne znaczenie w przyszłej realizacji informatycznego wspomagania zarządzania produkcją na poziomie operacyjnym będą miały:

- zmiany organizacyjne i sprzętowe z rozwiązań scentralizowanych do rozproszonych,
- poszukiwania rozwiązań umożliwiających automatyczną wymianę danych,
- upraszczanie struktur organizacyjnych, a przez to systemów informatycznych,
- rozwiązania uwzględniające indywidualne potrzeby użytkownika.

W przypadku MSP wspomaganie informatyczne powinno objąć planowanie, organizowanie i sterowanie produkcją, a w dalszej kolejności jej kontrolę. Ma to zwiększyć efektywność prowadzonych działań, a jednocześnie zapewnić poprawę decyzyjności, która przekłada się na sprawną obsługę zlecenia produkcyjnego.

Złożoność procesów realizowanych we współczesnych przedsiębiorstwach produkcyjnych wymaga komunikacji między systemami. Należy przyjąć założenie, że przygotowywane rozwiązania (w zakresie informatyzowania przedsiębiorstw) powinny umożliwiać bezpośrednią komunikację między systemami informatycznymi wykorzystywanymi do przygotowania i realizacji produkcji. Ilustracją tej sytuacji może być propozycja, przedstawiona w [4], prototypowego rozwiązania integrującego systemy ProEdmis SWZ i KbRS.

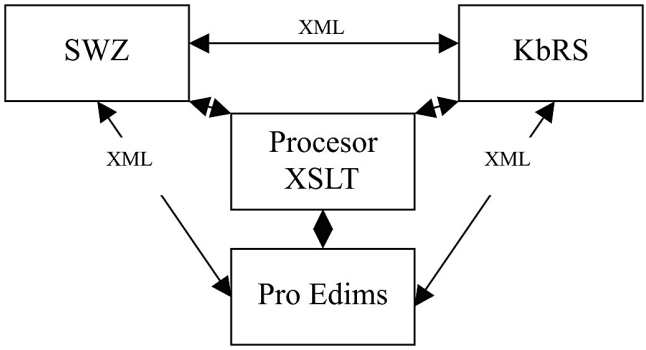
System ProEdims umożliwia zarządzanie danymi o produkcie oraz procesami w przedsiębiorstwie. Podstawowe możliwości zapewniają moduły zarządzania: projektem/zleceniem, dokumentacją i zasobami oraz przepływem prac (ang. workflow). Można je poszerzyć dzięki modułom: zarządzania strukturą produktu, projektowania technologicznego, gospodarki magazynowej, logistyki czy monitorowania produkcji w toku. [5] Modułowa budowa systemu daje możliwość dopasowania do potrzeb MSP, a jednocześnie zapewnia ograniczenie nadmiarowości funkcjonalnej systemu, co często bywa problemem w dużych systemach klasy MRP/ERP.

System Weryfikacji Zleceń SWZ służy do rozproszonego sterowania produkcją. Przepływ produkcji realizowany jest wg lokalnej reguły rozstrzygania konfliktów zasobowych. Dzięki temu, że praca maszyn odbywa się wg cyklu ustalonego za pomocą przyjętych reguł możliwe jest określenie zasobów czy poziomu zapasów w produkcji.

Z kolei system KbRS umożliwia nie tylko harmonogramowanie, ale też zmianę harmonogramu na podstawie stwierdzonych zakłóceń czy odchyleń w produkcji. Dane technologiczne i organizacyjne do tworzenia harmonogramu mogą być wprowadzane za pomocą formularzy lub pozyskiwane z systemów klasy CAPP i MRP/ERP. Decyzję o zastosowaniu danego harmonogramu podejmuje planista.

SWZ jak i KbRS znajdują zastosowanie w wieloasortymentowej produkcji rytmicznej do jednoczesnej realizacji wielu wyrobów.

Każdy z wyżej omówionych systemów może pracować samodzielnie, ale brak było rozwiązania zapewniającego ich współpracę. Rozwiązanie w zakresie wymiany danych przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Wymiana danych między ProEdims, SWZ i KbRS [na podst. 3]

Tak jak to przedstawiono na rysunku 3 konieczne było opracowanie interfejsu zapewniającego komunikację między programami. Wymagało to przyjęcia metody opisu i wymiany danych między nimi. Procedura wymiany danych obejmowała:

- opracowanie definicji struktury dokumentu XML,
- automatyczne generowanie plików wejściowych w formatach wewnętrznych systemów ProEdims, KbRS i SWZ.

Przyjęcie wspólnego protokołu wymiany danych umożliwia zintegrowanie wyżej wymienionych programów w jeden system. Połączenie ProEdmis SWZ i KbRS umożliwi integrację przepływu informacji w ramach realizowanego procesu głównego. Dzięki nowym funkcjonalnościom sterowania procesem głównym, uzyskuje się sprawniejsze przygotowanie, a przez to i realizację produkcji.

INFORMATYZACJA PRZYGOTOWANIA PRODUKCJI

Realizację produkcji poprzedza jej przygotowanie. Przygotowanie to wpływa na przebieg procesu, a przez to na koszty wytworzenia. Stąd znaczenie tego przygotowania w kontekście całościowej analizy funkcjonowania przedsiębiorstwa. Przygotowanie produkcji obejmuje zarówno czynności organizacyjne OPP, jak i problemy techniczne TPP i już dziś wspomagane jest komputerowo. Niemniej wiele zadań mieszczących się w obszarze organizacyjnego i technicznego przygotowania produkcji nie jest objęte w przedsiębiorstwach w sposób wystarczający wspomaganiem informatycznym. Wynika to także z faktu, że występują tam często bardzo specyficzne potrzeby, które są konsekwencją charakteru prowadzonej działalności czy sposobu organizacji produkcji.

Wspomaganie informatyczne technicznego przygotowania produkcji TPP może obejmować [1]:

- gromadzenie wiedzy,
- obliczenia inżynierskie,
- wspomaganie procesów decyzyjnych,
- prace projektowe.

Przygotowanie produkcji wymaga zgromadzenia dużej ilości różnorodnej informacji stanowiącej podstawę prowadzonych prac. Potrzeby jakie można wymienić w ramach TPP, to, m.in.:

- zarządzanie dokumentacją,
- konstrukcyjne i technologiczne przygotowanie wyrobu,
- przygotowanie i uruchomienie produkcji,
- utrzymanie ruchu maszyn,
- obliczenia kosztów wytwarzania,

Odpowiedzią na wyżej wymienione potrzeby mogą być indywidualne rozwiązania informatyczne IRI przygotowane jako aplikacje dostosowane do wymagań końcowych użytkowników.

Podstawową potrzebą każdego przedsiębiorstwa jest zarządzanie posiadaną dokumentacją. Aplikacje przygotowane w postaci IRI, opisane w [1] pozwalają na prowadzenie dokumentacji w wersji elektronicznej, a także umożliwiają kontrolowane jej udostępnianie. W efekcie uzyskuje się skrócenie czasu dostępu do potrzebnej informacji i właściwy nadzór nad obiegiem dokumentacji.

W czasie przygotowywania produkcji potrzebna jest wiedza nie tylko o wyrobie, ale także o materiałach, maszynach i urządzeniach oraz narzędziach i ich stanie. Stąd potrzebne (i możliwe w realizacji) są IRI umożliwiające gromadzenie i korzystanie z tego rodzaju informacji.

W TPP istotna jest zarówno dokumentacja konstrukcyjna, jak też i technologiczna. Dokumentację konstrukcyjną przygotowuje się ze wspomaganiem komputerowym. Kolejnym krokiem informatyzacji TPP będzie przygotowanie IRI wspomagających w zakresie:

- tworzenia kart technologicznych i instrukcji obróbki części
- tworzenia kart technologicznych i instrukcji montażu wyrobu,
- obliczeń czasów wykonania,
- doboru parametrów prowadzonych procesów.

Dlatego indywidualne rozwiązania informatyczne powinny zapewniać wymianę danych z systemami CAD, a co najmniej pobieranie tych danych. Pozwoli to też zaspokoić inne potrzeby TPP związane z opracowaniem informacji obejmujących: spis pomocy warsztatowych, wykazy materiałów, elementów znormalizowanych czy zamówień zewnętrznych i wewnętrznych.

W przedsiębiorstwach występują też indywidualne potrzeby w zakresie organizacji technicznego przygotowania produkcji i bezpośredniego nadzoru uruchamiania produkcji. Wymaga to przygotowania IRI umożliwiających gromadzenie niezbędnych informacji, zapewniające uwzględnienie specyfiki funkcjonowania przedsiębiorstwa w zakresie przygotowania i uruchamiania produkcji, co przedstawiono w [1].

PODSUMOWANIE

Tendencje w zmianach funkcjonowania przedsiębiorstw wymagają stosowania najnowszych rozwiązań organizacyjnych. Jednak rozwiązania te bez wspomagania informatycznego stają się nieefektywne. Z jednej strony potrzebne są najnowsze rozwiązania z zakresu zarządzania, a z drugiej środki wspomagania umożliwiające efektywną wymianę informacji.

W przedsiębiorstwach potrzebne są rozwiązania umożliwiające wspomaganie podejmowania decyzji dotyczących przyjęcia i sposobu realizacji zlecenia produkcyjnego, co przekłada się na potrzebę wspomagania rozwiązaniami informatycznymi w zakresie planowania i zarządzania produkcją.

Daje się też zaobserwować działania polegające na przygotowywaniu średniej wielkości systemów spełniających wymogi ZSZ, ale o lepszych cechach użytkowych. Przykładem będzie ProEdims. Z kolei przykładem zwiększania funkcjonalności takich rozwiązań będzie propozycja z zakresu rozszerzenia oferowanych możliwości systemu ProEdims o współpracę z KbRS i SWZ.

Systemy klasy MES/SFC dają możliwość wsparcia procesu głównego z zastosowaniem rozwiązań rozproszonych i sieciowych. Umożliwia to wymianę danych między systemami. Rozwiązanie takie należy traktować, jako istotny element zapewnienia sprawnej organizacji i realizacji produkcji.

Wiele zadań organizacyjnych czy technicznych realizowanych w przedsiębiorstwie określić można jako specyficzne, a te wymagają wspomagania za pośrednictwem IRI, które mogą nawet zastępować ZSZ, a na pewno powinny uzupełniać ZSZ czy SZP.

Celem stosowania systemów wspomagania zarządzania produkcją powinno być przede wszystkim planowanie i organizacja pracy, ale też realizacja samej produkcji. Wymaga to uwzględnienia potrzeb magazynowania, co powoduje konieczność uwzględnienia logistyki procesu. Takie podejście umożliwi przełożenie operatywnego planu produkcji na wielkość potrzeb materiałowych, wpisując się w realizacje koncepcji Lean.

LITERATURA

1. Bernat P.: Komputerowe wspomaganie w zakresie technicznego przygotowania produkcji. [W:] A. Świć (red.) Zastosowania Informatyki w Inżynierii Produkcji, Monografia, Wydawnictwa Uczelniane Politechniki Lubelskiej, Lublin 2009, str. 7-18.
2. Chrobot J.: Shop Floor Control System for Autonomous Teams of Workers. [In:] E. Chlebus (red.) International Conference "Production Engineering 2011", Wrocław 2011, s. 339.
3. Gąska D., Świć A.: Proces wdrożenia systemu informatycznego wspomagającego sterowanie i zarządzanie produkcją w zakładzie obróbki metali KOMECH. Postępy Nauki i Techniki, nr 10, 2011, str. 27-38.
4. Skołud B., Krenczyk D., Kalinowski K., Grabowik C.: Wspomaganie zarządzania produkcją w małych i średnich przedsiębiorstwach z zastosowaniem systemów SWZ, KbRS i PROEDIMS. [W:] M. Janczarek (red.) Zastosowania informatyki w inżynierii produkcji, Monografia, Wydawnictwa Uczelniane Politechniki Lubelskiej, Lublin 2011, str. 43-54.
5. System ProEdims http://www.proedims.pl/info.dhtml#f7 dostęp 26.07.2011.

TRENDS AND DIRECTIONS IN COMPUTER AIDED FUNCTIONING OF PRODUCTION ENTERPRISES

Part 2. Production management

Abstract

The article presents tendencies in computer aided production operation management. Possibilities of computer supported production implementation have been discussed. Also, there have been presented integration and data exchange problems between systems and needs with possible solutions for both the execution and organization of production with the particular emphasis on TPP.

Keywords: computer aided functioning, production enterprise, production, Integrated Management Systems (MRP/ERP), Manufacturing Execution System (MES/SFC), Personal Information Solutions (PIS).

Jacek Domińczuk[1]

SPOSOBY POZYCJONOWANIA I DETEKCJI OBIEKTÓW W UKŁADACH CHWYTOWYCH MANIPULATORÓW

Streszczenie. W artykule zamieszczono informacje związane z możliwymi do zastosowania systemami pozycjonowania i detekcji obiektów w układach chwytowych manipulatorów. Przedstawiono przykładowe rozwiązania detekcji oparte na wykorzystaniu czujników w systemach kontaktowych i bezkontaktowych. W opracowaniu przedstawiono praktyczne rozwiązania sposobów pozycjonowania obiektów jak również określono wymagania jakie powinny spełniać obiekty by istniała techniczna możliwość ich detekcji i pozycjonowania szczególnie tam gdzie występują elementy podobne.

Słowa kluczowe: manipulatory, chwytaki, pozycjonowanie, detekcja.

WPROWADZENIE

Obecnie coraz częściej prowadzone są prace zmierzające do zautomatyzowania procesów produkcyjnych [1, 2, 3]. Dotyczy to procesów związanych z produkcją zarówno wyrobów nowych jak i już wytwarzanych. Nieodłącznym elementem przemysłowych linii wytwórczych staje się wykorzystanie do prac robotów i manipulatorów [4]. Urządzenia te charakteryzują się dużą wydajnością pracy jak i powtarzalnością wykonywanych operacji. Ciągła dążność do obniżania kosztów wytwarzania sprawia, że coraz częściej linie wytwórcze są projektowane tak by były elastyczne, pozwalając na realizację na nich procesów na wyrobach podobnych [5, 6]. W celu uniknięcia błędów, szczególnie w procesach montażu, polegających na niewłaściwej kompletacji wyrobu istnieje potrzeba wprowadzania systemów do ciągłej kontroli wyrobu na etapie produkcji. Proces kontroli może być realizowany na kilka sposobów np. poprzez ścisłą kontrolę elementów składowych dostarczanych na stanowiska produkcyjne, stosowanie oznaczeń kodowych elementów czy też prowadzenie weryfikacji części na podstawie cech geometrycznych obiektów. Ostatnia z przytoczonych metod wymaga aby elementy które są poddawane procesom technologicznym charakteryzowały się odmiennością możliwą do wychwycenia przez systemy detekcji i pozycjonowania w które należy zaopatrzyć układy chwytowe. Dzięki sprzężeniu programowemu możliwe jest wtedy takie pokierowanie pracą maszyn i urządzeń aby nie doprowadzić do błędnego skompletowania wyroby lub jego

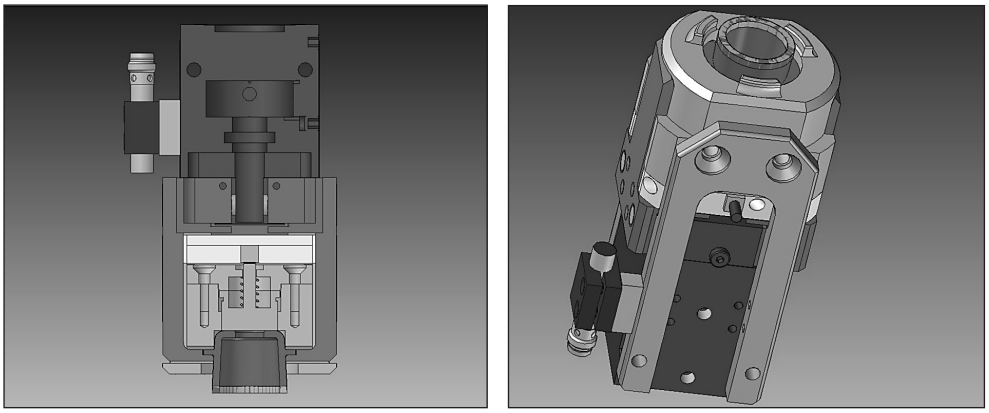
[1] Instytut Technologicznych Systemów Informacyjnych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Lubelska.

uszkodzenia na etapie produkcji [7]. Do detekcji obiektów stosuje się tutaj rozwiązania bazujące na wykorzystaniu czujników mechanicznych, czujników zbliżeniowych, czujników optycznych oraz systemów do rozpoznania obiektów.

SPOSOBY POZYCJONOWANIA OBIEKTÓW

W układach chwytowych manipulatorów do pozycjonowania obiektów najczęściej wykorzystuje się cechy geometryczne obiektów. Projektując wyroby należy zwracać uwagę na podatność danej konstrukcji na automatyzację wytwarzania. Konstrukcja powinna być tak zaprojektowana by istniały techniczne środki pozwalające na uchwycenie i zapozycjonowanie części.

Na rysunku 1 przedstawiono przykład pozycjonowania elementu w chwytaku manipulatora.

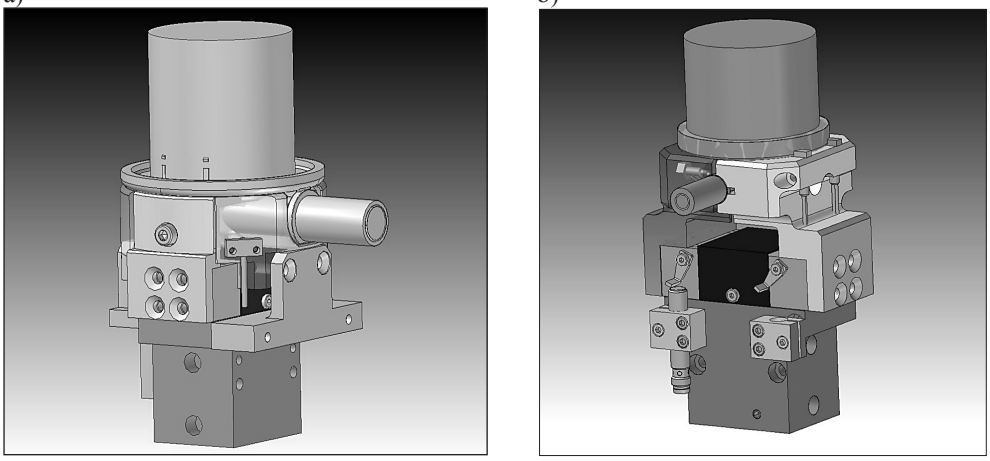


Rys. 1. Przykład geometrycznego pozycjonowania obiektu w chwytaku manipulatora
Fig. 1. An example of geometrical positioning of object in manipulators gripper

W prezentowanym przykładzie poprzez odpowiednie ukształtowanie szczęk i gniazd chwytaka zapewniono brak możliwości uchwycenia elementów, które będą geometrycznie niezgodne z geometrią gniazda. To rozwiązanie w połączeniu z odpowiednimi systemami detekcji jest skuteczne w większości przypadków.

W sytuacjach gdzie elementy mają być pozycjonowane z uwzględnieniem właściwego kontowego ustawienia należy wykorzystać ich odmienność geometryczną (rys. 2a). Jeśli takie nie występują lub są niewystarczające do właściwej weryfikacji asortymentu konstruktor powinien umieścić na detalu elementy charakteryzujące obiekt, które dadzą również możliwość detekcji właściwego położenia elementu. Na rysunku 2b przedstawiono przykład takiego rozwiązania.

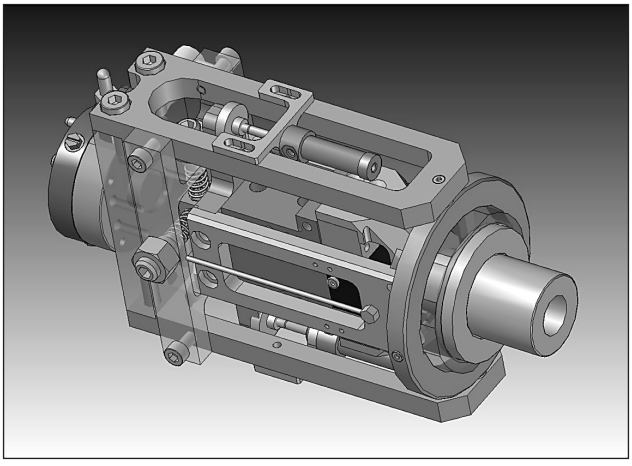
a) b)



Rys. 2. a) Przykład geometrycznego pozycjonowania obiektu w chwytaku manipulatora b) Przykład obiektu pozycjonowanego w oparciu o specjalnie wprowadzone punkty charakterystyczne

Fig. 2. a) An example of geometrical positioning of object in manipulators gripper b)An example of object positioned basing on specifically introduced characteristic points

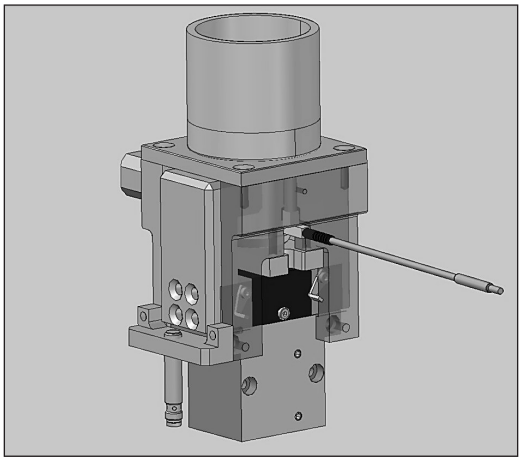
W praktyce przemysłowej stosuje się również bardziej złożone systemy pozycjonowania pozwalające na zmianę pozycji przenoszonych obiektów poprzez wykorzystanie uchwytów z obrotem osiowym lub kątowym. Stosowane są również rozwiązania pozwalające na samoczynne dopasowanie elementów przenoszonych w uchwycie manipulatora. Przykład takiego rozwiązania przedstawia rysunek 3.



Rys. 3. Przykład systemu do samoczynnego pozycjonowania obiektu
Fig. 3. An example of system of objects' self positioning

CZUJNIKI MECHANICZNE DO DETEKCJI OBIEKTÓW

Prostym i funkcjonalnym rozwiązaniem pozwalającym na detekcję obiektów jest wykorzystanie w układach chwytowych czujników mechanicznych. Czujniki te mogą służyć zarówno do potwierdzania obecności dużych jak i małych detali. Działają one w sposób kontaktowy co w niektórych przypadkach wymaga utrzymania docisku detalu do powierzchni oporowej do czasu zaciśnięcia szczęk chwytaka. W przeciwnym razie siła sprężyny czujnika może wypchnąć detal z gniazda bazowego. Przykład rozwiązania wykorzystującego czujnik mechaniczny przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 4. Przykład wykorzystania czujnika mechanicznego do detekcji obiektu
Fig. 4. An example of applying the mechanical sensor to detect an object

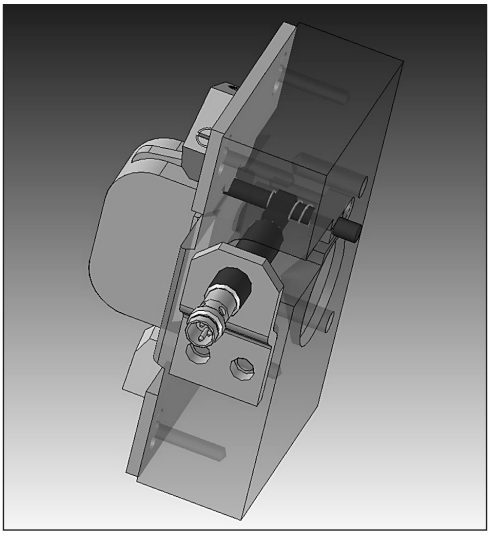
Tego typu czujniki zaleca się stosować wszędzie tam gdzie zastosowanie czujników indukcyjnych jest trudne szczególnie w przypadku detekcji obiektów wykonanych z materiałów nieżelaznych.

DETEKCJA POPRZEZ CZUJNIKI ZBLIŻENIOWE

Czujniki zbliżeniowe są często stosowane w zautomatyzowanych systemach. Jest to podyktowane w szczególności niskimi kosztami ich użycia. Spośród czujników zbliżeniowych do detekcji używa się czujników indukcyjnych, czujników magnetycznych i czujników pojemnościowych.

Czujniki indukcyjne stosowane są obecnie w większości aplikacji przemysłowych. W porównaniu do czujników mechanicznych nie posiadają stykających i zużywających się elementów, oraz charakteryzują się wysoką częstotliwością i dokładnością przełączeń. Ponadto są odporne na wibracje, kurz i wilgoć. Czujniki

indukcyjne pozwalają na bezdotykową detekcję wszystkich obiektów wykonanych z metali. W przypadku stosowania ich do detekcji w układach chwytowych możliwa jest realizacja ich pracy na dwa sposoby. Czujnik może bezpośrednio wykrywać obecność detali w chwytaku lub realizować to pośrednio poprzez odpowiednio zaprojektowany układ inicjujący (rys. 5).



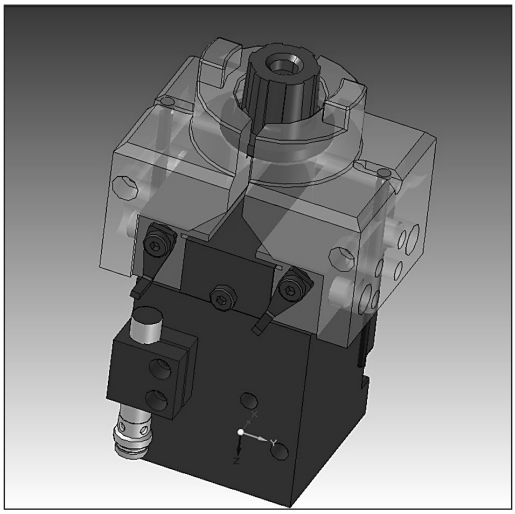
Rys. 5. Przykład wykorzystania czujnika indukcyjnego z inicjatorem
Fig. 5. An example of application of the inductive sensor with initiator

Czujniki magnetyczne w systemach sterowania służą do bezdotykowej detekcji obiektów. Stosowane są wszędzie tam gdzie czujniki indukcyjne nie są skuteczne. Ponieważ pole magnetyczne przenika wszystkie materiały niemetalowe czujniki te mogą wykrywać magnesy trwałe poprzez ścianki z metali kolorowych, stali nierdzewnej, aluminium lub tworzyw sztucznych. Z uwagi na konieczność trwałego lub nietrwałego umieszczenia magnesu służącego do detekcji obiektów są one rzadziej stosowane w układach z detekcją bezpośrednią.

Czujniki pojemnościowe pozwalają na bezdotykową detekcję obiektów również niemetalowych. Z uwagi na ich sposób działania najczęściej wykorzystuje się je do rozpoznawania obecności obiektów wykonanych z tworzyw sztucznych lub szkła.

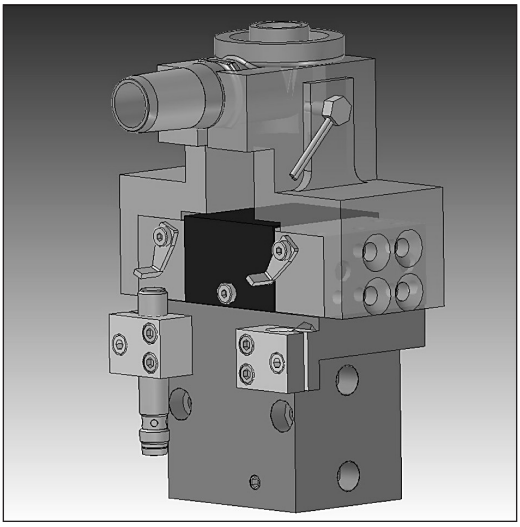
CZUJNIKI OPTYCZNE

W warunkach przemysłowych niejednokrotnie istnieje konieczność detekcji obiektów, które posiadają niewielkie wymiary geometryczne i są wykonane z tworzyw sztucznych. W takich sytuacjach wykorzystuje się czujniki na światło czerwone lub podczerwień. Czujniki te pozwalają na precyzyjne określenie położenia obiektów.



Rys. 6. Bramka optyczna do detekcji obiektów
Fig. 6. Optic gate for object detecton

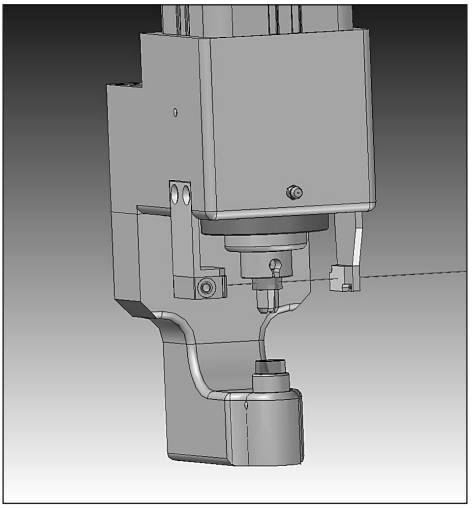
Mogą one pracować jako bramki optyczne (rys. 6), czujniki dyfuzyjne gdzie wykorzystuje się odbicie światła od obiektów (rys. 7) lub czujniki refleksyjne gdzie odbicie następuje od lustra umieszczonego po przeciwnej stronie nadajnika (rys. 8).



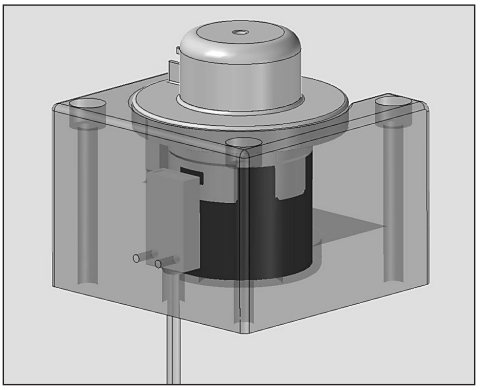
Rys. 7. Przykład wykorzystania czujnika dyfuzyjnego do detekcji
Fig. 7. An example of application the diffusive sensor to detect an object

Inną odmianą czujników optycznych są czujniki laserowe. Czujniki te stosuje się wszędzie tam gdzie muszą być wykrywane małe obiekty lub tam gdzie określenie

położenia musi nastąpić ze znacznej odległości. Ich techniczne zasady stosowania są takie same jak dla czujników na światło czerwone lub podczerwień.



Rys. 8. Przykład wykorzystania do detekcji czujnika refleksyjnego
Fig. 8. Example of application of reflective photodetector



Rys. 9. Przykład wykorzystania do detekcji czujnika rozpoznania koloru
Fig. 9. An example of application the colour sensor to detect an object

W sytuacjach gdy rozróżnienie detali czy też określenie ich właściwej pozycji musi być oparte o wprowadzone na obiektach oznaczenia kolorystyczne wykorzystywane są czujniki rozpoznania kolorów. Czujniki te są bardziej niezawodne i dokładniejsze od ludzkiego oka. Dzięki możliwości wykorzystania określonej kompozycji spektralnej światła emitowanego przez nadajnik są one mało czułe na zmienne warunki związane z oświetleniem zewnętrznym. Przykład zabudowy czujnika rozpoznania koloru do detekcji obiektów i potwierdzania ich pozycji przedstawiono na rysunku 9.

SYSTEMY WIZYJNEGO ROZPOZNANIA OBIEKTÓW

Czujniki wizyjnego rozpoznania obiektów są coraz powszechniej stosowane szczególnie tam gdzie jest wymagane jednoczesne monitorowanie obecności obiektów, sprawdzanie kompletności montażu, kontrola kompletności zespołów i wyrobów, potwierdzanie poprawności pozycjonowania, przeprowadzanie kontroli jakości i dokonywanie sortowania. Czujniki te mogą być stosowane również w układach 3D co dodatkowo pozwala na dokonywanie pomiarów takich jak odległość czy objętość. Czujniki wizyjne współpracując z odpowiednio skonfigurowanym oprogramowaniem do cyfrowego przetwarzania obrazu pozwalają na dokonywanie wszechstronnej analizy stąd często są określane mianem „elektronicznego oka". Dzięki tym zdolnościom mogą one zastępować pracę rozbudowanych układów detekcji bądź pracy ludzi, przy tym charakteryzują się doskonałą niezawodnością działania przy zachowaniu niezmiennych warunków pracy.

PODSUMOWANIE

Rozwój automatyzacji procesów produkcyjnych realizowany na nowoczesnych elastycznych liniach produkcyjnych wymusza konieczność monitorowania procesów na każdym etapie ich realizacji. To sprawia, że istnieje potrzeba zapewnienia technicznych warunków minimalizujących ryzyko powstania błędów związanych z niewłaściwym pozycjonowaniem obiektów w stosowanych układach chwytowych. Zastosowanie odpowiedniej geometrii detali jak i odpowiednie uformowanie gniazd chwytaków pozwala na geometryczne ustalenie właściwej pozycji obiektu. Możliwe do użycia systemy detekcji wspomagają proces pozycjonowania potwierdzając zajęcie przez detal właściwej pozycji niezbędnej do realizacji procesu. Dodatkowo dają one możliwość potwierdzenia lub zidentyfikowania typu detalu jaki jest przenoszony co jest szczególnie istotne przy występowaniu detali podobnych. Ta zdolność pozwala na uniknięcie błędów związanych z niewłaściwym kompletowaniem wyrobów. Do detekcji obiektów mogą być wykorzystywane zarówno czujniki mechaniczne, zbliżeniowe, optyczne jak i systemy do rozpoznania obiektów. Wybór właściwego rozwiązania zależny jest od specyfiki obiektu czyli jego geometrii, rodzaju materiału z jakiego jest wykonany oraz dokładności jaką musi posiadać czujnik aby zapewnić właściwą detekcję i pozycjonowanie.

LITERATURA

1. Marciniak M.: Elementy automatyzacji we współczesnych procesach wytwarzania. Obróbka, mikroobróbka, montaż. Politechnika Warszawska, Warszawa 2007.
2. Osiecki A.: Napęd i sterowanie hydrauliczne maszyn: teoria, obliczanie i układy. Politechnika Gdańska, Gdańsk 1995.

3. Domińczuk J.: Systemy transportu na zautomatyzowanych liniach montażowych. Pomiary-Automatyka-Robotyka 2/2011. Przemysłowy Instytut Automatyki i Pomiarów, Warszawa 2011. s. 183-191.
4. Mikulczyński T.: Automatyka procesów produkcyjnych. WNT, Warszawa 2009.
5. Pająk E.: Zaawansowane technologie współczesnych systemów produkcyjnych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2000.
6. Stamirowski J.: Elastyczność systemów produkcyjnych w kontekście dynamiki produkcji. Postępy Nauki i Techniki, 9, 2011. s. 38-51.
7. Chlebus E.: Techniki komputerowe CAx w inżynierii produkcji. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2000.

METHODS OF POSITIONING AND OBJECT DETECTION IN THE MANIPULATORS GRIPPING SYSTEMS

Abstract

The information related to the possibilities of application systems of positioning and objects detection in manipulators gripping systems are presented in the article. Solutions of detection based on using sensors in contact and non-contact systems were described. The paper discusses practical solutions of objects positioning methods as well as requirements that objects have to fulfil that it was technically possible to detect and position them particularly if they are similar elements.

Keywords: manipulators, grippers, positioning, detection.

Konrad Gauda[1]

BADANIA KOROZYJNE ORGANICZNYCH POWŁOK AKRYLOWYCH W KOMORZE SOLNEJ

Streszczenie. W artykule dokonana jest ocena wpływu oddziaływania roztworu chlorku sodu jako jednego z najbardziej niebezpiecznych związków stymulujących procesy korozji na wybrane właściwości mechaniczne powłok akrylowych. Badane powłoki nałożone były zarówno na podłoże stalowe, jak i podłoże stalowe ocynkowane. W badaniach uwzględniono tradycyjne materiały rozpuszczalnikowe oraz wodorozcieńczalne charakteryzujące się obniżoną zawartością lotnych związków organicznych. Odporność powłok na działanie mgły solnej oznaczono na podstawie normy PN-C-81523:1988.

Słowa kluczowe: powłoki organiczne, właściwości mechaniczne, badania korozyjne.

WROWADZENIE

Polimery akrylowe odgrywają bardzo dużą rolę, szczególnie w przemyśle maszynowym. Termin ten określa wszystkie polimery wytworzone z kwasu akrylowego i metakrylowego. Jako substancje błonotwórcze najczęściej stosuje się kopolimery estrów, amidów i nitryli tych kwasów [6]. Właściwości akrylowych substancji powłokowych można przewidzieć biorąc pod uwagę takie czynniki, jak obecność lub brak podstawnika przy wiązaniu nienasyconym (monomer akrylowy lub metakrylowy), długość i stopień rozgałęzienia podstawnika alkilowego w grupie estrowej monomeru, czy wreszcie obecność grup polarnych w łańcuchu (-COOH, -OH). Obecność tych grup nadaje kopolimerowi błonotwórczemu lepsze właściwości adhezyjne i reaktywny charakter który umożliwia uzyskiwanie materiałów zarówno w postaci dyspersji wodnych, jak i roztworów organicznych. Zmieniając skład i wzajemny stosunek komonomerów można otrzymać kopolimery o odpowiednich, zaplanowanych właściwościach użytkowych [3, 5].

Do najważniejszych cech decydujących o zastosowaniu polimerów akrylowych w przemyśle maszynowym należą: bardzo duża odporność na promieniowanie UV i czynniki atmosferyczne, wysoki połysk, odporność chemiczna, mała aktywność względem pigmentów, mieszalność z wieloma innymi polimerami powłokotwórczymi oraz dobre właściwości fizykochemiczne. Dzięki temu materiały malarskie otrzymane na ich podstawie są stosowane do otrzymywania wysokiej jakości powłok antykorozyjnych na pojazdy użytkowe, aparaturę oraz obiekty budowlane, w przypadku których okres użytkowania wynosi do 12 lat (z dodatkowym zastoso-

[1] Wydział Podstaw Techniki, Politechnika Lubelska, e-mail: k.gauda@pollub.pl

waniem powłoki cynkowej) [4, 9]. Maszyny eksploatowane w warunkach naturalnych są jednak narażone na liczne wpływy środowiskowe, które są przyczyną niszczenia elementów na skutek pojawiania się i rozprzestrzeniania procesów korozji elektrochemicznej. Agresywność korozyjna środowiska naturalnego jest dodatkowo potęgowana obecnością licznych zanieczyszczeń atmosfery. Jednym z najbardziej niebezpiecznych związków przyspieszających znacznie procesy korozji jest chlorek sodu. Na czynnik ten narażone są nie tylko maszyny mające kontakt z wodą morską, czy pracujące w obszarach nadmorskich, gdzie występuje zwiększone stężenie chlorku sodu w powietrzu atmosferycznym, ale przede wszystkim różnego rodzaju pojazdy ze względu na to, że sól stosowana jest w okresie zimowym do usuwania gołoledzi z jezdni. Biorąc to pod uwagę ważne stają się badania odporności powłok przeznaczonych na elementy maszyn i urządzeń pracujących w środowisku naturalnym na działanie czynników agresywnych, a w szczególności soli [2, 7].

METODYKA BADAŃ

Analizując literaturę, normy oraz rynek materiałów malarskich do badań zakwalifikowano systemy powłokowe o określonych przyjętych oznaczeniach i pokazanych w tabeli 1.

Tabela 1. Charakterystyka materiałów malarskich tworzących warstwy wchodzące w skład badanych systemów powłokowych

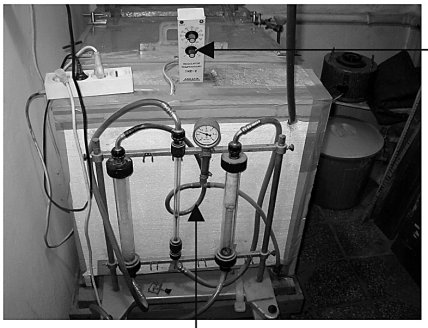
Table 1. Characteristics of painting materials forming the layers included in the test coating systems

Oznaczenie materiału malarskiego	Ogólna charakterystyka	Dane techniczne
PAR	Podkład akrylowy (high solid) dwuskładnikowy schnący na powietrzu, oparty na rozpuszczalnikach organicznych (zawiera octan butylu). Może być nakładany na stal, stal ocynkowaną, aluminium.	• proporcje składników - baza: utwardzacz 5:1wag. • rozcieńczalnik: „Multicryl” • czas schnięcia: I stopień - 20 min (20 °C)
AR	Emalia akrylowa oparta na rozpuszczalnikach organicznych. Nie zawiera pigmentów antykorozyjnych. Przeznaczona do malowania różnego rodzaju podłoży.	• VOC: 450 g/l • rozcieńczalnik: benzyna lakiernicza • czas schnięcia: I stopień - 1h (20 °C)
PAWkor	Wodorozcieńczalny antykorozyjny podkład akrylowy, przeznaczony do stali oraz powierzchni ocynkowanych.	• czas schnięcia: I stopień - 8h (20 °C)
PAW	Wodorozcieńczalny podkład akrylowy. Nie zawiera pigmentów antykorozyjnych.Przeznaczony do gruntowania stali ocynkowanej, drewna, aluminium.	• czas schnięcia: I stopień - 2 h (20 °C)
AW	Wodorozcieńczalna emalia akrylowa. Przeznaczona do malowania wszelkich podłoży wewnątrz i na zewnątrz. Odporna na uderzenia, działanie czynników atmosferycznych i żółknięcie.	• VOC: 40 g/l • czas schnięcia: I stopień - 2 h (20 °C)
Powłoka cynkowa	Powłoka nakładana elektrolitycznie	• średnia grubość: 15 µm

Zgodnie z tabelą 1 przyjmując za kryterium podziału rodzaj rozpuszczalnika substancji błonotwórczej można wyodrębnić system powłokowy oparty na rozpuszczalnikach organicznych (rozpuszczalnikowy) oraz system wodorozcieńczalny.

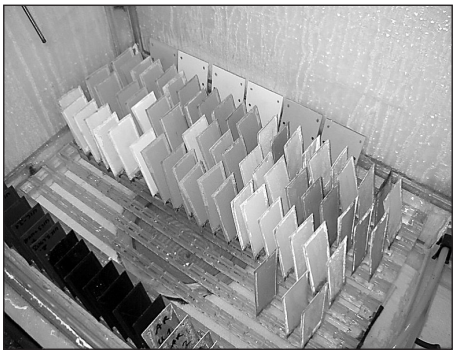
Badane systemy powłokowe oznakowano przyjmując symbole powłok nawierzchniowych, czyli AR dla rozpuszczalnikowego akrylowego systemu powłokowego, AW dla wodorozcieńczalnego akrylowego systemu powłokowego. Obydwa systemy powłokowe przyjęte do badań nakładano zarówno na podłoże stalowe, jak i podłoże stalowe ocynkowane. Ze względu na to, że emalie akrylowe nie posiadały właściwości antykorozyjnych zastosowano warstwy pomocnicze – podkłady. W przypadku podłoża stalowego był to podkład akrylowy typu HS (PAR). Natomiast w wodorozcieńczalnym systemie powłokowym zastosowano antykorozyjny podkład akrylowy (PAWkor). W przypadku podłoża ocynkowanego rozpuszczalnikowy system powłokowy nie wymagał pokładu antykorozyjnego, natomiast dla wodorozcieńczalnego systemu powłokowego zgodnie z wymaganiami producenta zastosowano klasyczny podkład akrylowy zwiększający przyczepność warstwy wierzchniej (PAW). Średnia grubość nałożonych powłok wynosiła 60 μm.

Próbki z naniesionymi powłokami były badane w oparciu o normę PN-C-81523:1988. Ekspozycja badanych systemów powłokowych w komorze solnej przebiegała przy temperaturze około 35 °C przez okres 48 godzin, przy czym stężenie chlorku sodu wynosiło 5% [8]. Osiągnięcie wymaganych warunków ekspozycji systemów powłokowych umożliwiła komora solna wraz z osprzętem przedstawiona na rysunku 1.



Rys. 1. Widok komory solnej wraz z osprzętem
Fig. 1. View of salt chamber with equipment

Powierzchnie próbek na których nie znajdowały się badane systemy powłokowe oraz krawędzie były zabezpieczone przed agresywnym działaniem mgły solnej woskiem. Tak przygotowane próbki umieszczano w uchwytach komory solnej, w taki sposób, aby nie stykały się ze sobą, a dodatkowo powierzchnia badana zwrócona była w kierunku pokrywy komory, tworząc z płaszczyzną pionową kąt 15° (rys. 2).



Rys. 2. Sposób umieszczenia próbek w komorze solnej
Fig. 2. Arrangement of samples in the salt chamber

Po zakończeniu cyklu badań, próbki były wyjmowane z komory, a następnie płukane w strumieniu wody wodociągowej po czym aklimatyzowane przez okres 2 godzin. W następnej kolejności przeprowadzano obserwacje stanu powierzchni powłok oraz dokonywano oceny właściwości mechanicznych: odporności na zarysowanie, udarności oraz przyczepności powłok metoda nacinania [1] (tab.2).

Tabela 2. Metody badań właściwości mechanicznych powłok
Table 2. Test methods of mechanical properties of coatings

Właściwość	Metoda badań	Przyrząd
Odporność na zarysowanie	PN-EN ISO 1518:2000	Aparat Clemena
Udarność	PN-EN ISO 6272:1999	Aparat Du Ponta
Przyczepność	PN-EN ISO 2409:1999	Noże krążkowe

W celu oceny zmienności badanych wielkości wprowadzono również współczynnik K, stanowiący w procentach stosunek wartości bieżącej pochodzącej z danego pomiaru y_n do wartości początkowej y_0 opisany zależnością (1):

$$K=\frac{y_n}{y_0}\cdot 100\% \quad (1)$$

Współczynnik ten pozwolił na ocenę stopnia zmian badanych właściwości systemów powłokowych w odniesieniu do wartości początkowej, otrzymanej w chwili rozpoczęcia cyklu badań (powłoki „nowe"). Osiągając wartości mniejsze od 100% współczynnik K wskazuje na zmniejszanie się wartości badanej właściwości w stosunku do wartości początkowej. Wzrost tego współczynnika powyżej 100% oznacza, że wartość badanej właściwości wzrosła na skutek oddziaływania roztworu chlorku sodu. Dodatkowo podczas analizy badań wykorzystano metodę fotograficzną do oceny zmian wyglądu powierzchni próbek.

WYNIKI BADAŃ

Odporność na zarysowanie

W wyniku ekspozycji powłok w komorze solnej najniższą twardością zarysową odznaczył się wodorozcieńczalny akrylowy system powłokowy na podłożu stalowym, który uzyskał wartość 188 g (poniżej założonej wartości minimalnej). Z kolei na podłożu ocynkowanym ten sam system powłokowy osiągnął prawie dwukrotnie większą odporność na zarysowanie. Odwrotną sytuację można zaobserwować w przypadku systemu powłokowego AR. Znaczna różnica wyników pomiarów dla podłoża stalowego oraz z powłoką cynkową wynika z zastosowania twardego antykorozyjnego podkładu PAR w przypadku próbki stalowej (tab. 3).

Tabela 3. Wyniki pomiarów odporności systemów powłokowych na zarysowanie
Table 3. Measurement results of resistance to scratching coating systems

Rodzaj systemu powłokowego	Podłoże stalowe		Podłoże stalowe ocynkowane	
	Odporność na zarysowanie - $O_{śr}$ [g]		Odporność na zarysowanie - $O_{śr}$ [g]	
	przed ekspozycją	po ekspozycji	przed ekspozycją	po ekspozycji
AR	806	781	431	356
AW	350	188	331	331

Oględziny stanu powłok bezpośrednio po ekspozycji wykazały znaczną degradację systemu powłokowego AW i pojawienie się korozji podpowłokowej w przypadku podłoża stalowego (rys. 3). Twardość zarysowa tego systemu stanowiła około 50% wartości początkowej. Podkład antykorozyjny PAWkor, który był składnikiem systemu okazał się niewystarczającą barierą dla czynnika agresywnego w postaci mgły solnej.

Rys. 3. Widok powierzchni powłoki AW na podłożu stalowym po ekspozycji w komorze solnej (pow. x 10)
Fig. 3. View of AW coating surface on steel after exposure in salt chamber (magnification x 10)

Tymczasem w przypadku podłoża ocynkowanego nie wykryto żadnych śladów korozji, stąd też nie zaobserwowano wpływu roztworu chlorku sodu na twardość zarysową systemu powłokowego AW (współczynnik K = 100%) (tab. 4).

Tabela 4. Wartości podstawowych wielkości statystycznych
Table 4. Values of basic statistics

Wielkości statystyczne	Rodzaj systemu powłokowego			
	AR		AW	
	PS	PC	PS	PC
$O_{śr}$	781	356	188	331
Współczynnik K	96,9	82,6	53,7	100,0
Przedział ufności – 95%	750	315	168	300
Przedział ufności +95%	812	398	207	362
Wartość minimalna	750	300	150	300
Wartość maksymalna	850	400	200	400
Wariancja	1384	2455	536	1384
Odchylenie standardowe twardości zarysowej	37	50	23	37
Współczynnik zmienności	4,7	14,0	12,2	11,2
Błąd standardowy	13	18	8	13

PS - podłoże stalowe/base steel, PC - podłoże stalowe ocynkowane/galvanized base steel.

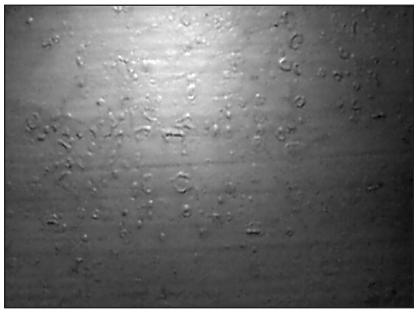
Odporność na uderzenie

Średnia odporność systemów powłokowych na uderzenie po próbie w komorze solnej kształtowała się powyżej 50 cm dla wszystkich systemów z wyjątkiem systemu powłokowego AR na podłożu ocynkowanym, dla którego odporność ta wyniosła 39 cm (tab. 5, rys. 4).

Tabela 5. Wyniki pomiarów udarności systemów powłokowych
Table 5. Measurement results of impact resistance coating systems

Rodzaj systemu powłokowego	Podłoże stalowe		Podłoże stalowe ocynkowane	
	Odporność na uderzenie – $H_{śr}$ [cm]		Odporność na uderzenie – $H_{śr}$ [cm]	
	przed ekspozycją	po ekspozycji	przed ekspozycją	po ekspozycji
AR	>50	>50	47	39
AW	>50	>50	>50	>50

Udarność systemu powłokowego AW na podłożu stalowym pomimo jego skorodowania wyniosła co prawda powyżej 50 cm, ale przy dwóch próbach nastąpiło pęknięcie powłoki przy uderzeniu ciężarka spadającego z maksymalnej wysokości 50 cm, co uwidocznione jest na rysunku 5.



Rys. 4. System powłokowy AR na podłożu ocynkowanym - ślad po uderzeniu ciężarka spadającego z wysokości 42 cm (pow. x 10)
Fig. 4. AR coating system on galvanized base steel - trace the impact of weight falling from a height of 42 cm (magnification x 10)

Rys. 5. Powłoka AW na podłożu stalowym - ślad po uderzeniu ciężarka spadającego z wysokości 50 cm (pow. x 10)
Fig. 5. AW coating on base steel - trace the impact of weight falling from a height of 50 cm (magnification x 10)

Błędy pomiarów zostały oszacowane wyłącznie dla systemu powłokowego AR na podłożu ocynkowanym, w pozostałych przypadkach ze względu na to, że udarność przekroczyła wartość graniczną 50 cm błędów nie szacowano (tab. 6).

Prawdopodobną przyczyną spadku udarności systemy AR o 17% w stosunku do udarności początkowej jest niższa jego przyczepność do podłoża ocynkowanego.

Przyczepność

Korozja podłoża stalowego wywołana czynnikiem destrukcyjnym jakim była mgła solna wpłynęła zdecydowanie na obniżenie przyczepności wodorozcieńczalnej powłoki akrylowej. Chociaż stopień przyczepności tego systemu powłokowego do podłoża wyniósł 1, to w przypadku przyczepności międzywarstwowej 3 (tab.7). Oznacza to, że emalia AW była częściowo lub całkowicie odpryśnięta wzdłuż krawędzi nacięć oraz dodatkowo były odpryśnięte niektóre kwadraty, przy czym uszkodzona powierzchnia stanowiła od 15÷35% powierzchni siatki nacięć (rys. 6).

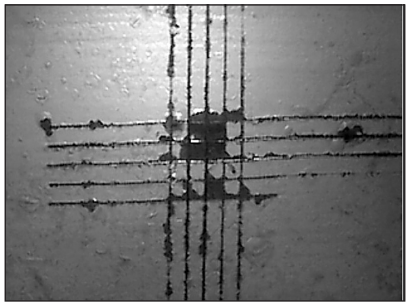
Tabela 6. Wartości podstawowych wielkości statystycznych dla systemu powłokowego AR
Table 6. Values of basic statistics for Ar coating system

Wielkości statystyczne	System powłokowy AR-podłoże ocynkowane
$H_{śr}$	39
Współczynnik K	83,0
Przedział ufności – 95%	38,1
Przedział ufności +95%	39,9
Wartość minimalna	38
Wartość maksymalna	40
Wariancja	0,8
Odchylenie standardowe	0,89
Współczynnik zmienności	2,3
Błąd standardowy	0,37
$G_{śr}$ systemu powłokowego	56

Tabela 7. Stopnie przyczepności powłok do podłoża przed i po ekspozycji w komorze solnej
Table 7. Degrees of adhesion of coatings to the substrate before and after exposure in the salt chamber

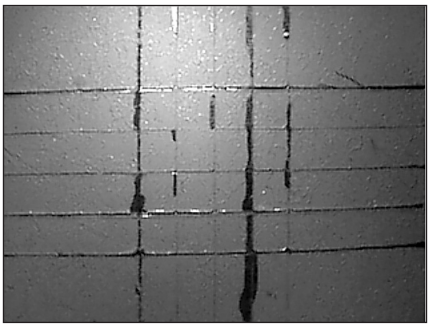
Rodzaj przyczepności	Rodzaj systemu powłokowego							
	Podłoże stalowe				Podłoże stalowe ocynkowane			
	AR		AW		AR		AW	
	przed eksp.	po eksp.	przed eksp.	po eksp.	przed eksp.	po eksp.	przed eksp.	po eksp.
Przyczepność do podłoża	0(1)	0(1)	0(1)	1(1)	1(1)	2(2)	0(1)	0(1)
Przyczepność międzywarstwowa	0(2)	1(2)	0(1)	3(3)	-	-	0(2)	0(2)

(...) - wyniki uzyskane po próbie z taśmą klejącą



Rys. 6. Siatka nacięć po próbie z taśmą klejącą - system powłokowy AW na podłożu stalowym (pow. x 10)
Fig. 6. Cross cut after test with adhesive tape – AW coating system on base steel (magnification x 10)

W wyniku ekspozycji badanych systemów powłokowych w komorze solnej obniżeniu uległa także przyczepność systemu powłokowego AR do podłoża ocynkowanego. Stopień przyczepności w tym przypadku wyniósł 2. Na rysunku 7 można zaobserwować, że odprysnięta powierzchnia stanowiła od 5% do 15% powierzchni siatki nacięć.



Rys. 7. Siatka nacięć po próbie z taśmą klejącą – system powłokowy AR na podłożu ocynkowanym (pow. x 10)
Fig. 6. Cross cut after test with adhesive tape – AR coating system on galvanized base steel (magnification x 10)

Należy zaznaczyć, że emalia akrylowa AR nałożona była bezpośrednio na podłoże ocynkowane z pominięciem jakiejkolwiek podkładu.

USTALENIA KOŃCOWE

Ekspozycja badanych systemów powłokowych w komorze solnej, a co za tym idzie narażenie ich na oddziaływanie agresywnego czynnika korozyjnego w postaci 5% roztworu chlorku sodu w największym stopniu wpłynęła na wodorozcieńczalny akrylowy system powłokowy. W wyniku niewystarczających właściwości ochronnych tego systemu na podłożu stalowym pojawiła się korozja podpowłokowa, która przyczyniła się do spadku twardości zarysowej oraz przyczepności poniżej założonych wymaganych wartości minimalnych (50% wartości początkowej - przed ekspozycją w komorze solnej). W związku z tym wodorozcieńczalny akrylowy system powłokowy nie powinien być stosowany na stalowe elementy maszyn eksploatowane w środowisku naturalnym (na otwartym powietrzu). W przypadku podłoża ocynkowanego, kiedy ochrona antykorozyjna spoczywa na powłoce cynkowej nie ma przeciwwskazań do zastosowania systemu powłokowego AW (który wykazał się jednak dobrymi właściwościami mechanicznymi) na elementy maszyn i urządzeń pracujące na otwartym powietrzu pełniąc przede wszystkim funkcję dekoracyjną.

Z kolei akrylowa powłoka rozpuszczalnikowa wykazała wysoką odporność na działanie soli. Ekspozycja na 5% roztwór chlorku sodu wpłynęła jedynie na przy-

czepność tej powłoki do podłoża ocynkowanego, a co za tym idzie także na niższą udarność. Fakt ten wskazuje na konieczność zastosowania odpowiedniego podkładu zwiększającego wspomnianą przyczepność emalii akrylowej do podłoża, jak miało to miejsce w przypadku podłoża stalowego.

Interesującym rozwiązaniem związanym z zastosowaniem powłok akrylowych w środowiskach korozyjnie agresywnych mogłoby być opracowanie systemu hybrydowego, który powstałby na przykład poprzez połączenie rozpuszczalnikowego podkładu PAR i wodorozcieńczalnej emalii akrylowej AW. Taki system powłokowy wychodziłby naprzeciw coraz surowszym przepisom ochrony środowiska naturalnego (poprzez obniżenie emisji VOC do atmosfery), a jednocześnie charakteryzowałby się wysoką odpornością na działanie czynników agresywnych.

LITERATURA

1. Brodziłowski J., Królikowska A.: Ocena przyczepności pokrycia lakierowego. Lakiernictwo Przemysłowe, 2005, nr 7, s. 25-27.
2. Broniewski T, Kapko J, Płaczek W, Thomalla J.: Metody badań i ocena właściwości tworzyw sztucznych. WNT, Warszawa 2000.
3. Gauda K.: Wpływ oddziaływań smaru maszynowego na właściwości mechaniczne organicznych powłok akrylowych o zróżnicowanej zawartości lotnych związków organicznych. Postępy Nauki i Techniki, 2011, nr 9, s. 145-158.
4. Hamela D.: Badania powłok na stali ocynkowanej. Lakiernictwo Przemysłowe 2002, nr 4, s. 21-24.
5. Lenik K, Gauda K, Lenik Z.: Forecasting of durability of waterborne coatings in the machine industry. Archives of Materials Science and Engineering, 2009, vol. 37, s. 102-109.
6. McMurry J.: Chemia organiczna. PWN, Warszawa 2003.
7. Merten G.: 500 hours saltspray test with waterborne airdrying anticorrosion primers. Advances in Coating Technology, Katowice 1995.
8. PN-C-81523:1988 Wyroby lakierowe – oznaczenie odporności powłok na działanie mgły solnej.
9. Zinowicz Z, Gauda K.: Powłoki organiczne w technice antykorozyjnej. Wyd. Uczelniane PL, Lublin 2003.

THE CORROSION TESTS OF ORGANIC ACRYLIC COATINGS IN THE SALT CHAMBER

Abstract

In the article was assessed the influences of the sodium chloride solution as one of the most dangerous compounds to stimulate of corrosion processes on selected mechanical properties of acrylic coatings. Tested coatings were imposed both on galvanized and ungalvanized base steel. The study included the traditional solventborne materials and waterborne characterized by reduced content of volatile organic compounds. Resistant of the coatings to salt spray was determined according to the standard PN-C-81523:1988.

Keywords: Organic coatings, mechanical properties, corrosion tests

Dominika Guzek[1], Krzysztof Głąbski[2], Dominika Głąbska[3], Grzegorz Pogorzelski[1], Jerzy Barszczewski[4], Agnieszka Wierzbicka[1]

ZASTOSOWANIE TECHNIKI MIKROSKOPOWEJ DO OCENY STRUKTURY MIĘSA WOŁOWEGO PRZEZ POMIAR DŁUGOŚCI SARKOMERÓW

Streszczenie. Celem pracy była ocena stopnia zróżnicowania długości sarkomerów mięśnia podgrzebieniowego z mięsa wołowego bydła rasy Limousin przy zastosowaniu techniki mikroskopowej. Przygotowano preparat mikroskopowy z próby mięśnia podgrzebieniowego (*Infraspinatus*) i dokonano jego oceny przy wykorzystaniu mikroskopu w kontraście Nomarskiego. Następnie dokonano pomiaru długości sarkomerów należących do trzech różnych, reprezentatywnych miofibryli. Długości sarkomerów należących do różnych miofibryli stanowiły wartości charakteryzujące się rozkładem normalnym. Średnia długość sarkomeru, w zależności od miofibryli wynosiła od 2,18 ± 0,11 μm do 2,55 ± 0,08 μm. Równocześnie stwierdzono, że różnice długości sarkomerów były zależne od miofibryli i dla porównania każdych dwóch analizowanych miofibryli, różniły się w sposób istotny statystycznie (p=0,0244; p=0,0000; p=0,0000). Przeprowadzone analizy pozwalają na wnioskowanie, że długości sarkomerów w obrębie mięśnia mogą różnić się znacznie i jest to zależne od tego z jakiej miofibryli pochodzą. Dlatego niezmiernie ważne jest zastosowanie techniki pozwalającej na ocenę wyizolowanych pojedynczych miofibryli i porównanie ich między sobą.

Słowa kluczowe: sarkomery, miofibryle, mięso wołowe, mikroskop

WSTĘP

Zróżnicowanie kruchości mięsa wołowego jest jednym z ważniejszych problemów w produkcji wołowiny Polsce i na świecie [11], gdyż warunkuje satysfakcję konsumentów i wpływa na decyzję o zakupie mięsa [8, 10]. W badaniach wskazuje się na wpływ długości sarkomerów na właściwości fizyczne mięsa, w tym między innymi na wartość współczynnika twardości, która odzwierciedla zależność jaka występuje między długością sarkomerów a stopniem proteolizy *post mortem* [3].

W stanie spoczynku długość sarkomeru wynosi około 2,5 μm, podczas gdy w trakcie skurczu, w tym skurczu chłodniczego, może wynosić zaledwie 30% początkowej wartości [1].

[1] Zakład Techniki w Żywieniu, Wydział Nauk o Żywieniu Człowieka i Konsumpcji, Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego w Warszawie, e-mail: dominika_guzek@sggw.pl
[2] Zakład Biochemii Drobnoustrojów, Instytut Biochemii i Biofizyki Polskiej Akademii Nauk, e-mail: k_glabski@ibb.waw.pl
[3] Zakład Dietetyki, Wydział Nauk o Żywieniu Człowieka i Konsumpcji, Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego w Warszawie, e-mail: k_glabski@ibb.waw.pl
[4] Zakład Użytków Zielonych, Instytut Technologiczno-Przyrodniczy w Falentach, e-mail: j.Barszczewski@itep.edu.pl

Przyjmuje się, że sarkomery o długości poniżej 2 μm przyczyniają się do większej twardości mięsa podczas, gdy te powyżej 2 μm – do mniejszej. Jednakże, nie wyjaśniają one w pełni twardości i tak na przykład w przypadku mięśnia półścięgnistego (*Semitendinosus*), ich długość eksplikuje jedynie 16% tej cechy, a dla mięśnia najdłuższego grzbietu (*Longissimus dorsi*) – 46% [13]. W niektórych baniach nie stwierdza się w ogóle korelacji między długością sarkomerów a twardością mięsa wołowego [12], a wskazuje się na kilka czynników łącznie wpływających na ten parametr tj., zwartości kolagenu, długości sarkomerów i degradacji desminy [6, 13], grubości omięsnej, średnicy włókien i miofibryli [4]. Złożoność tego zjawiska wymaga dogłębnej analizy mikroskopowej struktury mięsa. Celem pracy była analiza możliwości oceny struktury mięsa wołowego przez pomiar długości sarkomerów przy zastosowaniu techniki mikroskopowej.

MATERIAŁ I METODYKA

Materiał badawczy stanowiły próby mięsa wołowego pochodzącego z buhaja rasy Limousin o masie 466,4kg (wagi bitej ciepłej), konformacji U i klasie otłuszczenia 3 uzyskane z badań w ramach Programu realizowanego w Instytucie Technologiczno-Przyrodniczym w Falentach pt. „Ulepszanie krajowych źródeł białka roślinnego, ich produkcji, systemu obrotu i wykorzystania w paszach". Z odpowiednio pobranej próby mięśnia podgrzebieniowego (5 g) przygotowano preparat w roztworze sacharozy, w którym dzięki przeprowadzonej homogenizacji (5000 rpm, 60 sekund), wyizolowano pojedyncze miofibryle. Przy ocenie wykorzystano mikroskop Carl Zeiss Axio Imager.M2 z obiektywem EC Plan-Neofluar 100x/1.30 Oil Ph 3 M27 oraz kamerą AxioCamMR5. Obserwacje wykonywano w kontraście Nomarskiego (DIC – ang. *differentia interference contrast*).

Po homogenizacji, miofibryle widoczne były w preparacie mikroskopowym jako wyizolowane struktury (przykładowe miofibryle zaprezentowano na zdjęciu na rysunku 1a i rysunku 1c lub połączone po dwa (przykładowe miofibryle zaprezentowano na zdjęciu na rysunku 1b. Jednakże, w celu większej dokładności pomiaru do dalszej analizy włączono wyłącznie te miofibryle, które wyizolowano całkowicie jako pojedyncze struktury. Pobrano łącznie 15 zdjęć z losowo wybranych obszarów przygotowanego preparatu, a z nich losowo wybrano 3, na których widoczne były pojedyncze i nienaruszone miofibryle. Przy wykorzystaniu programu AxioVision Rel.4.8.2 (Carl Zeiss). Dokonano pomiaru długości sarkomerów w obrębie analizowanych miofibryli, przy czym dla każdej z miofibryli zmierzono przynajmniej 25 sarkomerów.

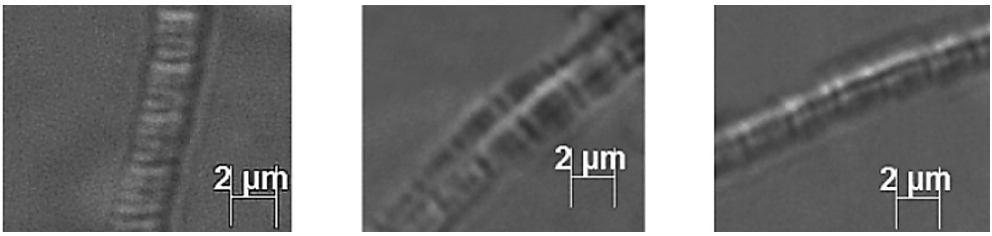
Przy przeprowadzeniu analizy statystycznej dla oceny normalności rozkładu wykorzystano test Shapiro-Wilka. Przy porównaniu rozkładów wykorzystano test t-Studenta (Hypothesis Test). Analizę statystyczną wykonano w programie Statistica 8,0 (StatSoft, Inc.). Przy określaniu istotności różnic przyjęto poziom istotności $\alpha \leq 0,05$, a poziom $\alpha \leq 0,1$ przyjęto jako bliski istotności statystycznej.

WYNIKI I DYSKUSJA

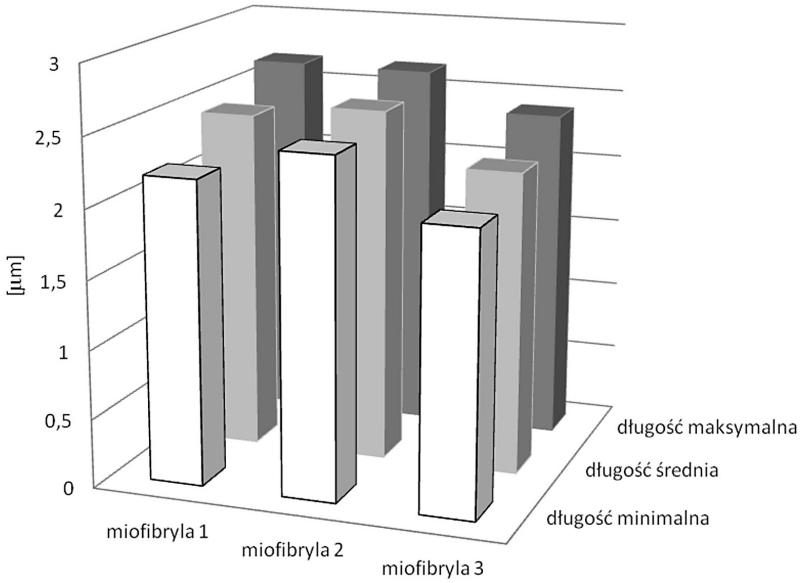
W obrębie porównywanych grup sarkomerów dla różnych miofibryli (rys. 1) stwierdzono dość duże zróżnicowanie w długości poszczególnych sarkomerów, różnice się sięgały 0,48 μm dla miofibryli nr 1, co stanowiło około 20% średniej ich długości. Uzyskane wyniki są zgodne z wcześniejszymi spostrzeżeniami badaczy, którzy stwierdzają, iż w poszczególnych miofibrylach można zaobserwować, iż sąsiadujące sarkomery mogą znacznie różnić się pod względem ich długości [9].

Mimo znacznego zróżnicowania, stwierdzono, że rozkład wyników dla poszczególnych miofibryli był normalny, co wskazywać może, że obserwowane różnice stanowiły wyraz naturalnej zmienności obserwowanej w materiale biologicznym. W prowadzonych badaniach nad długościami sarkomerów w mięśniach generalnie stwierdza się, że zarówno średnica włókna, jak i sama długość sarkomerów może być różna w zależności od rodzaju mięśnia, z którego pochodzi [7]. Ponadto, długość sarkomerów może być istotnie różna nawet dla tego samego rodzaju mięśnia pochodzącego z tej samej sztuki bydła, której półtusze były inaczej podwieszane po uboju (podwieszanie za ścięgno Achillesa lub za miednicę) [2].

W przedstawionej ocenie długości sarkomerów (tab. 1) stwierdzono istotne statystycznie różnice poszczególnych miofibryl. Tym samym należy stwierdzić, że długości sarkomerów były zależne od ocenianej miofibryli. Długość poszczególnych sarkomerów wynosiła przeciętnie powyżej 2 μm, co, jak wskazują wcześniejsze badania [13] sugeruje, że badane mięso było miękkie. Jednakże na te mechaniczne właściwości mięśnia, na co wskazują wyniki Lepetit [5] ma wpływ nie tylko sama długość sarkomerów we włóknach mięśniowych, ale także zmiany właściwości mechanicznych włókien kolagenowych, dlatego one same nie mogą służyć jako wyznacznik kruchości mięsa wołowego. Z badań nad mięsem wołowym wynika również, że długość sarkomerów wyjaśnia jedynie 16% zmienności kruchości w przypadku mięśnia półścięgnistego i 46% w przypadku mięśnia najdłuższego grzbietu [13]. Podsumowując, ocena mikroskopowa struktury mięsa wołowego, przy za-



Rys. 1. Przykładowe obrazy fragmentów miofibryli z widocznymi sarkomerami obserwowanymi w preparatach mikroskopowych
Fig. 1. Examples of images of parts of miofibrils with visible sarcomeres observed in microscope



Rys. 2. Długości sarkomerów, zmierzone dla poszczególnych miofibryli (µm)
Fig. 2. Sarcomeres length, measured for each miofibrils (µm)

chowaniu odpowiedniej ilości powtórzeń, może posłużyć jako narzędzie wyjaśniające, w pewnym stopniu, zmienność kruchości w mięsie wołowym a przy włączeniu innych cech strukturalnych ocenianych mikroskopowo może przyczynić się również do wyjaśnienia w pełniejszym stopniu tego zjawiska.

WNIOSKI

Tabela 1. Ocena różnic długości sarkomerów zmierzonych dla poszczególnych miofibryli
Table 1. Assessment of differences between sarcomeres length measured for each miofibrils

Parametr	Miofibryla 1 (µm)	Miofibryla 2 (µm)	Miofibryla 3 (µm)
Średnia ± SD	2,45 ± 0,15	2,55 ± 0,08	2,18 ± 0,11
Mediana	2,53	2,55	2,18
Minimum	2,20	2,44	2,03
Maksimum	2,68	2,67	2,40
Rozkład	normalny	normalny	normalny
Ocena istotności różnic między poszczególnymi miofibrylami			
1 vs 2 – p = 0,0244*	◄	►	
2 vs 3 – p = 0,0000*		◄	►
1 vs 3 – p = 0,0000*	◄		►

Analiza wyników pozwoliła wyciągnąć następujące wnioski:

1. Długości sarkomerów w obrębie mięśnia mogą różnić się znacznie a to zależne jest od tego z jakiej miofibryli pochodzą.
2. Dla właściwej oceny długości sarkomerów należy przeprowadzić ją w powtarzalnych warunkach dla przynajmniej kilku miofibryli.
3. Dla analizy długości sarkomerów szczególnie użyteczne są techniki pozwalające na ocenę wyizolowanych pojedynczych miofibryli i porównanie ich między sobą.

BIBLIOGR AFIA

1. Au Y.: The muscle ultrastructure: a structural perspective of the sarcomere. Cellular and Molecular Life Sciences, vol. 61(24). 2004: 3016-3033.
2. England E.M., Fisher K.D., Wells S.J., Mohrhauser D.A., Gerrard D.E., Weaver A.D.: Postmortem titin proteolysis is influenced by sarcomere length in bovine muscle. Journal of Animal Science, vol. 90(3). 2012: 989-995.
3. Jiang S.T.: Contribution of muscle proteinases to meat tenderization. Proceedings of the National Science Council, ROC Part B. Life Science, vol. 22. 1998: 97–107.
4. Kellermeier J.D., Tittor A.W., Brooks J.C., Galyean M.L., Yates D.A,, Hutcheson J.P., Nichols W.T., Streeter M.N., Johnson B.J., Miller M.F.: Effects of zilpaterol hydrochloride with or without an estrogen-trenbolone acetate terminal implant on carcass traits, retail cutout, tenderness, and muscle fiber diameter in finishing steers. Journal of Animal Science, vol. 87. 2009: 3702-3711.
5. Lepetit J.: Collagen contribution to meat toughness: Theoretical aspects. Meat Science, vol. 80. 2008: 960-967.
6. Li C.B., Xu X.L., Zhou G.H., Xu S.Q., Zhang J.B.: Effects of carcass maturity on meat quality characteristics of beef semitendinosus muscle for chinese native yellow steers. Animal, vol. 1. 2007: 780-786.
7. Li Ch., Zhou G., Xu X., Zhang J., Xu S., Ji Y.: Effects of Marbling on Meat Quality Characteristics and Intramuscular Connective Tissue of Beef *Longissimus* Muscle. Asian - Australasian Journal of Animal Sciences, vol. 19(12). 2006: 1799-1808.
8. Lusk J.L., Fox J.A., Schroeder T.C., Mintert J., Koohmaraie M.: In-store valuation of steak tenderness. American Journal of Agricultural Economics, vol. 83. 2001: 539-550.
9. Ringkob T.P., Swartz D.R., Greaser M.L.: beef, chicken, and rabbit myofibrils Light microscopy and image analysis of thin filament lengths utilizing dual probes on beef, chicken, and rabbit myofibrils. Journal of Animal Science, vol. 82. 2004: 1445-1453.
10. Shackelford S.D., Wheeler T.L., Meade M.K., Reagan J.O., Byrnes B.L., Koohmaraie M.: Consumer impressions of Tender Select beef. Journal of Animal Science, vol. 79. 2001: 2605-2614.
11. Weaver A.D., Bowker B.C., Gerrard D.E.: Sarcomere length influences postmortem proteolysis of excised bovine semitendinosus muscle. Journal of Animal Science, vol. 86. 2008: 1925-1932.
12. Wheeler T.L., Schackelford S.D., Koohmaraie M.: Technical note: Sampling methodology for relating sarcomere length, collagen concentration, and the extent of postmortem

proteolysis to beef and pork longissimus tenderness. Journal of Animal Science, vol. 80. 2002: 982-987.
13. Wheeler T.L., Schackelford S.D., Koohmaraie M.: Variation in proteolysis, sarcomere length, collagen content and tenderness among pork muscles. Journal of Animal Science, vol. 78. 2000: 958-965.

Badania zostały wykonane w ramach Programu „Ulepszanie krajowych źródeł białka roślinnego, ich produkcji, systemu obrotu i wykorzystania w paszach" Program Wieloletni na lata 2011-2015; Produkcja wysokiej jakości pasz z trwałych użytków zielonych".

APPLICATION OF MICROSCOPIC TECHNIQUE TO ASSESS THE STRUCTURE OF BEEF BY MEASUREMENT OF THE LENGTH OF SARCOMERES

Abstract

The aim of the presented research was to assess the sarcomere length variation in *Infraspinatus* muscle from meat of Limousin breed. Microscopic slide was prepared from the sample of muscle (*Infraspinatus*) and was evaluated in Nomarski contrast. Subsequently, sarcomeres length of three different, representative myofibrils were measured. Values of sarcomere length of myofibrils were characterized by a normal distribution. The average length of sarcomere, depending on the myofibrile, varied from 2.18 ± 0.11 μm to 2.55 ± 0.08 μm. At the same time, it was stated that differences in sarcomere length were dependent on the myofibrile and when compared any two myofibrils, statistically significant differences were found (p=0.0244, p=0.0000, p=0.0000). This research allows to conclude that the length of sarcomeres within the muscle may vary and its length is dependent on myofibrile. Therefore, to measure sarcomeres, it is very important to use a technique that allows to evaluate isolated single myofibrils and compare them.

Key words: sarcomeres, myofibrils, beef meat, microscope.

Barbara Halusiak[1], Jarosław Boryca[1]

BADANIA PRZYCZEPNOŚCI ZGORZELINY DO PODŁOŻA STALOWEGO DLA RÓŻNYCH SZYBKOŚCI PODGRZEWANIA

Streszczenie. Artykuł przedstawia badania przyczepności zgorzeliny do podłoża stalowego dla różnych szybkości podgrzewania. Pomiary przeprowadzone zostały w laboratoryjnym piecu rurowym dla szybkości podgrzewania M = 200, 400, 600 K/h z uwzględnieniem samego etapu podgrzewania i dwuetapowego nagrzewania. Uzyskane wyniki oraz kontynuacja tych badań w rezultacie mogą pozwolić na opracowanie technologii nagrzewania, zapewniającej optymalną przyczepność.

Słowa kluczowe: przyczepność zgorzeliny, szybkość podgrzewania, nagrzewanie wsadu stalowego

Spis oznaczeń:

a – początkowy wymiar boku próbki, mm,
A – powierzchniapróbki, m^2,
h – początkowa wysokość próbki, mm,
m_0 – masapróbki przed nagrzewaniem, g,
m_1 – masa próbki po nagrzewaniu, g,
m_2 – masa próbki po zbiciu zgorzeliny, g,
m_3 – masa próbki po całkowitym oczyszczeniu, g,
M – szybkość podgrzewania, K/h,
P – przyczepność zgorzeliny, %,
z – strata stali na zgorzelinę, kg/m^2,
x_{Fe} – udział żelaza w zgorzelinie ($x_{Fe} = 0,74$),
α – wartość stosunku nadmiaru powietrza spalania.

WPROWADZENIE

Istotnym zagadnieniem w procesie nagrzewania wsadu stalowego w piecach grzewczych jest przyczepność zgorzeliny do powierzchni stali. Zbyt mała przyczepność zgorzeliny może spowodować uszkodzenia wyłożenia ogniotrwałego trzonu pieca, co jednocześnie związane jest z koniecznością zatrzymania pracy

[1] Katedra Pieców Przemysłowych i Ochrony Środowiska, Wydział Inżynierii Procesowej, Materiałowej i Fizyki Stosowanej, Politechnika Częstochowska, Al. Armii Krajowej 19, 42-200 Częstochowa, e-mail:bhalusiak@wip.pcz.pl

pieca. Z kolei zbyt duża przyczepność może doprowadzić do tego, że nieusunięte pozostałości zgorzeliny w trakcie procesu przeróbki plastycznej zostaną zawalcowane w powierzchnię wyrobów, co może wpłynąć negatywnie na jakość końcową wyrobów [1]. Należy zwrócić uwagę, iż niezbędne są badania, które pozwolą na opracowanie technologii zapewniającej uzyskanie optymalnej przyczepności zgorzeliny.

Dotychczasowe opracowania teoretyczne oraz badania laboratoryjne [2, 3] poruszały problem wpływu czasu i temperatury nagrzewania oraz atmosfery pieca na przyczepność zgorzeliny. Warto zwrócić uwagę, że jednym z ważniejszych czynników wykazującym wpływ na proces nagrzewania oraz na wyniki pracy pieców grzewczych jest szybkość podgrzewania. W pracy wykonano badania przyczepności zgorzeliny do podłoża stalowego dla różnych szybkości podgrzewania.

PRZYCZEPNOŚĆ ZGORZELINY

Eksploatacja urządzeń grzewczych związana jest ściśle ze zjawiskiem przyczepności warstwy zgorzeliny do podłoża stalowego. Przyczepność, czyli siła związania zgorzeliny z podłożem, jest wypadkową wielu czynników. Zależy m.in. od czasu i temperatury nagrzewania, składu atmosfery gazowej oraz składu chemicznego i struktury stali [1, 4].

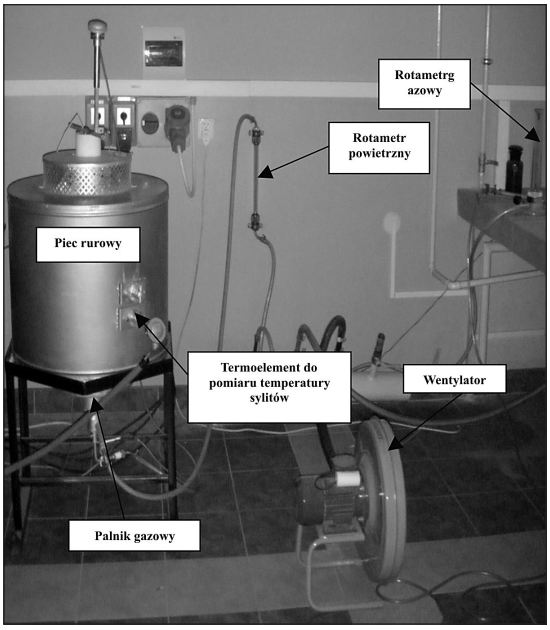
W znaczącym stopniu o przyczepności zgorzeliny do rdzenia stalowego decydują dwa zjawiska: przyczepność mechaniczna oraz adhezja właściwa. Pierwsze z nich jest wynikiem występowania nierówności na powierzchni rdzenia, które konsolidują zgorzelinę z podłożem. Drugi czynnik- adhezja właściwa występuje tylko w warunkach ścisłego przylegania obu faz do siebie, gdyż jest związana z oddziaływaniem sił międzycząsteczkowych. Siły kohezyjne zmniejszają się w toku reakcji, co jest wynikiem procesów na powierzchni rdzenia. Zmniejszanie się sił adhezji wywołane wytrącaniem się pustych węzłów na granicy faz zgorzelina – metal prowadzi do powstania mikro- i makroporów. O adhezji zgorzeliny do podłoża metalicznego decyduje obszar, w którym występuje likwidacja pustych węzłów [5]. Znaczny wpływ na przyczepność zgorzeliny do podłoża wywiera skład fazy metalowej szczególnie, gdy na granicy faz żelazo-zgorzelina pojawiają się dodatki stopowe bądź zanieczyszczenia. W przypadku, gdy składniki stopowe wykazują większe powinowactwo chemiczne z tlenem niż żelazo, ma miejsce znaczne pogorszenie przyczepności zgorzeliny.

ZAKRES ORAZ METODYKA BADAŃ

Pomiary wykonano dla próbek ze stali St4S o przekroju kwadratowym 30x30mm i wysokości 50 mm. Nagrzewanie prowadzono w atmosferze spalin, dla wartości stosunku nadmiaru powietrza spalania $\alpha = 1{,}2$ do temperatury powierzchni wsadu t

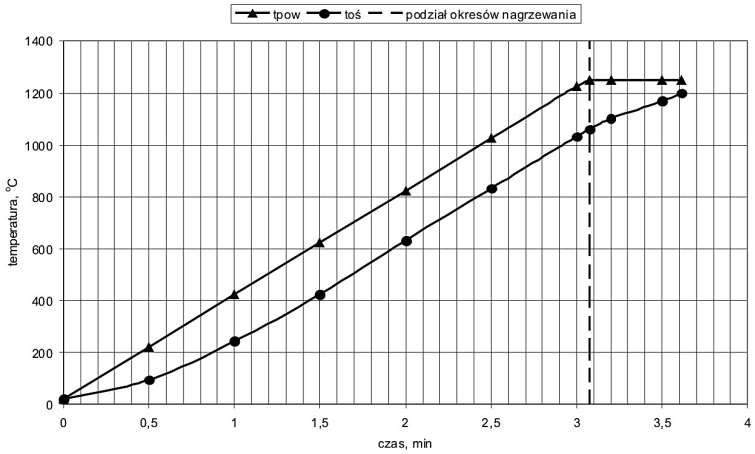
= 1250 ºC. Analizie poddano łącznie sześć prób nagrzewania, w tym trzy pomiary nagrzewania wykonano dla etapu podgrzewania przy wybranych szybkościach M = 200, 400 i 600 K/h. Pozostałe badania zostały przeprowadzone dla nagrzewania dwuetapowego (podgrzewanie i wygrzewanie) przy tych samych szybkościach podgrzewania.

Nagrzewanie prowadzono w elektrycznym piecu rurowym (z komorą spalania) wyposażonym w regulator programowalny SHIMADEN-FP93 (rys. 1). Uruchomienie stanowiska pomiarowego wymagało wcześniejszego zaprogramowania charakterystyki nagrzewnia przy pomocy regulatora programowalnego. Wyznaczenie krzywych nagrzewania polegało na określeniu ilości kroków czasowych oraz ustaleniu maksymalnej temperatury dla danego kroku. Po uruchomieniu programu piec automatycznie realizował proces nagrzewania w ściśle zdefiniowanych krokach czasowych.



Rys. 1. Stanowisko pomiarowe - piec rurowy
Fig. 1. The measuring position - tube furnace

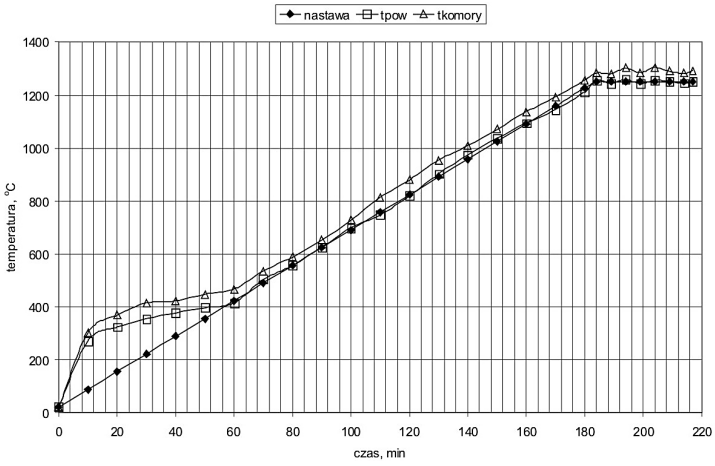
Przyjęto, że sterowanie pracą pieca odbywało się poprzez temperaturę powierzchni próbki. Czasy wygrzewania dla wyznaczonych prób nagrzewania ustalono wykorzystując programy komputerowe do obliczeń dwuetapowego nagrzewania wsadu. Krzywe nagrzewania zostały opracowane dzięki zastosowaniu programów komputerowych do obliczeń rozkładu temperatury w etapie podgrzewania i wygrzewania. Przykładową krzywą nagrzewania dla szybkości podgrzewania M = 400 K/h zaprezentowano na rysunku 2.



Rys. 2. Krzywa nagrzewania dla M = 400 K/h
Fig. 2. Heating curve for M = 400 K/h

Analizując krzywe nagrzewania dla każdej z omawianych szybkości można zauważyć, że wraz ze wzrostem szybkości podgrzewania będzie rosła różnica temperatur w przekroju wsadu. Aby ta różnica była zbliżona do założonej $\Delta t = 50$ K, konieczne jest zastosowanie etapu wygrzewania.

Podczas badań dla określonych krzywych nagrzewania wykonano pomiary temperatury powierzchni próbki oraz temperatury komory grzewczej. Przykładowe wyniki pomiarów temperatury dla M = 400 K/h zamieszczono na rysunku 3.



Rys. 3. Wyniki pomiarów temperatury dla M = 400 K/h
Fig. 3. Results of measurements of temperature for M = 400 K/h

Dokonując analizy rys. 3, można zauważyć, że istnieje brak liniowego wzrostu temperatury powierzchni wsadu do około 400 ºC, po przekroczeniu tej temperatury ustala się niemal liniowy przebieg. Biorąc pod uwagę fakt, iż przyczepność zgorzeliny w temperaturze poniżej 1000 ºC jest nieznaczna, widoczne odchylenia temperatury powierzchni od nastawy do temperatury 400 ºC (rys. 3), nie wywierają istotnego wpływu na omawiane wyniki przyczepności. Średni przyrost temperatury powierzchni próbki wynosi 66,1 K/10 minut, co daje wartość 397 K/h, czyli niemal równy wartości założonej 400 K/h.

Do usunięcia zgorzeliny z badanych próbek wykorzystano przyrząd do zbijania zgorzeliny. Składa się on z komory zbijania o przekroju okrągłym, zbijaka, zabezpieczenia oraz podstawki pod próbkę. Działanie tego urządzenia polega na tym, że w momencie zwolnienia zabezpieczenia zbijak spadając swobodnie uderza w próbkę, powodując częściowe odbicie zgorzeliny.

Do określenia przyczepności zgorzeliny do podłoża stalowego zastosowano metodę masową, która polega na bezpośrednim wyznaczeniu masy próbek w kolejnych etapach badań. Masa badanych próbek została określona za pomocą wagi elektronicznej WPS 300/C1 dla trzech etapów: przed nagrzaniem, po zbiciu zgorzeliny oraz po całkowitym jej oczyszczeniu. Dokładność pomiaru masy wynosi ±0,001 g. Z kolei wymiary próbek mierzono za pomocą suwmiarki z dokładnością ± 0,01 mm. Wyniki pomiarów masy oraz wymiarów próbek przed nagrzaniem zostały przedstawione w tabeli 1.

Tabela 1. Wyniki pomiarów masy i wymiarów początkowych próbek
Table 1. Results of measurements of weight and initial sizes of samples

Sposób prowadzenia nagrzewania	M [K]/h	Nr próbki	m_0 [g]	h [mm]	a [mm]	A [m²]
Etap podgrzewania	200	4	323,276	51,0	29,0	0,007598
	400	3	323,622	51,0	29,0	0,007598
	600	2	321,470	51,0	28,5	0,007438
Nagrzewanie dwuetapowe	200	5	310,792	50,0	28,0	0,007168
	400	6	324,570	51,0	29,0	0,007598
	600	7	320,295	50,0	29,0	0,007438

Przyczepność warstwy zgorzeliny obliczono korzystając z zależności (1), która opisuje stosunek masy zgorzeliny, jaka pozostaje po zbiciu do całkowitej masy zgorzeliny.

$$P = \frac{m_2 - m_3}{m_1 - m_3} \cdot 100\% \quad (1)$$

Wyznaczenie masy próbki po nagrzewaniu (m_1) przy pomocy ważenia jest niemożliwe, ze względu na wysoką temperaturę. Stosując założenie, że masa próbki po

nagrzewaniu równa jest sumie masy po całkowitym usunięciu zgorzeliny i całkowitej masie zgorzeliny skorzystano z zależności:

$$m_1 = m_0 + \frac{z \cdot A}{x_{Fe}} \tag{2}$$

Dokonując obliczeń straty stali skorzystano z zależności:

$$z = \frac{m_0 - m_3}{A} \tag{3}$$

WYNIKI POMIARÓW I OBLICZEŃ PRZYCZEPNOŚCI ZGORZELINY ORAZ STRATY STALI

Zastosowanie metody masowej pozwoliło na określenie masy próbek po zbijaniu zgorzeliny oraz całkowitym oczyszczeniu (tabela 2). Po zakończonych próbach nagrzewania wykonano obliczenia straty stali, masy próbek po nagrzewaniu oraz przyczepności zgorzeliny dla analizowanych szybkości podgrzewania. Wyniki obliczeń masy próbek po nagrzewaniu zamieszczono w tabeli 3.

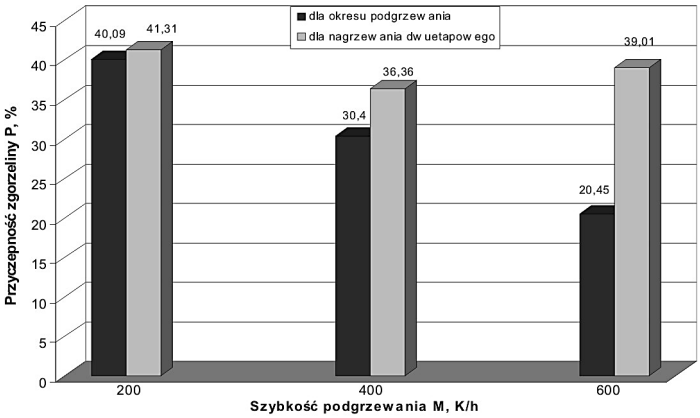
Tabela 2. Wyniki pomiarów masy próbek po zbijaniu i oczyszczeniu
Table 2. Results of measurements of weight of samples after breaking and treatment

Sposób prowadzenia nagrzewania	M [K/h]	Nr próbki	m_2 [g]	m_3 [g]
Etap podgrzewania	200	4	321,892	299,140
	400	3	319,338	308,605
	600	2	315,915	310,768
Nagrzewanie dwuetapowe	200	5	309,803	276,414
	400	6	320,784	298,492
	600	7	317,596	287,632

Tabela 3. Wyniki obliczeń masy próbek po nagrzewaniu
Table 3. Results of calculations of weight of samples after heating

Sposób prowadzenia nagrzewania	M [K/h]	Nr próbki	m_1 [g]
Etap podgrzewania	200	4	355,896
	400	3	343,911
	600	2	335,934
Nagrzewanie dwuetapowe	200	5	357,248
	400	6	359,808
	600	7	364,430

Graficzną prezentację wyników obliczeń przyczepności zgorzeliny dla okresu podgrzewania oraz dla nagrzewania dwuetapowego przedstawiono na rysunku 4.



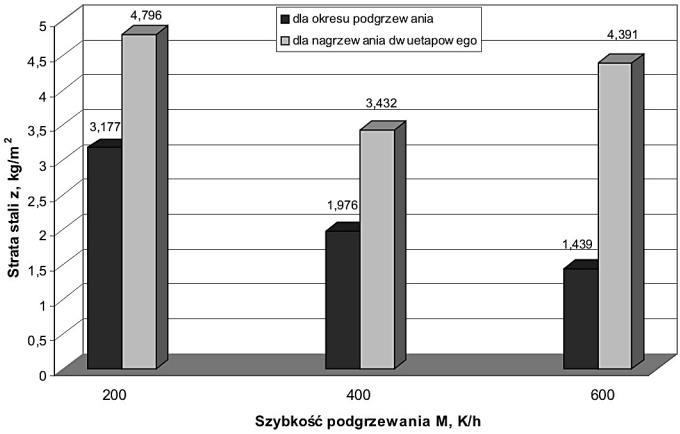
Rys. 4. Wyniki obliczeń przyczepności zgorzeliny
Fig. 4. Results of calculations of scale adhesion

Dokonując analizy rys. 4, można zauważyć, że wraz ze wzrostem szybkości dla okresu podgrzewania maleje przyczepność zgorzeliny do podłoża stalowego. Sytuację tą, można wytłumaczyć faktem, iż czas przebywania próbki w temperaturze wykazującej wpływ na przyczepność (tj. powyżej 1000ºC) był najkrótszy. Analizując nagrzewanie dwuetapowe, można stwierdzić, ze dzięki uwzględnieniu okresu wyrównania temperatury, najniższą wartość przyczepności otrzymuje się dla szybkości podgrzewania M = 400 K/h. W porównaniu z okresem podgrzewania dla szybkości M = 600 K/h przyczepność wzrosła niemal dwukrotnie, natomiast dla M = 200 K/h wzrosła o wartość niewiele ponad 1%.

Interpretując wyniki dotyczące obliczeń straty stali dla podgrzewania i dla dwuetapowego nagrzewania (rys.5), można zauważyć, że ma miejsce podobna tendencja, jak w przypadku wyników obliczeń przyczepności zgorzeliny. Dla etapu podgrzewania strata stali na zgorzelinę maleje ze wzrostem szybkości podgrzewania. Stosując jednak nagrzewanie dwuetapowe, które ma na celu zniwelowanie różnicy temperatury na przekroju wsadu, można zauważyć, że najniższą wartość straty stali otrzymuje się dla szybkości podgrzewania M = 400 K/h.

Można sprecyzować stwierdzenie, że dla nagrzewania dwuetapowego przyczepność zgorzeliny zachowuje się podobnie, jak strata stali. Tym samym, można uznać, że istnieje korelacja pomiędzy stratą stali, a przyczepnością zgorzeliny do podłoża stalowego.

Poszerzenie wykonanych badań o pomiary wpływu wartości stosunku nadmiaru powietrza dla analizowanych szybkości podgrzewania pozwoliłoby, na opracowanie technologii nagrzewania, która zapewniłaby optymalną przyczepność zgorzeliny do podłoża stalowego.



Rys. 5. Wyniki obliczeń straty stali
Fig. 5. Results of calculations of loss of steel

PODSUMOWANIE

Przeprowadzone badania pozwoliły na sprecyzowanie następujących wniosków:

1. Szybkość podgrzewania wywiera wpływ zarówno na stratę stali, jak i na przyczepność zgorzeliny do podłoża stalowego.
2. Dla etapu podgrzewania przyczepność zgorzeliny maleje wraz ze wzrostem szybkości podgrzewania.
3. Zastosowanie nagrzewania dwuetapowego skutkuje wzrostem przyczepności w porównaniu do okresu podgrzewania.
4. Wyniki obliczeń świadczyć mogą o tym, że racjonalna szybkość podgrzewania będzie zbliżona do M = 400 K/h dla założonej grubości wsadu.

LITERATURA

1. Kieloch M.: Racjonalizacja nagrzewania wsadu. Wyd. WIPMiFS Pol. Częstochowskiej, Seria Monografie nr 8, Częstochowa 2010.
2. Kieloch M., Boryca J.: Analiza wpływu temperatury nagrzewania na przyczepność zgorzeliny do podłoża stalowego. Hutnik - Wiadomości hutnicze, nr 12, 2003: 485-488.
3. Kieloch M., Boryca J.: Analiza wpływu atmosfery pieca na przyczepność zgorzeliny do podłoża stalowego. Hutnik - Wiadomości hutnicze, nr 6, 2004: 255-258.
4. Boryca J., Kieloch M., Piechowicz Ł.: Badania przyczepności zgorzeliny powstającej w procesie nagrzewania wsadu stalowego przed przeróbką plastyczną. Archives of Metallurgy and Materials, nr 3, 2006: 451-457.
5. Mrowec S., Werber T.: Korozja gazowa metali, „Śląsk", Katowice 1975.

MEASUREMENTS OF SCALE ADHESION TO STEEL BASIS FOR DIFFERENT HEATING RATES

Summary

The article presents studies of scale adhesion to steel basis for different heating speeds. The measurements were carried in laboratory tube furnace for heating speed M = 200, 400, 600 K/h for heating stage and for two-stage heating . The results and continuation of these studies as a result could lead to the obtainment of heating technology, which provides optimal scale adhesion.

Key words: scale adhesion, heating rate, heating of steel charge.

Krzysztof Iwankiewicz[1]

SPOSOBY ZAPOBIEGANIA ZAMARZANIU AUTOMATÓW ODDECHOWYCH – PRZEGLĄD PROBLEMÓW

Streszczenie: W artykule opisano zjawisko zamarzania automatów oddechowych, jego skutki, jak i sposoby zapobiegania zamarzaniu automatów oraz podjęto próbę usystematyzowania sposobów zapobiegania temu zjawisku. Opisano także awaryjne systemy użyteczne w sytuacji, gdy automat oddechowy ulegnie oblodzeniu.

Słowa kluczowe: nurkowanie, zamarznie automatów, systemy pasywne, systemy aktywne.

WSTĘP

Automat oddechowy jest urządzeniem umożliwiającym (wraz z zestawem butlowym tworzącym tzw. aqualung) swobodne oddychanie człowieka pod powierzchnią wody. Zasada działania automatu oddechowego polega na redukcji ciśnienia z butli do ciśnienia otoczenia. Współczesne automaty osiągają to poprzez dwa stopnie redukcji połączone wężem. Pierwszy stopień redukuje ciśnienie czynnika oddechowego do tzw. średniego nadciśnienia względem otoczenia (8-12 bar), następnie drugi stopień obniża ciśnienie do poziomu ciśnienia otoczenia oraz dostarcza czynnik oddechowy tylko podczas wdechu.

Szybki przepływ gazów podczas wdechu znacznie obniża temperaturę gazu oddechowego. Badania Dive Lab wykazały, że temperatura przed pierwszym stopniem i za nim może wynosić od -27,8 do -55,6°C lub nawet więcej zależnie od ciśnienia w butli [18].

Spadek temperatury jest liniowo zależny od ciśnienia w butli. Im wyższe ciśnienie w butli tym większy spadek temperatury. Wpływ na temperaturę gazu ma także temperatura otoczenia, gdy nurek zanurza się w stosunkowo ciepłej wodzie 23,9° C i oddycha z butli o ciśnieniu 206,8 bar, czynnik oddechowy ma w takim przypadku temperaturę za pierwszym stopniem -3,9° C, czyli poniżej zera. Większość nurków nie odczuwa tej temperatury jako dyskomfortu.

Gdy temperatura wody wynosi 4,5°C, to temperatura gazu (przy ciśnieniu początkowym w butli 206,8 bar) za pierwszym stopniem redukcji wynosi -23,3° C,

[1] Katedra Konstrukcji, Mechaniki i Technologii Okrętów, Wydział Techniki Morskiej i Transportu, Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie ,e-mail: obi@onet.pl

a przy temperaturze wody 0°C odpowiednio -28° C. Może to doprowadzić do tzw. zamarzania automatu oddechowego zarówno na pierwszym, jak i drugim stopniem. W rzeczywistych warunkach następuje wymiana ciepła z otaczającą wodą, co niweluje w pewnym stopniu niekorzystny efekt spadku temperatury [6].

Zamarzanie automatu jest zjawiskiem, w wyniku którego nurek może zostać pozbawiony dopływu czynnika oddechowego lub, co zdarza się częściej, przepływ czynnika będzie niekontrolowany i, w konsekwencji, doprowadzi do szybkiej utraty powietrza w butli. Temperatura powietrza przepływającego przez automat obniża się w wyniku efektu Joule'a-Thomsona. Przepływające przez automaty powietrze podczas rozprężania ochładza się poniżej temperatury zamarzania wody i nawet jeśli I stopień będzie odseparowany od wody a użyte powietrze odpowiednio suche, to w II stopniu zawsze będzie obecna woda (choćby para z wydechu). Lód osadzający się w gnieździe i na grzybku zaworu uniemożliwi w konsekwencji szczelne zamknięcie, co spowoduje niekontrolowany wypływ powietrza z butli lub też całkowicie uniemożliwi przepływ czynnika oddechowego [6].

Bezpośrednią przyczyną większości zgonów podczas nurkowania jest utonięcie (blisko 70%) a jedną z pośrednich przyczyn jest zamarzanie automatu oddechowego.

Skala występowania zjawiska zamarzania automatów, jak i jego wpływ na wypadki nurkowe, nie jest dostatecznie poznana. Brak jest także spójnych całościowych raportów z federacji nurkowych. Z przeprowadzonych przez autora badań literaturowych można jednak stwierdzić, iż liczba wszystkich zgonów z powodu zamarznięcia automatu oddechowego mieści siew graniach 3-17 % wszystkich zgonów wśród nurków.

Poniżej przedstawiono sposoby przeciwdziałania w/w sytuacji. Wśród sposobów zapobiegania zamarzania automatów oddechowych możemy wyróżnić systemy pasywne oraz aktywne. Pasywne systemy to takie, które nie posiadają własnego zewnętrznego źródła generującego ciepło jak np. wymienniki ciepła. Systemy aktywne to takie, w których zewnętrzne źródło generuje ciepło, które z kolei jest bezpośrednio lub pośrednio wykorzystane do ogrzewania gazu oddechowego.

SYSTEMY PASYWNE

Systemy działające na zasadzie wymiany ciepła z otoczeniem

Podstawowym zadaniem rozwiązań konstrukcyjnych zmniejszających ryzyko zamarzania wewnętrznego działających na zasadzie wymiany ciepła jest pobieranie ciepła z wody i ogrzewanie czynnika oddechowego oraz elementów układu redukcyjnego. Stosowane są w tym celu materiały o dobrym przewodnictwie cieplnym oraz geometrii elementów tak dobranych, by zapewnić jak największą powierzchnię wymiany ciepła.

Wśród tych konstrukcji są między innymi drugie stopnie automatów wykonane w całości z metalu, włókna węglowego (zdolności przewodzenia ciepła o ok. 10 % wyższe od metalowych drugich stopni) lub technopolimerów przewodzących ciepło [2]. Dzięki wysokiej zdolności przewodzenia ciepła ograniczającej efekt zamarzania, drugie stopnie wykazują lepsze parametry i bezpieczeństwo w zimnych wodach od drugich stopni wykonanych z tradycyjnych tworzyw sztucznych [1].

Innym rozwiązaniem tego typu są radiatory, które mogą być częścią automatu oddechowego pierwszego stopnia, jak w przypadku urządzenia Michalaka czy ożebrowania np. firmy scubapro [3]. Rozwiązanie Michalaka może mieć różne warianty wykonania np. wymiennik ciepła znajduje się pomiędzy pierwszym a drugim stopniem redukcji. W drugim wariancie wymiennik ciepła może być zamocowany na reduktorze pierwszego stopnia lub też oba urządzenia mogą być użyte jednocześnie. Jak podaje autor konstrukcja automatu oddechowego według wynalazku, polegająca na zastosowaniu wymiennika ciepła związanego z pierwszym stopniem redukcji, zapobiega oblodzeniu zaworu redukcyjnego drugiego stopnia w warunkach nurkowania w wodach zimnych o temperaturze poniżej 10°C. Powietrze ochłodzone po pierwszym stopniu redukcji nawet o 30°C przechodząc przez wymiennik ciepła według wynalazku ulega ociepleniu do temperatury otaczającej wody i nie powoduje wzbudzenia automatu oddechowego, polegającego na niekontrolowanym wypływie powietrza z butli. Stosowanie automatu oddechowego według wynalazku zwiększa bezpieczeństwo nurkowania w wodach zimnych

Inną konstrukcją tego autora jest także wymiennik ciepła do automatu oddechowego zwany potocznie grzałką Michalaka. Urządzenie to również działa na zasadzie wymiany ciepła z otoczeniem, przy czym wymiennik znajduje się między pierwszy a drugim stopniem redukcji.

Jak podaje w swoim rozwiązaniu William B. Morgan z roku 2002 temperatura przy ciśnieniu w butli 2000 psi (ok. 138 bar) za pierwszym stopniem wyniosła ok. - 4°C przy temperaturze wody ok. 5°C. Jego rozwiązanie polegało na zastosowaniu odpowiednio długiego wymiennika, w tym przypadku metalowego wyprofilowanego przewodu zamontowanego na butli nurkowej. W tabeli 1 przedstawiono wyniki

Tabela 1. Wyniki pomiarów temperatury przy zastosowaniu przenośnego wymiennika ciepła wg patentu W. Morgana

Długość wymiennika [cm]	Ciśnienie [bar]	Temperatura wody [° C]	Temperatura za 1 stopniem [° C]	Temperatura za 2 stopniem [° C]
bez wymiennika	138	4,89	-3,89	-8,61
60,96	138	4,50	0,50	-0,11
121,92	138	4,22	1,61	2,11
182,88	138	4,00	1,11	3,11
243,84	138	3,78	1,61	3,67

pomiarów. Wraz ze wzrostem długości przewodu wzrastała temperatura powietrza na wylocie z drugiego stopnia. Bez zastosowania wymiennika temperatura wynosiła -8,61°C natomiast przy zastosowaniu najdłuższego wymiennika przyrost temperatury wyniósł ponad 12°C.

Wymienniki ciepłą mogą występować pomiędzy stopniami redukcji jak w przypadku grzałki Michalaka [17], na puszcze drugiego stopnia [17] lub być też kombinacją wszystkich wymienionych rozwiązań [20].

Wbudowany w drugi stopień radiator (bimetal) to kolejny pomysł zapobiegający zamarzaniu. Jak podaje producent płytki (radiatory) są automatycznie ogrzewane wydychanym powietrzem a następnie ciepło przekazywane do zaworów i elementów szczególnie narażonych na zamarzanie [8].

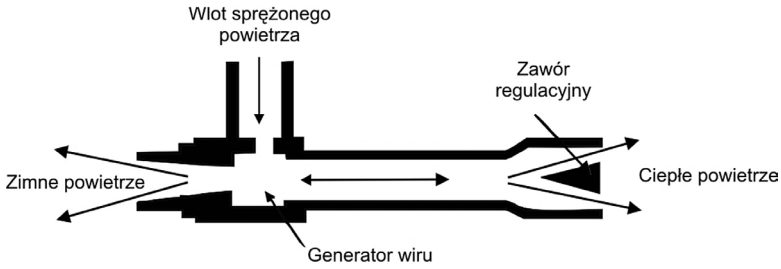
Na zasadzie wymiany ciepła działa także NCC - naturalny kanał konwekcyjny, który umożliwia przepływ wody przez pierwszy stopień. Przepływem kieruje zmiana w gęstości wody w miarę zmian temperatury. Jak podaje producent kanał o idealnym kształcie i rozmiarze, zapewnia maksymalną wymianę ciepła i optymalne parametry [1].

Firma Mares oferuje opatentowany system VAD (Vortex Assisted Design). Jest to system stosowany przy drugich stopniach redukcji. Zasada działania polega na tym, że powietrze z węża przechodzi przez drugi stopień i rurką by-pass kierowane jest bezpośrednio do ustnika. W ustniku powietrze wykonuje ruch wirowy a wir powietrzny wytwarza w swym centrum strefę niskiego ciśnienia. Podczas wdechu, niskie ciśnienie pomaga utrzymać membranę drugiego stopnia na dole jednocześnie zwiększając czułość automatu. W ten sposób zmniejsza się także opory oddechowe. Główną przyczyną formowania się lodu w automatach oddechowych jest powietrze rozprężające się w puszcze drugiego stopnia, które powoduje nagły spadek temperatury. Dzięki systemowi VAD, powietrze rozpręża się wewnątrz rurki by-pass i ustnika, redukując prawdopodobieństwo zamarzania [1].

Zastosowanie rury wirowej Ranque'a-Hilscha

Douglas Larry Marcus w 1975 opatentował urządzenie działające na zasadzie rury wirowej czyli efektu Ranque'a-Hilscha [14]. Rurki wirowe (Vortex Tubes) pozwalają na rozdzielenie strumienia sprężonego powietrza na strumień powietrza gorącego i strumień powietrza zimnego bez konieczności stosowania ruchomych elementów. Urządzenie Marcusa było skierowane do nurków rekreacyjnych i cały system montowany był na butli nurka.

Ten sam efekt wykorzystał także A. Baz i D. Uhler w urządzeniu do podgrzewania czynnika oddechowego dla nurków komercyjnych wykorzystujących zasilanie w gaz z tzw. pępowiny. Powietrze tłoczone z powierzchni trafiało do rury wirowej gdzie było rozdzielane na dwa strumienie – zimny i ciepły. Strumień zimny wędrował do wymiennika ciepła, gdzie ogrzewał się od temperatury wody a następnie



Rys. 1. Zasada działania rury wirowej

trafiał do komory mieszania, do której wpadał również strumień gorącego powietrza. W efekcie końcowym nurek biorąc wdech pobierał ciepłe powietrze z komory mieszania [4].

Profesor Baz jest również współtwórcą innego rozwiązania działającego również na zasadzie rury wirowej usytuowanej natomiast na pierwszym stopniu automatu oddechowego [5].

Izolowanie komory wodnej

Rozwiązania tego typu stosowane są wyłącznie w pierwszym stopniu redukcji. Zabezpieczenia w tym względzie są różne.

Rozwiązanie najprostsze to takie, w którym na górną cześć automatu nakłada się gumowy kapturek a komorę wodną wypełnia niezamarzającą cieczą spirytusem lub silikonem. Innym rozwiązaniem jest zastosowanie suchej komory. Zmiany ciśnienia zewnętrznego przekazywane są na membranę przy pomocy tłoczka a nie bezpośrednio cieczy. Takie rozwiązanie zmniejsza także opory związane z ruchem membrany [13].

Jeszcze inny sposób zabezpieczenia automatu zaproponowała firma Sherwood. W produkowanym przez firmę automacie blizzard zastosowano system stałego upuszczania gazu w suchej komorze wodnej, gdzie czynnik oddechowy przez zaworek w tłoku dostaje się do komory wodnej. Nadmiar czynnika oddechowego opuszcza komorę przez zaworek nadmiarowy w korpusie automatu. Straty powietrza to ok. 15-20 l na całe nurkowanie [8].

Pozostałe metody zmniejszające ryzyko wystąpienia zjawiska zamarzania automatów nurkowych

Mesh-Grid to z kolei puszka opracowana według patentu firmy Mares, która redukuje ciśnienie wody przepływającej przez membranę, minimalizując prawdopodobieństwo wystąpienia zamarzania w drugim stopniu, nawet w wypadku nurkowania w obecności silnych prądów.

SYSTEMY AKTYWNE

Podgrzewanie czynnika

Podgrzewacze czynnika oddechowego to przeważnie urządzenia stosowane w nurkowaniach komercyjnych, gdzie oprócz podgrzewania skafandra nurka poprzez wodę płynącą w wiązce pępowiny podgrzewany jest także przewód z czynnikiem oddechowym[12]. Urządzenia tego typu mogą być zasilanie elektrycznie lub spalinowo, posiadają dużą moc (np. 160 kW) oraz masę (650 kg). Ten sposób ma za zadanie głównie poprawić komfort cieplny aniżeli przeciwdziałać zamarzaniu.

Urządzeniem, którego zadaniem jest przeciwdziałanie zamarzaniu, a w którym jako medium wykorzystuje też wodę, jest wynalazek Douglasa Larrego Marcus'a z 1977 roku. Wynalazek wykorzystywany jest do nurkowań rekreacyjnych. Podgrzewanie czynnika oddechowego odbywa się poprzez gorącą wodę znajdującą się w cylindrze zamontowanym na butli. Przez cylinder przechodzą przewody czynnika oddechowego, które ogrzewają się oraz czynnik oddechowy przez wymianę ciepła z gorącą wodą [15]. Cylinder jest dobrze izolowany aby jak najdłużej utrzymać temperaturę wody we wnętrzu oraz odizolować gorącą wodę od otaczającej wody, której temperatura może wynosić nawet -2°C.

Innym rozwiązaniem z tej grupy jest podgrzewacz i nawilżacz powietrza do aparatów oddechowych. Urządzenie może być stosowane zarówno na powierzchni jak i pod wodą. Jak podaje wynalazca w opisie patentowym zastosowania urządzenia obejmują wszelkie warunki, w których powietrze lub gaz oddechowy muszą być użytkowane nawet przy ekstremalnie niskich temperaturach i wilgotności. Autor wynalazku sugeruje, że urządzenie może być wykorzystywane zarówno w nurkowaniu jak i wspinaczce, lotnictwie jak w misjach kosmicznych. Urządzenie wykorzystuje źródło wodoru w postaci gazowej, którego ilość jest bardzo mała i odpowiednio dozowana w stosunku do gazu oddechowego. W zbiorniku pomiędzy pierwszym a drugim stopniem redukcji lub już w komorze maski oddechowej następuje katalityczne spalanie wodoru co doprowadza do zwiększenia temperatury gazu oddechowego. Ponieważ procentowa zawartość wodoru w mieszance jest stosunkowo niewielka nie grozi ona wybuchem ani zatruciem – autor przedstawia dane, z których wynika, że przy stężeniu wodoru w granicach 1% temperatura gazu powinna wynieść aż 80°C [9].

Zastosowanie innego czynnika oddechowego

Zastosowanie helu. Z przeprowadzonych przez dr Wiktora Bolka i Zakład Automatyki i Procesów Energetycznych Politechniki Wrocławskiej w 2000 roku rozważań teoretycznych i eksperymentalnych wynikało, że gwałtowny spadek temperatury w wyniku efektu Joule'a-Thomsona można trwale i całkowicie wyeliminować.

W mieszaninie o zawartości helu co najmniej 40 % nie następuje spadek temperatury gazu podczas przepływu ze względu na termodynamiczne własności helu. W związku z tym dodanie do mieszaniny oddechowej helu zmniejszy lub całkowicie wyeliminuje ryzyko zamarznięcia automatu niezależnie od temperatury otaczającej wody [6]. Niemniej jednak w nurkowaniach płytkich do 50 metrów zastosowanie helu jest nieopłacalne, ponieważ koszt napełnienia 12 litrowej butli trimiksem* to 140-280 pln, gdzie koszt powietrza to 12-18 pln.

Zastosowanie cieczy. Choć brzmi to abstrakcyjnie, badania nad oddychaniem cieczą były prowadzone już niemal 50 lat temu – w 1963 r. dr J. Kylstra, fizjolog z holenderskiego uniwersytetu w Lejdzie przeprowadził eksperyment, w którym w wodzie o odpowiednim zasoleniu i obficie przesyconej tlenem umieścił 17 myszek. Eksperyment powiódł się częściowo, ponieważ myszki były zbyt małe i nie można było w porę wysuszyć ich płuc w konsekwencji wszystkie zdechły [10]. Dlatego też w kolejnym etapie Kylstra użył psów, którym dużo łatwiej było osuszyć płuca i zwierzęta żyły wiele miesięcy po eksperymencie. Był on w stanie utrzymać zwierzęta przy życiu do 18 godzin. Oprócz osuszania płuc pojawił się drugi problem – dwutlenek węgla nie był wydalany z organizmu wystarczająco szybko i jego ilość dochodziła szybko do granicy toksyczności; problem ten był poważnym utrudnieniem.

Podobny eksperyment w roku 1966 przeprowadził dr Leland Clark. Dr Clark stworzył technikę, dzięki której mysz wytrzymała ponad 20 godzin, oddychając cieczą o temperaturze 18 stopni. Niestety pojawiały się problemy z płucami zwierząt związane z toksycznymi nieczystościami płynu, którym oddychały czyli fluorocarbonu czy perfluorokarbonu w skrócie PFC [7].

Przez wiele lat trwały badania i obecnie proces dopuszczania PFC do użytku terapeutycznego został już w niektórych przypadkach zakończony lub jest w końcowej fazie badań klinicznych. Dotyczy to na przykład stosowania związków perfluorowanych jako cieczy umożliwiających czasowe wspomaganie procesu oddychania podczas sztucznej wentylacji płuc, w tym także noworodków (III faza badañ klinicznych w Europie i USA),stosowania PFC w postaci emulsji jako zamiennika krwi w tkankach zagrożonych niedotlenieniem (III faza badań klinicznych w Europie i USA), czy użycia ich jako medium służącego do przechowywania organów przeznaczonych do transplantacji (dopuszczone do użytku w Europie i USA) [19].

Zastosowanie w/w cieczy do nurkowania wyeliminowałoby całkowicie możliwość zamarzania automatu oddechowego, ze względu na brak takowego. Takie rozwiązanie niesie też wiele innych korzyści, jak choćby wyeliminowanie długotrwałej dekompresji czy możliwość nurkowania na niemal nieograniczone głębokości.

* Trimix - mieszanina tlenu helu i azotu w odpowiednich proporcjach odpowiednio dobranych od głębokości nurkowania.

Awaryjne systemy w przypadku wystąpienia zjawiska zamarzania

W przypadku kiedy automat zamarznie, istnieją sprzętowe zabezpieczenia takie jak butla ucieczkowa czy dysza FCD, niemniej jednak najlepszym zabezpieczeniem powinien być pewny i dobrze wyszkolony parter nurkowy.

Spare air czy H2Odyssey Extra Air Source to tzw. butle ucieczkowe o pojemnościach od 0,28 l do prawie 1 l z ciśnieniem roboczym 200 bar. Posiadają zintegrowany automat pierwszego i drugiego stopnia z zaworem montowanym bezpośrednio do butli. Butle tego typu umożliwiają bezpieczne wyjście na powierzchnię w przypadku awarii podstawowego zestawu lub braku czynnika oddechowego.

Dysza FCD (Free Flow Control Device) to urządzenie stanowiące element łączący wąż średniociśnieniowy z reduktorem drugiego stopnia wykonane w postaci tulejki zaopatrzonej w dwa zestawy otworów o różnych średnicach, oddzielonych wewnętrzną przegrodą. Na tulejce jest osadzony przesuwnie kołnierz sterujący dopływem powietrza do drugiego stopnia redukcji. W przypadku zamarznięcia automatu urządzenie umożliwia nurkowi całkowite odcięcie dopływu powietrza poprzez ręczne przesunięcie kołnierza, co uniemożliwia gwałtowną utratę powietrza z butli. Urządzenie to nie chroni przed samym zamarzaniem a jedynie eliminuje tragiczne skutki tego zjawiska [16].

PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Stosowanie wyżej wymienionych wynalazków w automatach oddechowych może wpłynąć na zwiększenie komfortu i bezpieczeństwa nurkowania nie tylko w wodach zimnych.

Pomimo tak wielu rozwiązań zjawisko zamarzania automatów nadal występuje i przyczynia się do urazów oraz zgonów wśród nurków.

W publikacji z roku 2007 R. Stinton podaje, iż brak jest aktywnych systemów ogrzewania gazów oddechowych dostępny dla nurkowań swobodnych. Stwierdzenie to nie jest prawdą, jak widać na przykładzie rozwiązania Douglasa Larrego Marcus'a z 1977 roku czy Davida Castel'a i Stephena E. Suess'a z tego samego roku [21]. Natomiast prawdą jest, że żadne z tych rozwiązań nie jest obecnie stosowane. Pozwala to sądzić, że urządzenia te nie były w stanie w pełni zabezpieczyć nurka, bądź ich zastosowanie na szeroką skalę było niemożliwe, bądź za drogie.

Pożądanym rozwiązaniem wydaje się być połączenie systemu pasywnego z aktywnym i stworzenie takiego systemu, który mógłby wykorzystywać np. wymiennik ciepła czy rurę wirową z cylindrem z gorącą wodą lub elektrycznym elementem oporowym podgrzewającym przepływający czynnik.

Zastosowanie gazu, w którym byłoby więcej niż 40 % helu jak proponuje dr Wiktor Bolek, eliminuje zjawisko zamarzania, jednak koszt każdego nurkowania wzrasta znacznie ponad dziesięciokrotnie w przypadku nurkowań rekreacyjnych.

Poza tym stosując mieszankę trimiksową należy mieć na uwadze, że im więcej będzie zawierała ona helu a mniej tlenu tym dłuższa będzie dekompresja [11].

Oczywistym wydaje się, że zastosowanie suchego powietrza, czyli dobrej sprężarki i filtrów, powinno wyeliminować ryzyko zamarzania. Suche powietrze eliminuje możliwość wystąpienia zamarzania na pierwszym stopniu, jednak w przypadku drugiego stopnia redukcji wpływ na zjawisko ma wilgotność wydychanego powietrza, którego wyeliminować się nie da.

Nawet najlepszy system zapobiegający zamarzaniu nie jest w stanie zabezpieczyć nurkującego przed wypadkiem ani w pełni wyeliminować zjawiska, dlatego najważniejsze jest umiejętne posługiwanie się sprzętem oraz szkolenia nurków na wysokim poziomie, a zwłaszcza nabycie przez nich umiejętności radzenia sobie w awaryjnych sytuacjach.

LITERATURA

1. http://www.mares.com/common/__/5501.5bacbdef.dl.
2. http://www.oceania.pl/index2.php?action=labs&id=3.
3. http://scubapro.com.pl/produkt/MK25-id11.html.
4. Baz A, Uhler D.: A Compresses gas-powered heating system for underwater divers. Ocean Engineering, 1986: 273–90.
5. Baz A. Readey, T., Uhler, D.: A self-heated first stage breathing regulator for underwater divers. Ocean Engineering, 1986: 373–86.
6. Bolek W.: Jak wyeliminować zamarzanie automatów? Biuletyn Polskiego Towarzystwa Medycyny i Techniki Hiperbarycznej, 2000: 3.
7. Clark L, Gollan R.: Survival of mammals breathing organic liquids equivalent with oxygen at atmospheric pressure. Science, 1966: 1755–56.
8. Clarke J, Rainone M.: Evaluation of sherwood scuba regulators for use in cold water.
9. David Castel SES.: Heater and humidifier for breathing apparatus. 1977.
10. Górski J.: Podbój głębin oceanów. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1964.
11. Krzyżak J.: Medycyna dla nurków w pigułce. Wydawnictwo "KOOPgraf", Poznań 2008.
12. Long R.: W.: Diver's gas heater. 1977.
13. Macke J., Kuszewski K., Zieleniec G.: Nurkowanie (2 wyd.). "Alma-Press", Warszawa 2001.
14. Marcus D.: Breathing gas heater. 1975.
15. Marcus D.: Breathing gas heater for use by a diver comprising double walled cylinder and inner container filled with hot liquid pror to use. 1977.
16. Michalak M.: Automat oddechowy. 1994.
17. Michalak M.: Wymiennik ciepła do automatu oddechowego. 2006.
18. Morgan B., Ryan P., Schultz T.: Solving cold water breathing problems underwater. Underwater Magazine, 2001: 15–18.
19. Pilarek M, Szewczyk K.: Zastosowania perfluorozwiązków jako ciekłych nośników gazów oddechowych w medycynie biotechnologii. Biotechnologia, 2005: 125–50.
20. Semeia R.: Regulator for underwater breathing apparatus comprising; 2004.

21. Stinton R.: A review of diver passive thermal protection strategies for polar diving: present and future. [In:] Sayer M.A. and Lang M.D.J. (eds.) Proceedings of the International Polar Diving Workshop. Svalbard, March 15-21, Washington 2007: 30.

PREVENTION METHODS AGAINST FREEZING BREATHING REGULATORS – – PROBLEMS REVIEW

Abstract

The article describes the phenomenon of freezing breathing regulators, its effects and methods of prevention. Attempt of systematizing prevention methods of the phenomenon is presented as well. The emergency systems are also described useful in case of regulators freezing.

Keywords: diving, free flow regulators, passive systems, active systems.

Jerzy Józwik[1], Arkadiusz Tofil[1], M. Banaszek[1], Kuric Ivan[2]

WYBRANE ASPEKTY OBRÓBKI SKRAWANIEM POLIMEROWYCH KOMPOZYTÓW WŁÓKNISTYCH I OCENY CHROPOWATOŚCI POWIERZCHNI

Streszczenie: W pracy przedstawiono problematykę związaną z obróbką skrawaniem wybranych materiałów kompozytowych, powszechnie wykorzystywanych w przemyśle lotniczym. Przedmiotem badań były kompozyty polimerowe wzmacniane włóknem ciągłym (włóknami szklanymi, włóknami węglowymi, włóknami aramidowymi). Dokonano oceny stanu powierzchni bocznych (obrabianych) próbek kompozytowych po obróbce frezarskiej. Przeprowadzono pomiary amplitudowych i długościowych parametrów chropowatości powierzchni. Dodatkowo analizowano stan krawędzi (górnych i dolnych) obrabianych próbek oraz obszar delaminacji. Wyniki badań przedstawiono w postaci wykresów i zobrazowań wizyjnych.

Słowa kluczowe: kompozyty, obróbka skrawaniem, chropowatość, delaminacja.

WPROWADZENIE

Kompozyty włókniste znajdują szerokie zastosowanie w przemyśle lotniczym. Wykorzystywane struktury kompozytowe złożone są głównie z osnowy polimerowej i napełniacza (PMC – Polymer Matrix Composite [4, 6-8]: CFRP (Carbon Fibre Reinforced Plastics), GFRP (Glass Fibre Reinforced Plastics), AFRP (Aramid Fibre Reinforced Plastics), lub metalowej MMC - Metal Matrix Composites [17, 18] i ceramicznej CMC – Ceramic Matrics Composites [15]. Materiały kompozytowe stosowane są np. na: poszycia skrzydeł, usterzenie, skrzynie śródpłatu, sloty, wręgi, nośniki podłogi i wiele innych [9-11, 14, 19-20].

Wykorzystanie kompozytów sprawia, że konstrukcje samolotu są bardzo wytrzymałe i lekkie. Materiały te nastręczają jednak bardzo wiele problemów związanych z obróbką skrawaniem. Trudności te dotyczą problemów związanych z: doborem odpowiednich narzędzi skrawających, zużywaniem się ostrzy narzędzi skrawających, możliwościami obróbki skomplikowanych powierzchni krzywoliniowych jak również obróbką w miejscach trudnodostępnych. Wiele trudności koncentruje sie wokół efektu delaminacji zachodzącego podczas oddziaływań narzędzia skrawającego na

[1] Politechnika Lubelska, Wydział Mechaniczny; ul. Nadbystrzycka 36, 20-618 Lublin, e-mail: j.jozwik@pollub.pl

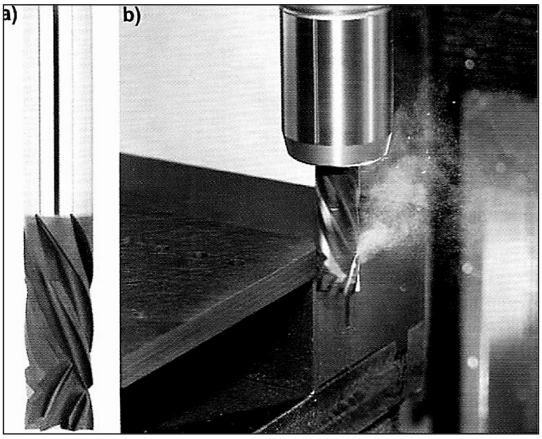
[2] University of Žilina, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Automation and Production Systems, Univerzitná 1, 010 26 Žilina, Slovakia, e-mail: ivan.kuric@fstroj.utc.sk

materiał przedmiotu obrabianego jak również doboru odpowiednich maszyn i urządzeń odpylających, odprowadzających szkodliwe zarówno dla zdrowia jak i maszyny pyły. Wiele problemów dotyczy przetwarzania warstwy skrawanej w wiór oraz zachowania wymagań dotyczących stanu geometrycznego powierzchni po obróbce. [3, 13-16, 21-28]

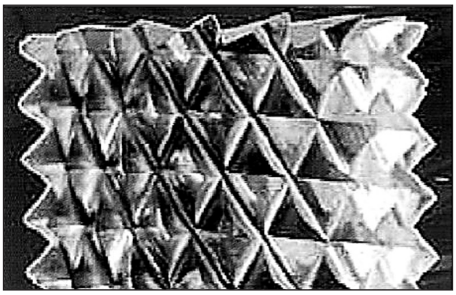
Typowymi sposobami obróbki skrawaniem kompozytów jest frezowanie, wiercenie i cięcie. Coraz powszechniejszymi technikami obróbki kompozytów są także cięcie wysokociśnieniową strugą wodno – ścierną, a ostatnio także obróbka laserowa PMC [1-3, 12, 14, 21]. W pracy przedstawiono badania wpływu rodzaju napełniacza włóknistego na stan geometryczny powierzchni po obróbce frezarskiej.

NARZEDZIA DO OBRÓBKI KOMPOZYTÓW

Uwzględniając specyfikę struktury materiałowej kompozytu oraz wszystkie niekorzystne zjawiska związane z wywoływaniem dekohezji takiego materiału, narzędzia wykorzystywane do obróbki kompozytów powinny charakteryzować się specjalną budową, zarówno w sensie geometrii jak i rodzaju materiału i pokrycia z którego są wykonane ostrze. Na rysunku 1 zaprezentowano frez typu „compression router" firmy Amanco. Frez posiada przeciwstawne ostrza i przeznaczony jest do obróbki obrzeży elementów kompozytowych włóknistych. Rys. 1a przedstawia widok wykorzystywanego frezu zaś rys. 1b realizowany proces obróbki powierzchni bocznej płyty z kompozytu o grubości ok. 10 mm (prędkość obrotowa n=6000min-1 i prędkość posuwu v_f=2 m/min). [15]



Rys. 1. Frez typu „compression router" firmy Amanco z przeciwstawnymi ostrzami w zastosowaniu do obróbki obrzeża elementu kompozytowego: a) widok frezu, b) frezowanie kompozytu o grubości 10 mm (prędkość obrotowa n=6000min^{-1}, prędkość posuwu v_f=2 m/min) [15]



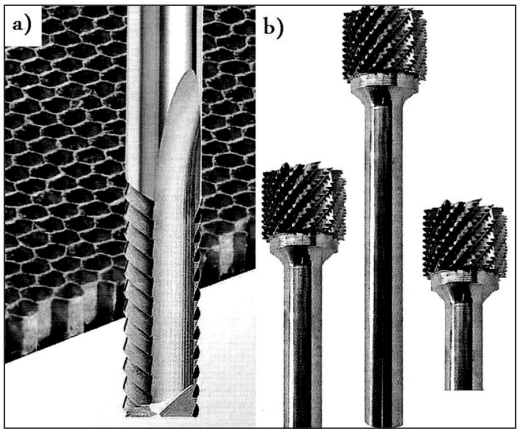
Rys. 2. Fragment powierzchni części skrawającej trzpieniowego freza walcowo-czołowego typu CP firmy SPPW z drobnymi ostrzami ostrosłupowymi i licznymi rowkami wiórowymi [15]

Na rysunku 2 zaprezentowano fragment powierzchni roboczej części skrawającej trzpieniowego frezu walcowo-czołowego typu CP firmy SPPW. Frez posiada drobne ostrza ostrosłupowe i licznymi rowkami wiórowymi, wykonane specjalną techniką szlifowania [15]. Technika ta zapewnia ostrzom narzędzia dwie istotne właściwości: po pierwsze ostre krawędzie skrawające, a po drugie wypolerowane rowki wiórowe, w których nie zatrzymują się cząstki materiału przetwarzanego w wiór. Własności te dają narzędziu mniejsze współczynniki tarcia, wyższą odporność ostrzy na zużycie, lepsze odprowadzenie wiórów i wyższą trwałość narzędzia. Narzędzia z drobnym profilem ostrzy są przeznaczone do kompozytów z dużym udziałem włókien, a z profilem grubym do materiałów typu sandwich i spienionych. Frez wykorzystywany jest do frezowania czołowego, frezowania obwodowego i obcinania krawędzi kompozytów włóknistych. [15]

Na rysunku 3 przedstawiono frez pełno-węglikowy konturowy z powłoką diamentową do obróbki CFRP i GFRP, firmy HAM (Hartmetallwerkzeugfabrik Andreas Maier) o podobnej geometrii jak przedstawiono to na rysunku 2. Frezy konturowe wykorzystywane są do obcinania zewnętrznych obrzeży elementów kompozytowych, natomiast frezy z ukształtowaniem G wierzchołka narzędzia (rys. 3), mogą służyć również do frezowania rowków i kieszeni. Firma HAM oferuje również pełnowęglikowy wiertło-pogłębiacz z powłoką diamentową do obróbki CFRP. [15]

Do obróbki kompozytów przekładkowych z rdzeniem komórkowym o strukturze typu plaster miodu z tworzywa włóknistego, papieru czy aluminium, stosuje się frezy z ząbkowanymi ostrzami.

Rys. 3. Pełnowęglikowy frez konturowy z ukształtowaniem G wierzchołka narzędzia z powłoką diamentową do obróbki CFRP i GFRP [14]



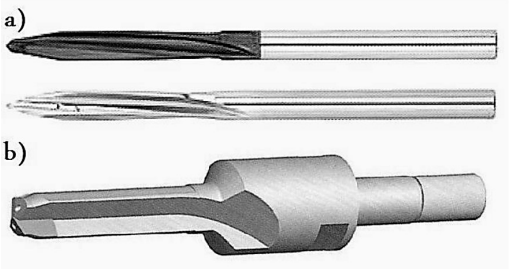
Rys. 4. Frezy do obróbki kompozytów przekładkowych z rdzeniem komórkowym o strukturze typu plaster miodu (firma SPPW): a) pełnowęglikowy frez konturowy z dwoma ostrzami, b) frezy z ząbkowanymi ostrzami [16]

Na rys. 4a zaprezentowano pełnowęglikowy frez konturowy z dwoma ostrzami zaś na rys. 4b frezy z ząbkowanymi ostrzami. Narzędzia te podczas obróbki struktury kompozytowej typu plaster miodu musi umożliwić obróbkę z wysoką dokładnością powierzchni bez wywoływania zgniotu struktury siłami skrawania. Geometria narzędzia i rodzaj jego materiału oraz właściwości, powinny umożliwiać obróbkę aluminium, papieru lub polimeru bez nadmiernego zużycia, z zachowaniem odpowiedniej postaci wióra i jego łamania. [16]

Rys. 5. Narzędzia do wiercenia w CFRP i GFRP firmy Mapal (a), narzędzia do frezowania obrzeży, rowków i kieszeni w CFRP i GFRP z wysokimi i średnimi wymaganiami w odniesieniu do powierzchni firmy Mapal (b) [16]

Kolejnym przykładem narzędzi wykorzystywanych podczas obróbki kompozytów CFRP są opracowane przez firmę Mapal Dr. Kress wiertła typu UD- i MD-

-Composite Drill (rys. 5a) z powłokami diamentowymi wykonują otwory zarówno przy jedno czy wielokierunkowych CFRP z unikaniem rozwarstwienia i wystawania włókien. Natomiast do obróbki obrzeży, rowków, kieszeni i wybrań przelotowych w CFRP i GFRP firma opracowała zestaw frezów z powłokami diamentowymi (rys. 5b). Podczas wykonywania otworówn szczególnie ważna jest geometria ostrza narzędzia. Często stosowanymi narzędziami do wykonywania otworów są m.in. wiertła z ciągle zmieniającą się średnicą (średnica wzrasta od części czołowej do środka części wykorzystywanej w procesie skrawania). Dzięki takiej geometrii narzędzia, po wykonaniu małego otworu wprowadzającego, stożkowa część narzędzia poszerza go do wymaganej średnicy (rys.6a).



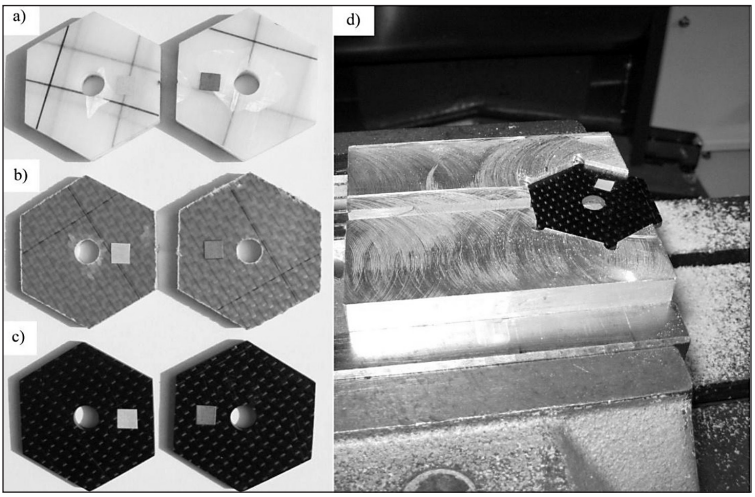
Rys. 6. Wiertła firmy Amanco (a), wiertło wielostopniowe typu „countersink drill" firmy LTM Tool Systems do obróbki „one-shot" łączącej wiercenie, powiercanie, rozwiercanie i pogłębianie (b) [15]

Inną grupą wierteł stosowanych do wiercenia otworów są wiertła o stopniowej zmianie średnicy, które mają średnicę stopniowaną wzdłuż ich długości. Wiertła te mogą wykonywać najpierw otwór prowadzący, następnie otwór o większej średnicy, a w końcu go pogłębić przy powierzchni górnej (rys. 6b). Wiertła tego rodzaju konstrukcji są często stosowane w procesie wiercenia materiałów typu sandwich, stanowiących zestaw materiałów, składający się np. z CFRP, stopu aluminium i stopu tytanu. [15]

BADANIA EKSPERYMENTALNE

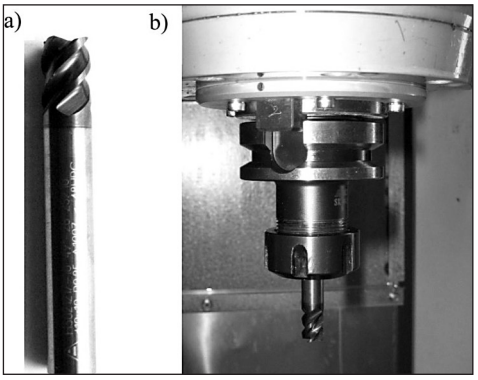
Przedmiotem badań były kompozyty polimerowe wzmacniane włóknem ciągłym. Materiały te obejmują kilka rodzajów włókien najczęściej spotykanych w zastosowaniach technicznych i przemysłowych. Włóknami tymi są: włókna szklane, węglowe i aramidowe. Badanymi materiałami były następujące kompozyty włókniste (rys. 7): kompozyt wykonany z tkaniny z włókna szklanego (GFRP) o satynowym splocie, przesycanej żywicą epoksydową utwardzaną w 120ºC÷130ºC o grubości g=4,5 mm (rys. 7a); kompozyt wykonany z tkaniny z włókna aramidowego (AFRP) o satynowym splocie, przesycanej żywicą epoksydową utwardzaną w 120ºC÷130ºC

o grubości g = 3,5 mm, (rys. 7b); kompozyt wykonany z tkaniny z włókna węglowego (CFRP) o prostym splocie, przesycanej żywicą epoksydową utwardzaną w 120ºC÷130ºC o grubości g = 2,5 mm, (rys. 7c).



Rys. 7. Badane próbki materiałów kompozytowych wzmacnianych włóknami: a) szklanymi GFRP; b) aramidowymi AFRP; c) węglowymi CFRP; d) widok zamocowania próbki w uchwycie

Podczas badań wykorzystano frez palcowy H3021217 firmy WALTER Prototyp (rys. 8a). Wymiary geometryczne części roboczej narzędzia to: średnica zewnętrzna narzędzia D=10 mm, długość części roboczej L=10 mm, promień zaokrąglenia R=0,25 mm; kąt pochylenia krawędzi skrawającej λ_s = 50º; liczbie ostrzy z = 4. Narzędzie zamocowano w tulejce zaciskowej oprawki narzędziowej BT40 (rys. 8b). Podczas obróbki narzędzie wykonywało ruch główny obrotowy z prędkością



Rys. 8. Frez palcowy H3021217 firmy WALTER Prototyp; Ø10x10/R0,25; kąt λ_s=50º; liczba ostrzy z=4 (a); widok freza zamontowanego w uchwycie (b)

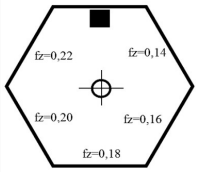
n=2865 obr/min. Natomiast ruch posuwowy v_f wykonywał przedmiot obrabiany. Proces frezowania realizowano przy wykorzystaniu 3-osiowego pionowego centrum obróbkowego CNC FV-580A firmy MOC MECHANICY. Pomiary chropowatości powierzchni przeprowadzono na profilometrze stykowym Hommel tester T1000 (rys. 9) przeznaczonym do pomiaru profili: chropowatości (*Ra, Rz, Rmax* oraz *RSm*), falistości (*W*).

Rys. 9. Profilometr stykowy Hommel tester T1000

Proces obróbki przeprowadzono dla 2 odmian frezowania obwodowego: frezowania współbieżnego oraz frezowania przeciwbieżnego. Warunki technologiczne obróbki wraz z widokiem próbki i posuwami stosowanymi na odpowiednich powierzchiach obróbki zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Tabela wartości parametrów technologicznych obróbki wykorzystywanych podczas badań

LP	Głębokość skrawania [mm]	Prędkość obrotowa n [mm/obr]	Posuw na ostrze f_z [mm/ostrze]	Prędkość posuwu v_f [mm/min]
1	2	2865	0,14	1604
2			0,16	1834
3			0,18	2063
4			0,20	2292
5			0,22	2521

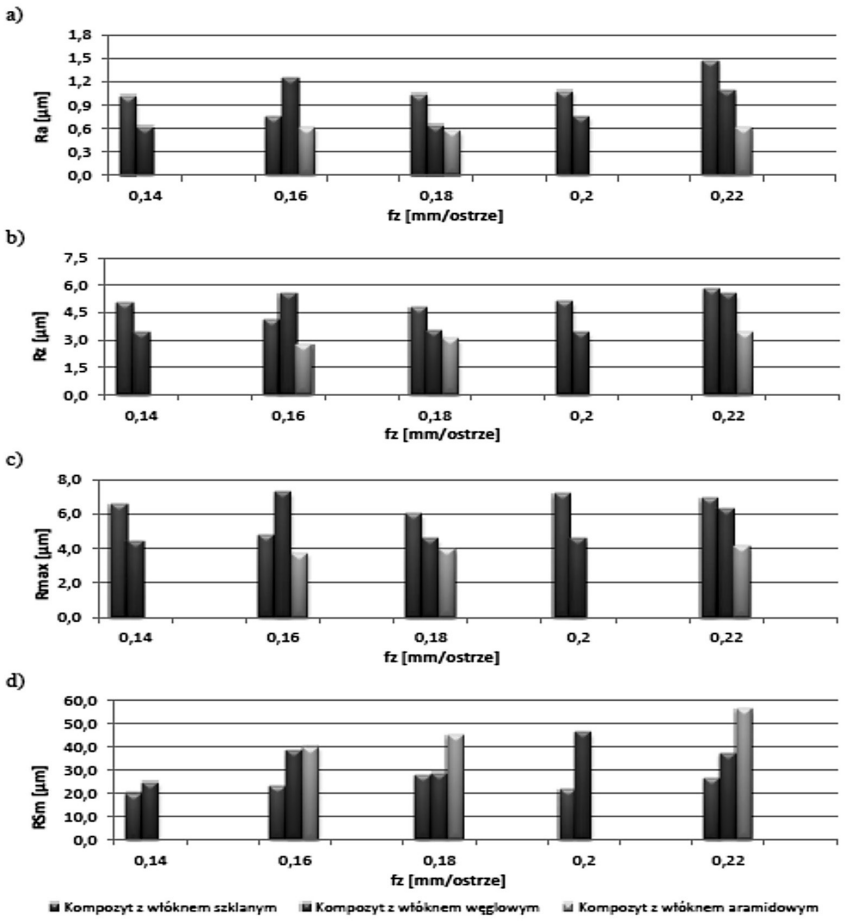


Ocenie poddano stan geometryczny powierzchni po obróbce. Parametrami mierzonymi były:

- *Ra* – średnia arytmetyczna odchylenia profilu chropowatości,
- *Rz* – wysokość profilu chropowatości według 10 punktów,
- *Rmax* – maksymalna wysokość profilu chropowatości,
- *RSm* –średnia szerokość elementów profilu.

WYNIKI POMIARÓW

W oparciu o przeprowadzone badania i pomiary uzyskano zestawy parametrów chropowatości opisujących stan geometryczny powierzchni po obróbce frezarskiej współ i przeciwbieżnej.

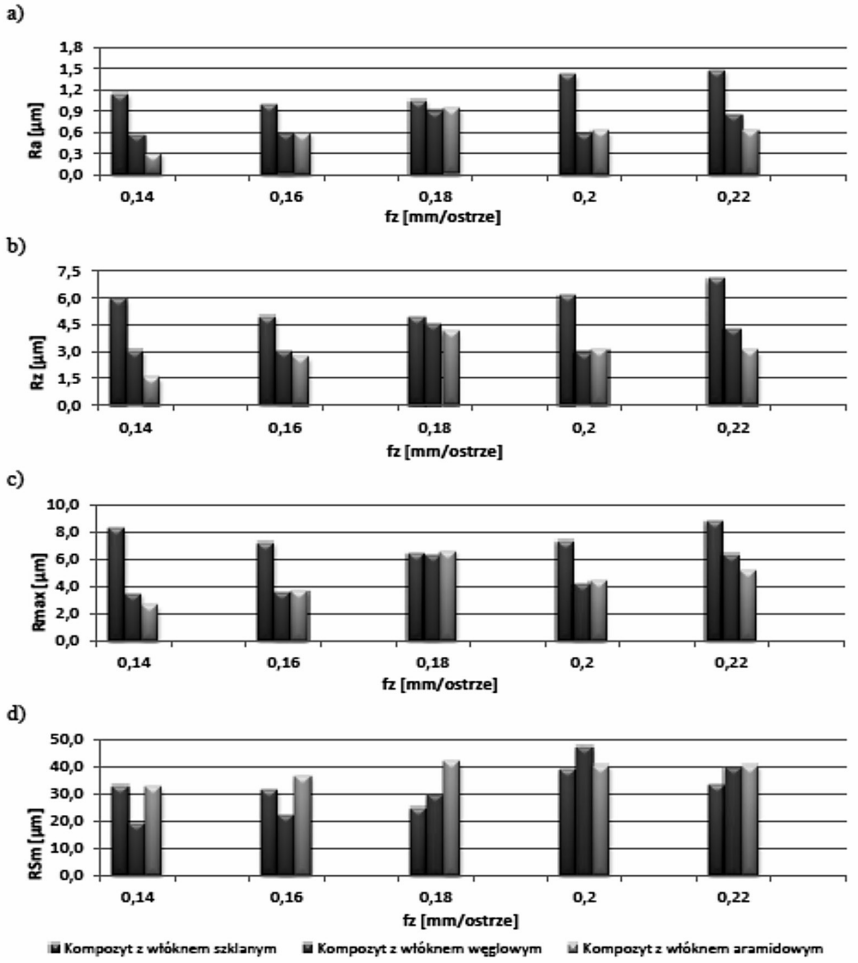


Rys. 10. Porównanie przebiegu zmian wartości badanych parametrów chropowatości kompozytów po frezowaniu współbieżnym w funkcji zmiennej wartości posuwu na ostrze fz: Ra (a); Rz (b); Rmax (c); RSm (d)

Na rys. 10 zestawiono kolejno poszczególne parametry chropowatości w funkcji posuwu na ostrze f_z, w zależności od rodzaju kompozytu przy frezowaniu współbieżnym. Analiza porównawcza wartości parametrów chropowatości pozwala stwierdzić, że parametry *Ra; Rz; Rmax* są najwyższe dla kompozytu z włóknem szklanym, natomiast najniższe dla kompozytu z włóknem aramidowym. Odwrotnie jest

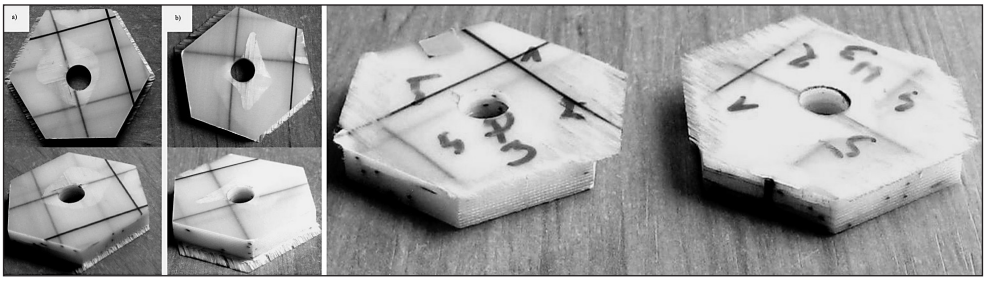
w przypadku parametru *RSm*, gdzie najwyższe wartości występują dla kompozytu z włóknem aramidowym, a najniższe dla kompozytu z włóknem szklanym.

Na rys. 11 przedstawiono porównanie przebiegu zmian poszczególnych wartości badanych parametrów chropowatości przy frezowaniu przeciwbieżnym w funkcji zmiennej wartości posuwu na ostrze f_z dla poszczególnych kompozytów. Analizując wykresy można stwierdzić, że podobnie ja przy frezowaniu współbieżnym, parametry *Ra; Rz; Rmax* są najwyższe dla kompozytu z włóknem szklanym, a najniższe dla kompozytu z włóknem aramidowym. Odmienny przebieg zmian wykazuje parametr *RSm*, gdzie najwyższe wartości występują dla kompozytu z włóknem aramidowym, a najniższe dla kompozytu z włóknem szklanym.



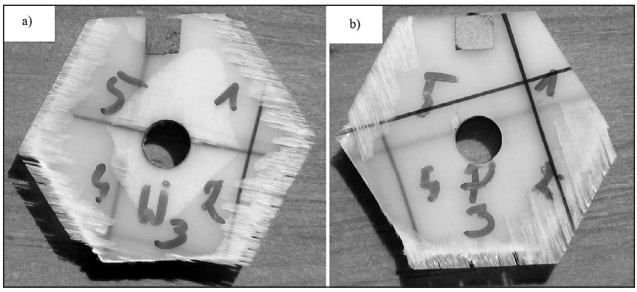
Rys. 11. Porównanie przebiegu zmian wartości badanych parametrów chropowatości kompozytów po frezowaniu przeciwbieżnym w funkcji zmiennej wartości posuwu na ostrze fz dla: Ra (a); Rz (b); Rmax (c); RSm (d)

Na rys. 12 zaprezentowano stan powierzchni dolnych kompozytów wzmacnianych włóknem szklanym powstałych po frezowaniu współbieżnym (rys. 12a) i przeciwbieżnym (rys.12b). W wyniku obróbki frezowaniem współbieżnym jaki i przeciwbieżnym kompozytów z włóknami szklanymi GFPR zaobserwowano zjawisko delaminacji w pobliżu górnych powierzchni zewnętrznych kompozytu (rys.13).



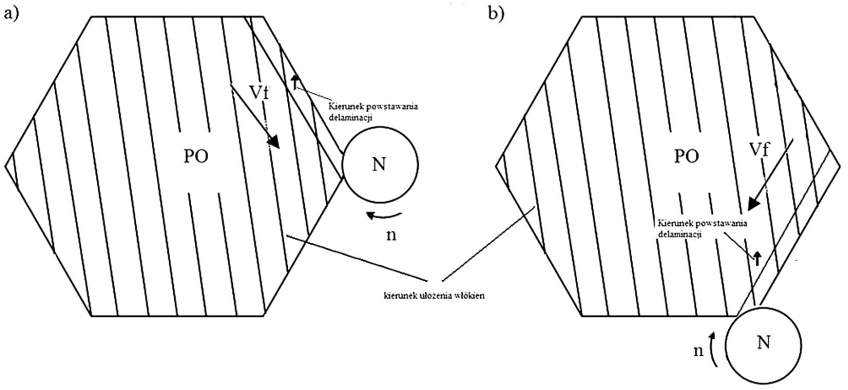
Rys. 12. Stan powierzchni dolnych kompozytów wzmacnianych włóknem szklanym GFRP powstałych po frezowaniu: współbieżnym (a); przeciwbieżnym (b); widok od góry i z boku

Spowodowane jest to występowaniem dużej wartości siły osiowej *Fp*. Siła ta powodowała, że górna warstwa kompozytu nie mając żadnego podparcia ze strony innych warstw, jak to ma to miejsce w przypadku warstw położonych niżej, była odginana do góry przez nacierające ostrze frezu powodując odrywanie (delaminację) od reszty kompozytu, wzdłuż kierunku ułożenia włókien. Delaminacja wystąpiła wówczas, gdy podczas frezowania kierunek ułożenia włókien i kierunek wzrostu delaminacji był skierowany do wnętrza próbki (rys. 14b). Największy obszar delaminacji wystąpił wówczas gdy próbka była frezowana przeciwbieżnie, wówczas kierunek przemieszczenia się przedmiotu względem freza powodował większe opory skrawania, powodując wzrost delaminacji, niż w przypadku frezowania współbieżnego (rys. 13b). W przypadku gdy kierunek wzrostu delaminacji był skierowany na zewnątrz (rys 14a) (np. przy frezowaniu współbieżnym dla próby nr 3 i nr 6, oraz przeciwbieżnym dla prób nr 1 i nr 4) nie wystąpiła delaminacja a krawędzie są czyste i bez żadnych wad (rys. 13)



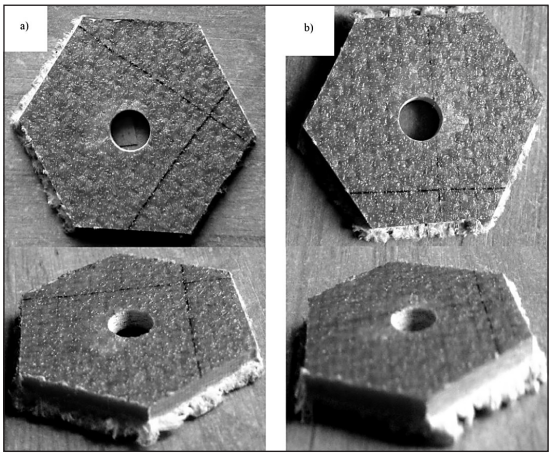
Rys. 13. Obszar występowania delaminacji w kompozytach wzmacnianych włóknem szklanym GFRP po obróbce frezowaniem: a)współbieżnym;b) przeciwbieżnym; czarne linie pokazują zakres powstałej delaminacji

Obserwując dolne powierzchnie kompozytu stwierdzić można, że jakość krawędzi jest bardzo dobra co przedstawia rys.12c. Brak delaminacji i innych wad jest spowodowane, tym że siła osiowa *Fp* działająca w górę oraz kierunek działania ostrzy freza powodowały, że materiał był ścinany od dołu do góry co skutkowało otrzymaniem właśnie takich krawędzi.

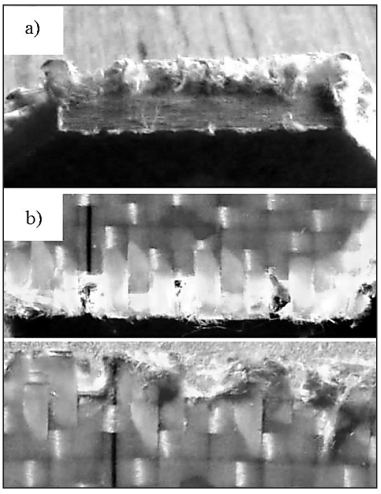


Rys. 14. Kierunki rozrostu delaminacji: a) kierunek wzrostu delaminacji skierowany na zewnątrza próbki b) kierunek wzrostu delaminacji skierowany do wnętrza próbki

Na rys. 15 przedstawiono stan krawędzi kompozytu wzmacnianego włóknem aramidowym AFRP. Nieusunięty materiał z górnej warstwy podczas obróbki frezowaniem przedstawia rys. 16a zaś delaminację rys. 16b. W wyniku obróbki frezowaniem współbieżnym jak i przeciwbieżnym kompozytów wzmacnianych włóknem aramidowym AFRP zaobserwować można (podobnie jak w przypadku kompozytów wzmacnianych włóknem szklanym GFRP) nieusunięty materiał w pobliżu górnych powierzchni zewnętrznych kompozytu (rys. 16a). W tym przypadku podobnie jak wcześniej powodem była siła osiowa *Fp.* Widoczna jest również delaminacja, jednakże jest ona mniejsza niż w przypadku kompozytów z włóknem szklanym GFRP. Widok powierzchni próbek od strony górnej powierzchni zewnętrznej kompozytu przedstawia rys. 15a, b. Analizując natomiast zdjęcia zrobione przy pomocy mikroskopu laboratoryjnego stwierdza się , że w przypadku frezowania współbieżnego na krawędziach dolnych widoczne są nieusunięte włókna co zmniejsza znacząco jakość wykonania (rys. 16a). Pozostałości włókien na krawędziach potwierdzają również obrazy uzyskane przy pomocy mikroskopu od strony dolnej powierzchni kompozytu (rys. 16b). Obserwując stan geometrii powierzchni nie zauważa się znaczących defektów stanu geometrycznego powierzchni. Z analizy wynika, iż spowodowane to może być tym, że w tych przypadkach ruch frezu względem kompozytu przebiegał prostopadle oraz równolegle do kierunku ułożenia włókien w splocie.



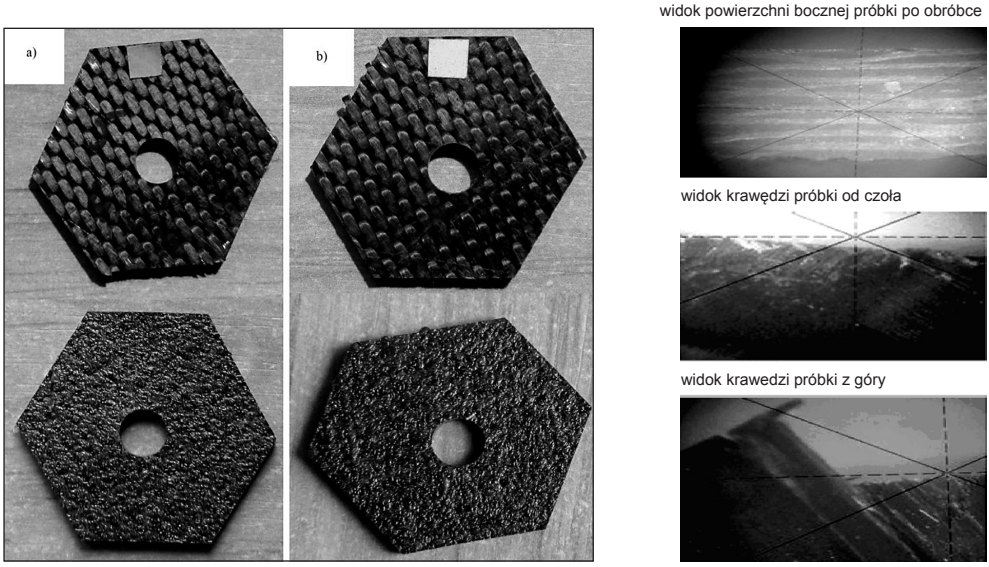
Rys. 15. Widok próbki po frezowaniu kompozytu wzmacnianego włóknem aramidowym AFRP:b) współbieżnym b) przeciwbieżnym



Rys. 16. Widok krawędzi po obróbce kompozytu wzmacnianego włóknem aramidowym AFRP: a) nieusunięty materiał z górnej warstwy podczas obróbki frezowaniem, b) delaminacja

W przypadku frezowania przeciwbieżnego z widoku od strony powierzchni obrobionej wykonanie krawędzi wykazuje mniej nieściętych włókien niż ma to w przypadku frezowania współbieżnego. Przy tej odmianie frezowania obwodowego nie występuje sytuacja, gdy na całej powierzchni obrabianej występują nieusunięte włókna jak było w przypadku frezowania współbieżnego (rys. 16a). Widok pod mikroskopem krawędzi od strony dolnej powierzchni kompozytu przy tej odmianie frezowania ukazuje również miejscowe skupiska uszkodzonych i postrzępionych włókien (rys. 16b).

Obserwując stan powierzchni uzyskanej po obróbce frezowaniem współbieżnym jak i przeciwbieżnym kompozytów wzmacnianych włóknem węglowym CFRP można zauważyć podobieństwo jakości wykonania zarówno dolnych jak i górnych krawędzi w obu przypadkach (rys. 17).



Rys. 17. Stan krawędzi przy górnej powierzchni oraz dolnej powierzchni kompozytu wzmacnianego włóknem węglowym CFRP po frezowaniu: współbieżnym (a); przeciwbieżnym (b)

Należy jednak stwierdzić, że zarówno stan krawędzi i powierzchni obserwowany przy pomocy mikroskopu od strony obrabianej jest nieco lepszy. Miejsca nielicznych delaminacji oraz nieusuniętych włókien i miejscowego wykruszania na krawędzi przedstawia rys. 17. W większości wykonanych prób, zarówno krawędzia i powierzchnie wykazują sie dobrą jakość wykonania.

PODSUMOWANIE

Kształtowanie ubytkowe części z kompozytów polimerowych włóknistych stwarza nadal wiele problemów technicznych obróbki. Problemy te wynikają z fizykalnego mechanizmu rozdzielania materiału kompozytowego, procesu delaminacji oraz szybkiego zużywania się ostrzy narzędzi skrawających. W oparciu o przeprowadzone badania zaobserwowano, że wraz ze wzrostem wartości posuwu na ostrze f_z wartości badanych parametrów chropowatości powierzchni kompozytów przyjmowały charakter wzrostowy. Powierzchnie kompozytów z włóknem szklanym GFRP wykazują większą wartości badanych parametrów chropowa-

tości *(Ra; Rz; Rmax)* niż kompozytów z włóknem węglowym CFRP czy aramidowym AFRP. Powierzchnie po obróbce kompozytów z włóknem aramidowym AFRP cechowały się najniższymi wartościami amplitudowych parametrów chropowatości *Ra; Rz* oraz *Rmax* niż pozostałe kompozyty, zaś najwyższą wartością parametru długościowego *RSm*. Powierzchnie kompozytów z włóknem szklanym GFRP miały niższą wartość parametru *RSm*.

Wartości parametrów chropowatości powierzchni *Ra; Rz; Rmax; RSm* były niższe w przypadku frezowania współbieżnego niż podczas frezowania przeciwbieżnego dla kompozytów z włóknem szklanym GFRP, zaś w przypadku kompozytu z włóknem węglowym CFRP i aramidowym AFRP wartości parametrów chropowatości *Ra; Rz; Rmax; RSm* wykazywały odwrotny charakter. Obróbka kompozytów z włóknem szklanym GFRP i aramidowym AFRP powoduje powstawanie po stronie górnej powierzchni kompozytu dużej delaminacji oraz nieusuniętych włókien. Wady te występują zarówno przy frezowaniu współbieżnym jaki i przeciwbieżnym. W przypadku kompozytów z włóknem węglowym CFRP, zarówno po obróbce frezowaniem współbieżnym jak i przeciwbieżnym nie zaobserwowano istotnych wad powierzchni, jak miało o miejsce w kompozytach GFRP i AFRP. Krawędzie od strony dolnej i górnej powierzchni materiału są czyste i niepostrzępione. Powierzchnie po frezowaniu są stosunkowo gładkie oraz nie wykazują wad powierzchni. W przypadku frezowania kompozytu z włóknem węglowym CFRP jedynym problemem są miejscowe niewielkie wyruszenia krawędzi górnych powierzchni próbki oraz niewielka delaminacja. Sposobem zapobiegania tak powstałych wad na krawędziach może być zastosowanie frezu o przeciwstawnych ostrzach. Działanie tego frezu polega na zasadzie nożyc ścinających kompozyt od góry i od dołu uzyskując w ten sposób czyste krawędzie od strony dolnej oraz górnej oraz minimalizuje powstanie delaminacji, wykruszeń oraz strzępienia włókien kompozytu.

LITERATURA

1. Banaszek A.: Badanie wpływu parametrów technologicznych na proces cięcia wysokociśnieniową strugą cieczy wybranych materiałów kompozytowych, Praca magisterska. Promotor: Jerzy Józwik. Politechnika Lubelska, Lublin 2011.
2. Borkowski P.: Efektywność obróbki powierzchni wysokociśnieniową strugą wodno-cierną, Mechanik, 2, 2005, 94-97.
3. Borkowski P.: Teoretyczne i doświadczalne podstawy hydrostrumieniowej obróbki powierzchni, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin 2004.
4. Chatys R.: Modelowanie właściwości mechanicznych przy wzrastających wymaganiach w zakresie jakości i powtarzalności wyrobów z kompozytów polimerowych, Politechnika Świętokrzyska, Kielce, 2006r.
5. Christer R.: Kolejny krok w obróbce kompozytów. Metalworking World 1, 2010, 12 – 13;
6. Czarnocki P.: Interlaminar fracture toughness of selected fibre–reinforced polymer matrix composites. Advances in manufacturing science and technology. Vol. 34, No. 2, 2010, pp. 47-58

7. German J.: Podstawy mechaniki kompozytów włóknistych. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej. Kraków 2001,
8. Hyla J.: Wybrane zagadnienia z inżynierii materiałów kompozytowych, WNT, Warszawa 1996.
9. Materiał Sandvik Coromant 2009.07: Kompozyty: Rozwiązania do zastosowań w materiałach kompozytowych. Art. C-2940:130 POL/01
10. Materiał Sandvik Coromant 2010.01: Kadłuby samolotowe. Kompletne rozwiązania obróbkowe. Art. C-2940:131 POL/01
11. Materiał Sandvik Coromant 2011: Nowe narzędzia skrawające i rozwiązania. Art. C-2900:134 POL/01
12. Oczoś K. E.: Efektywność innowacyjnych technologii na przykładzie wybranych sposobów obróbki strumieniowo-erozyjnej, Mechanik, 8-9, 2003.
13. Oczoś K. E.: Kompozyty włókniste – właściwości, zastosowanie, obróbka ubytkowa. Mechanik, 7, 2008, pp. 579-592
14. Oczoś K. E.: Obróbka strumieniem wodno-ściernym materiałów metalowych i niemetalowych, część I i II, Mechanik, 11, 1992, 349-396,
15. Oczoś K. E.: Problemy kształtowania ubytkowego kompozytów włóknistych z osnową polimerową i ceramiczną. Cz. I. Mechanik nr 1, 2011, pp. 5-10
16. Oczoś K. E.: Problemy kształtowania ubytkowego kompozytów włóknistych z osnową polimerową i ceramiczną. Cz. II. Mechanik nr 1, 2011, pp. 79-84
17. Pierończyk J., Biało D.: Influence of Al_2O_3 and SiC reinforcements in aluminium matrix composites on its electrodischarge machining (EDM), Composites, 3(2003) 8, pp. 266-269
18. Pierończyk J., Biało D.: Selected problems of electrodischarge machining of aluminum matrix composites: Composites, 1(2001) 2, pp. 211-214
19. Surowska B.: Functional and hybrid materials in air transport. Maintenance and Reliability, nr 3, 2008. pp. 30-40
20. Swornowski P.: Kompozyty węglowe i szklane we współczesnym lotnictwie, cz.1. Charakterystyka materiału kompozytowego, Mechanik, 11, /2009, str. 922-926.
21. Wantuch E., Dudek P., Jarosz T., Kot R.: Maszyna do przecinania wysokociśnieniowym strumieniem wodno-ściernym z systemem sztucznej inteligencji, Mechanik, 4, 2006, str. 266-273.
22. Seung-Chul Lee, Seong-Taek Jeong, Jong-Nam Park, Sun-Jin Kim, Gyu-Jae Cho: Study on drilling characteristics and mechanical properties of CRFP composites. Acta Mechanica Solida Sinica, (2008) Vol. 21, No. 4
23. Khashaba U.A., El-Sonbaty I.A., Selmy A.I., Megahed A.A.: Machinability analysis in drilling woven GFR/epoxy composites. Part I – Effect of machining parameters" Composites: Part A 41 (2010) 391–400.
24. Ali Faraz, Dirk Biermann, Klaus Weinert.: Cutting edge rounding. An innovative tool wear criterion in drilling CFRP composite laminates. International Journal of Machine Tools & Manufacture 49 (2009) 1185–1196.
25. Wang X.M., Zhang L.C..: An experimental investigation into the orthogonal cutting of unidirectional fibre reinforced plastics. International Journal of Machine Tools & Manufacture 43 (2003) 1015–1022.
26. Venu Gopala Rao G., Mahajan P., Bhatnagar N.: Micro-mechanical modeling of machining of FRP composites – Cutting force analysis. Composites Science and Technology 67 (2007) 579–593.

27. Paulo Davim J., Pedro Reis: Damage and dimensional precision on milling carbon fiber-reinforced plastics using design experiments" Journal of Materials Processing Technology 160 (2005) 160–167.
28. Devi Kalla , Jamal Sheikh-Ahmad , Janet Twomey.: Prediction of cutting forces in helical end milling fiber reinforced polymers. International Journal of Machine Tools & Manufacture 50 (2010) 882–891.

SELECTED ASPECTS OF FIBROUS POLYMER COMPOSITES CUTTING AND SURFACE ROUGHNESS ASSESSMENT

Summary

This paper presents selected problems of composite materials cutting, commonly used in the aerospace industry. In this paper were studied polymer composites reinforced with continuous fibers (glass fibers, carbon fibers, aramid fibers). In this paper an evaluation of surface roughness after milling is presented. Results of tests are presented in graphs and imagines.

Keywords: composites, machining, surface roughness, delamination.

Ján Kráľ [1],Emil Spišák[1], Ján Kráľ jr.[1], Jerzy Józwik[2]

GRINDING TOOLS AND GRINDING WHEELS FOR SHAPING CNC GRINDING MACHINE

Abstract. Production of screws with the optimal profile in terms of mesh properties is still in focus of worm gear manufacturers. The overall problem of tool edge designing is divided in few parts. This post only partly solves the problem of optimal tool shape design to produce the screws. In this paper is solved the problem of the abrasive wheel forming to produce screws with the logic operation of management system of tool grinder and calculation of profile curve on tooth heel.
Key words: shape, profile, tool grinder, worm gear, operation.

INTRODUCTION

Overall problem of optimal worm profile manufacturing depend on technically acceptable calculations (usable in practise) for manufacturing of optimal tool cutting shape, respectively profile of abrasive wheel. To carry out simulations in terms of optimal tooth pairs gearing, we must analyze many calculating techniques for tool cutting shape design in terms of manufacturing capabilities. [1-8]

Analysis and computational relations are solved using computer technique, because it is the fastest and cheapest way to achieve the best results. The tool grinder KON-250 CNC can manufacture shapes of cutting edges, exact shapes of templates for abrasive wheel forming and different geometrical shapes and profiles.

For tool cutting edge is described methodology of management system programming for CNC tool grinder, based on which we can manufacture shapes of tool cutting edges and templates for dressing of abrasive wheels. In this article are described operating principles of tool grinder KON-250 CNC which are needed to familiarization with basic parameters and principles and re-consider them in determining of the algorithm. [1-8]

CHARACTERISTICS OF THE GRINDER

Grinding machine KON-250 CNC is designed for grinding of shaped surfaces. Control unit with memory is additional device. Different shape grinding using this

[1] Department of Technologies and Materials, Faculty of Mechanical Engineering, Technical University of Košice, Mäsiarska 74, 042 00 Košice, Slovakia, e-mail: kral.jan@tuke.sk
[2] Department of Production Engineering, Mechanical Engineering Faculty, Lublin University of Technology, Nadbystrzycka Street 36, 20-816 Lublin, Poland, e-mail: j.jozwik@pollub.pl

grinding machine can be made by:

- manual shift control according to the template in the scale
- machine shift control according to specified NC program

NC program can be saved on eight-track punch tape or inputted by alpha-numeric keypad. Adjustments can be made in the program which is already in the memory.

The machine allows, using special equipment, to draw the profile, which will be grinded, to check the accuracy by visual observation. Also it is possible to prepare NC program for the external control unit hole tape. Grinding machine can grind geometric shapes such as: line, circle and circuit bends, general curves replaced by a number of points or circles and their centres. Grinding precision is ± 0,005 mm.

GRINDING OF CUTTING SECTION SHAPE AND TOOL PROFILE FOR WORM GEARS PRODUCTION

We need to specify end point of line for grinding of linear shape tools. If the shape is composed of angled lines (created by combining of several straight lines), this lines must follow-up (line number "i" end point is starting point of line number "i+1"). For circle grinding it is necessary to enter the end point of circular arch and the centre point.

For grinding of general curves it is necessary to enter a set of points of the curve. The coordinates of these points should be graduated to 0,01÷0,05 mm to achieve sufficient accuracy of curve and smooth transition between points [1].

In fig. 1 is an example of cutting edge shape creating and representation of abrasive wheel, point and its path from point "0" through the points (1,2,3…) till point "N+2". This is example of linear shape (points 2 and 3), circular arc (points 3 and 4) and general curve (points 4 to N) programming [1].

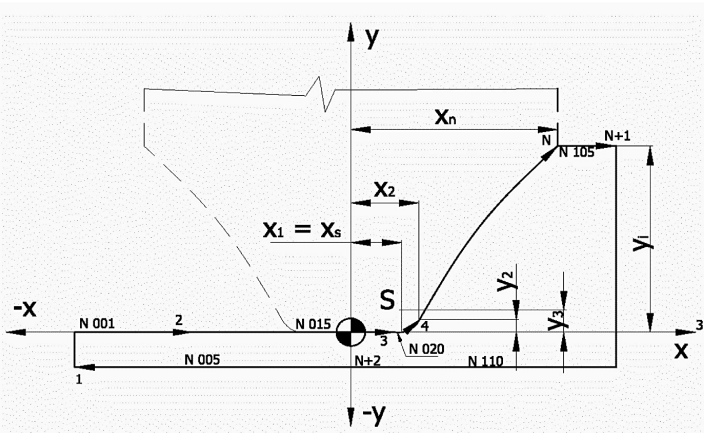


Fig. 1. Programming of line and geometric shapes

For grinding of the shape shown in fig. 1 we can use following program: (Note: coordinates of points in program are only general)

```
N    005 G   90 G   00    X-50000        Y-3000
N    010 G   90 G   00    X-15000        Y 0     M 00
N    015 G   90 G   01    X 10000        Y 0     F 60
N    020 G   90 G   02    X 20000        Y 15000 I 10000 J 18000 F 60
N    025 G   90 G   01    X . . .        Y . . .  F 60
.
.
N    105 G   90 G   01    X . . .  Y . . .  F 60
N    110 G   90 G   00    X 0      Y-3000 M 30
```

the characters have following meaning:

N 005, N 010 … N 110 – number of sentences,
G 90 – absolute coordinate system,
G 00 – fast infeed to program point,
G 01 – management method, which uses information inside the sentence to create straight line,
G 02 – circular interpolation management, which uses information inside the sentence to create circular arc; tool movement relative to the workpiece is clockwise,
G 03 – circular interpolation management, which uses information inside the sentence to create circular arc; tool movement relative to the workpiece is against the direction of clockwise,
X, Y – coordinates of points 1, 2 … N+2 in m,
M 00 – unconditional stop after finishing of instructions in the sentence,
M 30 – end of punch tape, end of program,
F 60 – grinding process,
I – x coordinate of curvature centre,
J – y coordinate of curvature centre.

Each program must start with two rectangular coordinates and it is necessary to define radius of abrasive wheel “R”. Based on NC program for defined radius of abrasive wheel, control unit makes of determination of an appropriate path, which refers for the radius of abrasive wheel.

Profile made on grinding machine can be e postponed in order to achieve the specified tool width (Fig. 2). Abrasive wheel moves by equivalent path (increased or decreased) shifted by the value described by decimal switch. Decimal switch is independent for x and y coordinates [2].

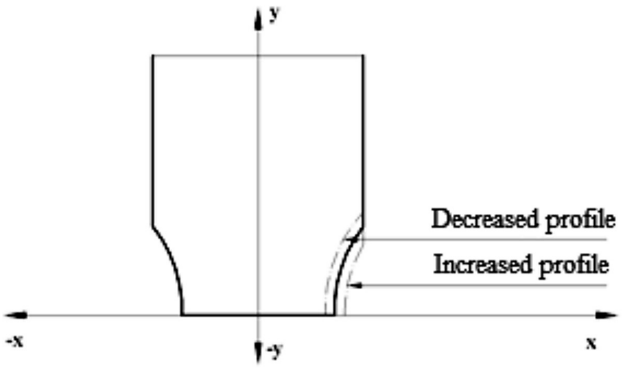


Fig. 2. Profiling of tooth side

DETERMINATION OF CENTRE CURVATURE CUTTING EDGE TOOL COORDINATES

Analytical description of screw surfaces we get from computer cutting edge shape (its coordinates) in normal or axial section. This shape is bounded by footer and head diameter. There is a problem in tool cutting edge grinding on grinding machine KON-250 CNC to define the centre of curved cutting edge shape, whose size is chosen according to certain standards by [2]:

$$\rho_{ko} = 0{,}20m \text{ až } 0{,}30m$$

where: m – gear module.

Radial gap size on the worm wheel tooth space is recommended to choose according to the relationship:

$$c_a = 0{,}20m$$

In justified cases is allowed change to:

$$c_a = 0{,}15m \text{ až } 0{,}30m$$

In case of simple determining the coordinates of curative centre S (Fig. 3) it is advisable to choose the radius of curvature and radial (head) gap as:

$$c_a = \rho_{ko}, \text{ or } c_a \cong \rho_{ko} \quad (1)$$

Coordinates of point S are counted by:

$$x_s = x_B - \rho_{ko}$$
$$y_s = y_B \quad (2)$$

where: x_B. y_B – coordinates of end (head) point of side cutting edge curve (Fig. 3), if $\rho_{ko} > c_a$

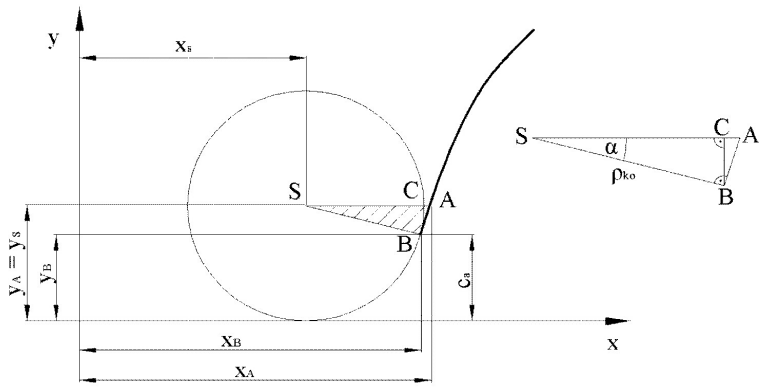


Fig. 3. Tooth surface and root profile surface in manufacturing of worm wheels [1]

We determinate the coordinates of curvature centre by the following calculation. For sufficinetly small segment AB we can replace profile curve with specific accuracy. Triangle SBC (Fig. 3) shows:

$$\cos\alpha = \frac{\overline{SC}}{\rho_{ko}} \tag{3}$$

set $\rho_{ko} = r$, then

$$\overline{SC} = r.\cos\alpha$$

$$\overline{BC} = r.\sin\alpha \tag{4}$$

As shown on fig. 3:

$$\tan\alpha = \frac{x_A - x_B}{y_A - y_B} \tag{5}$$

then:

$$\alpha = arc\tan\frac{x_A - x_B}{y_A - y_B} \tag{6}$$

For curvative coordinates is:

$$x_S = x_B - \overline{SC}$$

$$y_S = y_B + \overline{BC} \tag{7}$$

substituting we get:

$$x_S = x_B - r.\cos\left(\frac{\arctan(x_A - x_B)}{y_A - y_B}\right)$$

$$y_S = y_B + r.\sin\left(\frac{\arctan(x_A - x_B)}{y_A - y_B}\right) \tag{8}$$

where: coordinate x_A is subtracted from the coordinates output from computer corespondenting to coordinate y_B.

SUMMARY

Shaped cutting edge programming is implemented in G code, shape of profile is caltulated using program created manualy or by automatic programing. Profile is charakterized by the calculated coordinates in the ortogonal plane as the intersection of maindsal and frontal areas. Profile curve, which creates radius on the heel tooth screws is important for the full calculation of cutting edge shape. This metod of calculation is inly aproximate, but sufficient. Radius of the heel tooth worm wheel is not in contact with the screw, the simplification can be accepted.

Presented results have been achieved within 1/0500/12 VEGA Project „Research on Quality Improvement when Milling Formed Surfaces by Advanced Coated Tools“ supported by Ministry of Education, Science, Research and Sports of Slovak Republic

REFERENCE

1. Kráľ J.: Calculation, design and manufacture of cutting tools for worm gears using computer technology. Inaugural dissertation, Košice: TU, 1994, p.102.
2. Manual grinding machine KON-250 CNC.
3. Jackson M.J.; Davis C.J.; Hitchiner M.P., Mills B.: High-speed grinding with CBN grindingwheels — applications and future technology. Journal of Materials Processing Technology. Vol 110, Issue 1, 2001, p.78–88.
4. E. Brinksmeier, Y. Mutlugünes, F. Klocke, J.C. Aurich, P. Shore, H. Ohmori: Ultra-precision grinding. CIRP Annals - Manufacturing Technology, Vol. 59, Issue 2, 2010, p. 652-671.
5. Indrajit Mukherjee, Pradip Kumar Ray: Optimal process design of two-stage multiple responses grinding processes using desirability functions and metaheuristic technique. Applied Soft Computing, Vol.8, Issue 1, 2008, p. 402-421.
6. Włodarczyk, M., Józwik, J., Jacniacka, E., Pieśko, P.: Automatyzacja konstruowania narzędzi specjalnych z wykorzystaniem środowisk CAD/CAM/CAE. 10th International Conference „Automation in Production Planning and Manufacturing“ Zilina 4-6.05.2009, Slovakia. Published by Scientific and Technical Society at the University of Zilina. 2009.
7. Józwik J., Jacniacka E., Lipski J.: Wpływ warunków skrawania na dokładność geometryczną wyrobu. Przegląd Mechaniczny, nr 10, 2004.
8. Józwik J.: „Analytic–experimental method of assignment of heat influence depth, generated in contact zone of chip and attack surface of machining tool edge”. Maintenance and Reliability, nr 3, 2002.

NARZĘDZIA SZLIFIERSKIE I TARCZE SZLIFIERSKIE DO SZLIFIEREK KSZTAŁTUJĄCYCH CNC

Streszczenie

Produkcja ślimaków o optymalnym profilu pod względem właściwości siatki pozostaje wciąż w centrum uwagi producentów przekładni ślimakowych. Ogólny problem projektowania ostrzy narzędzi jest podzielony na kilka części. Artykuł ten tylko częściowo rozwiązuje problem optymalnego projektowania kształtu narzędzi do produkcji ślimaków przekładni ślimakowej. W pracy rozwiązano problemu formowania tarczy ściernej do produkcji ślimaka i obliczenie krzywej profilu na stopie zęba.

Słowa kluczowe: kształtowanie, profilowanie, ostrzarka, przekładnia ślimakowa, operacja.

Józef Kuczmaszewski[1], Ireneusz Zagórski[1]

BADANIA SIŁ SKRAWANIA I ICH AMPLITUD PODCZAS FREZOWANIA STOPÓW MAGNEZU

Streszczenie: Jednym w ważniejszych celów przedsiębiorstw branży lotniczej jest produkcja coraz lżejszych samolotów/śmigłowców oraz zmniejszenie zużycia paliwa. Jest to możliwe dzięki zastosowaniu elementów wykonywanych ze stopów magnezu. W prezentowanym artykule przedstawiono wyniki badań sił skrawania i ich amplitud po frezowaniu dwóch stopów magnezu AZ31 oraz AZ91HP. Obserwowano wpływ parametrów technologicznych oraz rodzaju narzędzia na wartość sił skrawania oraz ich amplitud. Analiza sił jest ważnym zagadnieniem ze względu na deformację wióra, a co za tym idzie również ze względu na odkształcenia oraz temperaturę w strefie skrawania.

Słowa kluczowe: frezowanie, stopy magnezu, elementy lotnicze, skrawalność.

WSTĘP

Wykonanie z określoną dokładnością, odpowiednich powierzchni płaskich bądź otworów elementów odlewanych, to częsty zabieg obróbkowy wykonywany poprzez frezowanie na elementach typu obudowa lub korpus. Części te znajdują powszechne zastosowanie, szczególnie w takich gałęziach przemysłu jak przemysł lotniczy, motoryzacyjny czy elektroniczny.

Każde obniżenie wagi pojazdu o 100kg pozwala zaoszczędzić ok. 0,5÷0,6 litra paliwa na 100km. Przeciętna karoseria samochodowa ze stali waży blisko 300kg, wykonana ze stopów aluminium ok. 150kg, zaś ze stopów magnezu mogłaby ważyć ok. 120kg [4].

Do tzw. „użytkowych" wskaźników skrawalności zaliczamy m.in. chropowatość powierzchni obrobionych oraz siły występujące w procesie skrawania. W artykule analizowano wpływ parametrów technologicznych na siły skrawania, ich amplitudy oraz przedstawiono wyniki badań własnych [10, 11] dotyczące jakości powierzchni po obróbce różnymi narzędziami oraz siły skrawania i amplitudy po obróbce narzędziem o geometrii typu Kordell.

[1] Politechnika Lubelska, Wydział Mechaniczny, Katedra Podstaw Inżynierii Produkcji, ul. Nadbystrzycka 36, 20-618 Lublin, e-mail: j.kuczmaszewski@pollub.pl, e-mail: i.zagorski@pollub.pl

DOTYCHCZASOWY STAN ZAGADNIENIA

Siły skrawania powodują odkształcenia obrabianych części maszyn. Dodatkowo wzrost sił powoduje zwiększanie tzw. odkształconej grubości wióra. Gdy nieodkształcona grubość wióra zmniejsza się, zmniejsza się również kąt ścinania, co powoduje, że temperatura w płaszczyźnie ścinania zmienia się (wzrasta). Można to wyjaśnić również używając pojęcia właściwej siły skrawania (właściwa siła skrawania, jest to stosunek siły skrawania do przekroju poprzecznego wióra). Gdy zmniejszamy nieodkształconą grubość wióra, siła skrawania zwiększa się. Energia ścinania na jednostkę objętości, zwiększa ilość usuwanego metalu wraz ze wzrostem siły skrawania, co powoduje wzrost temperatury skrawania w płaszczyźnie ścinania [5].

W pracy [8] podano wyniki dotyczące jakości powierzchni po obróbce oraz siły skrawania podczas toczenia stopu AZ91HP. W pracy porównano narzędzia z pokryciem TiN oraz bez pokrycia. Narzędzia PKD powodują lepszą jakość powierzchni po obróbce, mniejsze siły skrawania oraz mniejszą skłonność do przegrzewania narzędzia, dzięki mniejszemu współczynnikowi tarcia na styku narzędzie-przedmiot obrabiany. Wpływa to również na mniejszą temperaturę wióra podczas obróbki, a więc mniejszą skłonność do samozapłonu podczas obróbki.

W pracy [2] analizowano ryzyko wystąpienia zapłonu podczas frezowania, przy bardzo małych głębokościach skrawania a_p=(5÷45)µm. Podanego zakresu głębokości skrawania nie spotyka się w procesach technologicznych, w szeroko rozumianym przemyśle maszynowym.

W pracy [12] omówiono m.in. zapotrzebowanie na moc przy obróbce różnych materiałów, w tym stopów magnezu. Zaznaczono, iż w porównaniu do innych materiałów, obróbka stopów magnezu może odbywać się w sposób szybki i efektywny, co umożliwia stosowanie dużych głębokości skrawania oraz znacznych posuwów. W pracy tej zamieszczono również wyniki dotyczące jakości powierzchni dla toczenia kół samochodowych wykonanych ze stopów Mg, podczas obróbki na sucho i z zastosowaniem emulsji wodno-olejowej. Stwierdzono, że stosując olej mineralny uzyskuje się podobne efekty jak w przypadku użycia emulsji.

Prace [1, 6] traktują m.in. o zależnościach sił skrawania od parametrów technologicznych obróbki, takich jak prędkość i głębokość skrawania. W pracy [3] podano natomiast zalecenia odnośnie dedykowanych geometrii narzędzi, dla różnych rodzajów obróbki skrawaniem. Praca [7] przedstawia wyniki toczenia, wiercenia oraz nagniatania stopów magnezu AZ91D oraz AZ31B. Wyniki te dotyczą sił skrawania, jakości powierzchni po obróbce, mikrotwardości, mikrostruktury, naprężeń warstwy wierzchniej, warunków formowania wióra oraz temperatury wióra.

W pracach [10, 11] przedstawiono jakość powierzchni po frezowaniu trzema frezami; węglikowym z pokryciem TiAlN, z geometrią typu Kordell oraz PKD, dla stopów magnezu AZ91HP i AZ31. Zakres parametrów technologicznych obejmował obróbkę konwencjonalną i wynosił v_c=(150÷400)m/min, f_z=(0,05÷0,3)mm/ostrze,

a_p=6mm. Analizowano wpływ prędkości skrawania v_c oraz posuwu f_z na parametry Ra oraz Rz. Z przeprowadzonych badań wynika, że stosując narzędzie z ostrzem z PKD można osiągnąć jakość powierzchni po obróbce porównywalną z procesem szlifowania wykończeniowego. Większy wpływ na parametry chropowatości powierzchni wykazuje zmiana posuwu na ostrze f_z. Ponadto w pracy [10] przedstawiono wpływ prędkości skrawania v_c oraz posuwu na ostrze f_z na siły skrawania oraz ich amplitudy, przy frezowaniu stopów magnezu AZ31 i AZ91HP. Zakres przeprowadzonych badań obejmował skrawanie w tzw. warunkach obróbki konwencjonalnej. Badania prowadzono przy użyciu frezu węglikowego z geometrią typu Kordell. Przy zmianie prędkości skrawania v_c wyższe wartości składowych sił skrawania oraz ich amplitud dotyczyły odlewniczego stopu magnezu AZ91HP. Składowa Fx oraz jej amplituda AFx wzrasta do wartości Fx=900N (dla obydwu stopów) w zakresie zmiany v_c=(150÷350)m/min a następnie znacząco spada do wartości Fx= ok.500N (dla obu stopów) przy prędkości skrawania v_c=400m/min. Składowa Fy przyjmuje najwyższą wartość dla stopu AZ91HP przy parametrze v_c=200m/min i wynosi ona Fy=557N. Składowa Fz natomiast przyjmuje dla obu stopów najwyższą wartość dla prędkości skrawania v_c=350m/min i wynosi ona odpowiednio: dla stopu AZ31 Fz=475N oraz dla stopu AZ91HP Fz=520N. Podobnie jak w przypadku składowej Fx, składowa Fz oraz jej amplituda AFz maleje dla v_c=400m/min do wartości Fz=ok.300N. Natomiast przy zmianie posuwu na ostrze f_z składowe Fx, Fy oraz ich amplitudy wzrastają wraz ze wzrostem wartości posuwu. Wyższe wartości sił oraz amplitud sił skrawania dotyczą, podobnie jak w przypadku zmiany wartości prędkości skrawania v_c, stopu AZ91HP. Wzrost składowej Fz oraz jej amplitudy AFz dotyczy stopu AZ91HP w zakresie zmiany parametru f_z=(0,05÷0,15)mm/ostrze, do wartości Fz=488N. W zakresie zmiany posuwu f_z=(0,15÷0,2)mm/ostrze następuje spadek wartości siły oraz jej amplitudy, a następnie dalszy jej wzrost dla zmiany parametru f_z=(0,2÷0,3)mm/ostrze do następujących wartości: dla stopu AZ31 Fz=530N, AFz=334N, natomiast dla stopu AZ91HP Fz=539N, AFz=357N.

PROGRAM ORAZ METODYKA BADAŃ

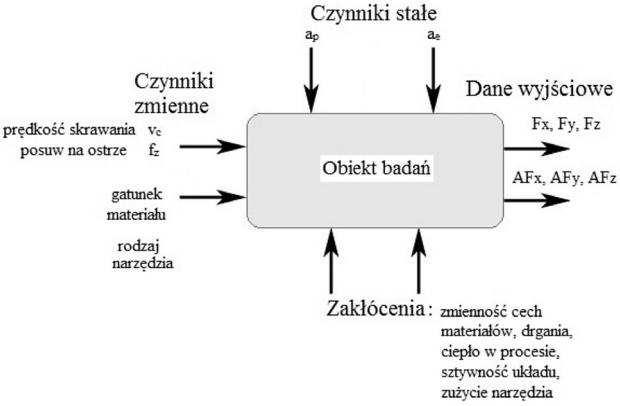
Głównym celem badań była analiza wpływu prędkości skrawania v_c oraz posuwu na ostrze f_z na siły skrawania oraz ich amplitudy przy obróbce stopów magnezu: AZ31 (stop z grupy stopów przeznaczonych do przeróbki plastycznej) oraz AZ91HP (stop odlewniczy). Obróbkę przeprowadzono na pionowym centrum obróbkowym FV 580A z systemem sterowania Fanuc 0iMC. Jako narzędzia wykorzystano dwa frezy 2-ostrzowe ø16mm:

1) frez węglikowy z pokryciem TiAlN ø16mm firmy Fenes - HarrdenMetal, z grupy frezów specjalnych VHM do obróbki stopów Al oraz Mg z chwytem walcowym gładkim, wymiary frezu 16x25x100mm W-Z2;

2) frez z płytkami diamentowymi ø16mm firmy Guhring PKD - Fraser WN-R 05492-16,001.

Do pomiaru sił zastosowany został siłomierz firmy Kistler 9257B i wzmacniacz 5017B. Siłomierz ten pozwala mierzyć siły w zakresie (-5 kN do +5kN). Przy próbie frezowania zastosowano następujące parametry: a_p=6mm, f_z=(0,05÷0,3)mm/ostrze, v_c=(150÷400)m/min. Przyjęto również stałą szerokość frezowania a_e=14mm.

Na rysubku 1 zaprezentowano ogólny plan badań dotyczący wpływu czynników zmiennych oraz zakłóceń na siły skrawania oraz amplitudy sił skrawania. Jako czynniki zmienne przyjęto: prędkość skrawania v_c, posuw na ostrze f_z, rodzaj materiału narzędziowego oraz gatunek materiału obrabianego. Czynnikami stałymi były: głębokość skrawania a_p oraz szerokość frezowania a_e. Jako dane wyjściowe przyjęto siły skrawania (Fx, Fy, Fz) oraz amplitudy sił skrawania (AFx, AFy, AFz).



Rys. 1. Plan badań w zakresie analizy sił skrawania oraz ich amplitud w warunkach tzw. obróbki konwencjonalnej

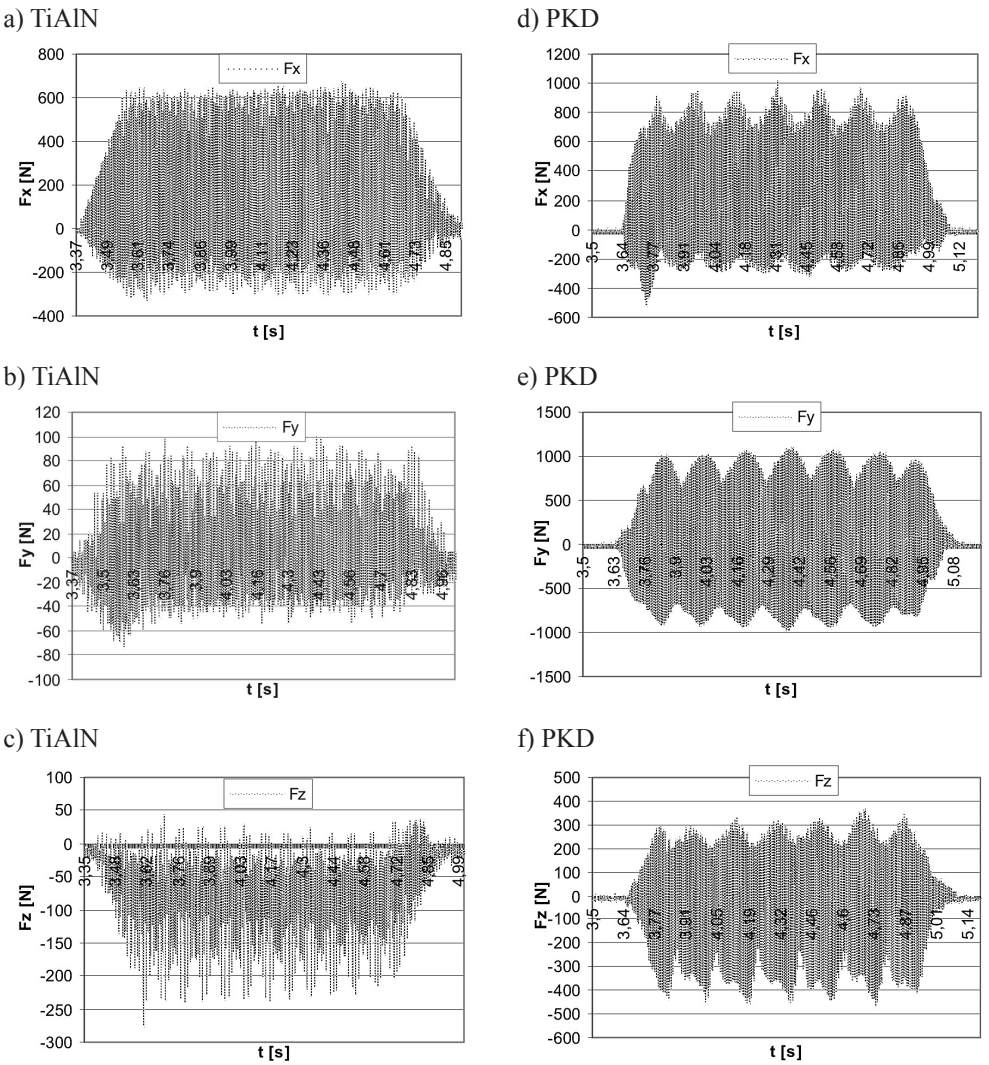
Fig. 1. Research plan for the analysis of cutting forces and their amplitudes in the conventional machining

WYNIKI BADAŃ ORAZ ICH ANALIZA

Na podstawie otrzymanych wyników przedstawiono:

- zależności maksymalnych wartości składowych sił skrawania F_x, F_y, F_z w funkcji technologicznych parametrów skrawania;
- zależności maksymalnych amplitud sił skrawania AF_x, AF_y, AF_z w funkcji technologicznych parametrów skrawania.

Na rys. 2 przedstawiono przykładowe przebiegi składowych sił skrawania w funkcji czasu maszynowego obróbki. Przebiegi dotyczą skrawania stopu magnezu do przeróbki plastycznej AZ31, przy pomocy różnych materiałów narzędziowych, podczas obróbki konwencjonalnej.

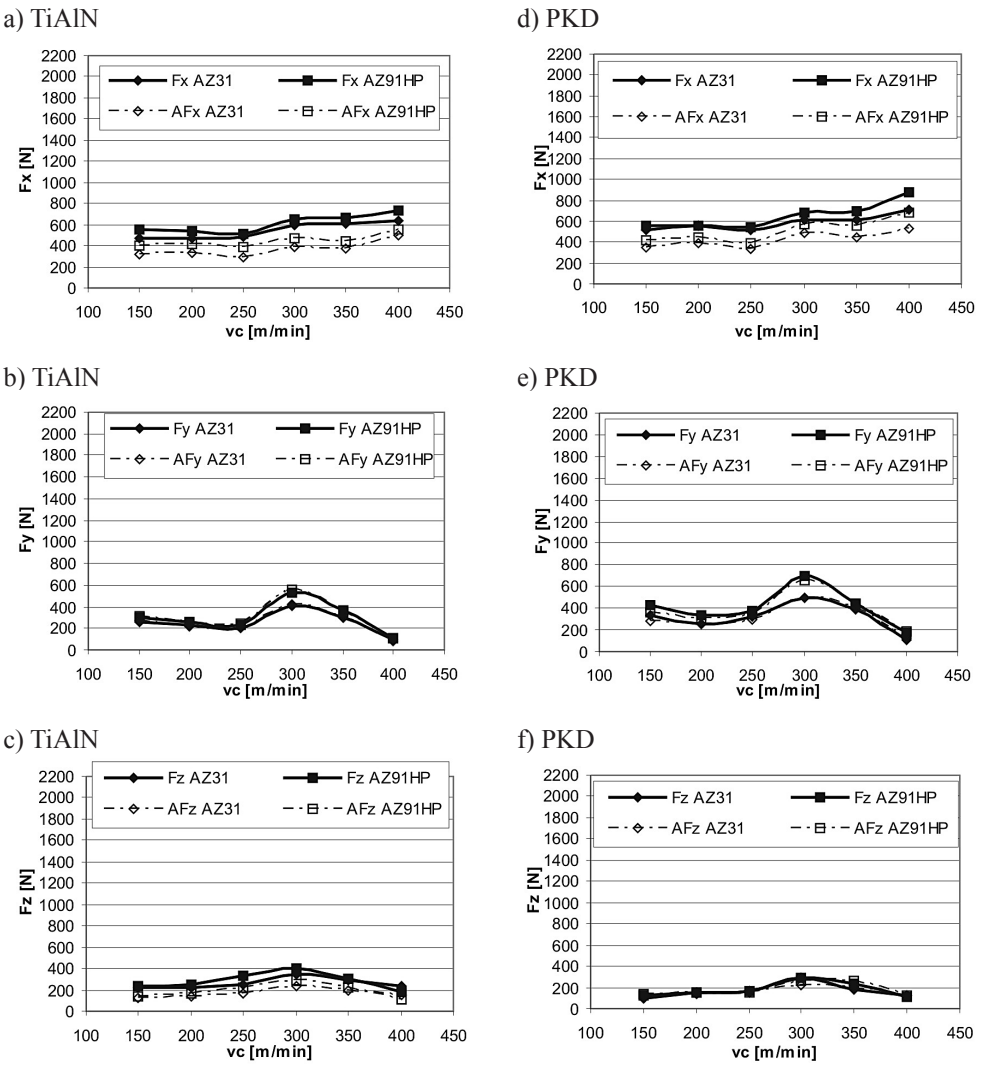


Rys. 2. Przebiegi czasowe składowych sił skrawania podczas frezowania stopu magnezu AZ31 narzędziem węglikowym z pokryciem TiAlN: a) składowa F_x, b) składowa F_y, c) składowa F_z; v_c=400m/min, fz=0,15mm/ostrze, a_p=6mm; oraz narzędziem PKD: d) składowa F_x, e) składowa F_y, f) składowa F_z; v_c=300m/min, f_z=0,25mm/ostrze, a_p=6mm

Fig. 2. The test run of cutting forces components during the milling of magnesium alloy AZ31 used carbide toll with TiAlN covered: a) F_x component, b) F_y component, c) F_z component; v_c=400mpm, f_z=0,15mmpt, a_p=6mm; and PCD tool: d) F_x component, e) F_y component, f) F_z component, v_c=300mpm, f_z=0,25mmpt, a_p=6mm

Na rys. 3 podano zależności składowych sił skrawania oraz ich amplitud przy zmianie prędkości skrawania v_c. Zastosowano dwa stopy magnezu oraz dwa rodza-

je materiałów narzędziowych. Zakres parametrów technologicznych obejmuje tzw. obróbkę konwencjonalną.



Rys. 3. Wpływ prędkości skrawania v_c na wartość składowych sił skrawania oraz ich amplitud przy frezowaniu stopów magnezu AZ31 i AZ91HP narzędziem węglikowym z pokryciem TiAlN: a) składowa F_x, b) składowa F_y, c) składowa F_z; f_z=0,15mm/ostrze, a_p=6mm oraz narzędziem PKD: d) składowa F_x, e) składowa F_y, f) składowa F_z; f_z=0,15mm/ostrze, a_p=6mm

Fig. 3. The influence of cutting speed v_c on the value of cutting forces components and amplitudes during milling AZ31 and AZ91HP magnesium alloys used carbide toll with TiAlN covered: a) F_x component, b) F_y component, c) F_z component; f_z=0,15mmpt, a_p=6mm; and PCD tool: d) F_x component, e) F_y component, f) F_z component, f_z=0,15mmpt, a_p=6mm

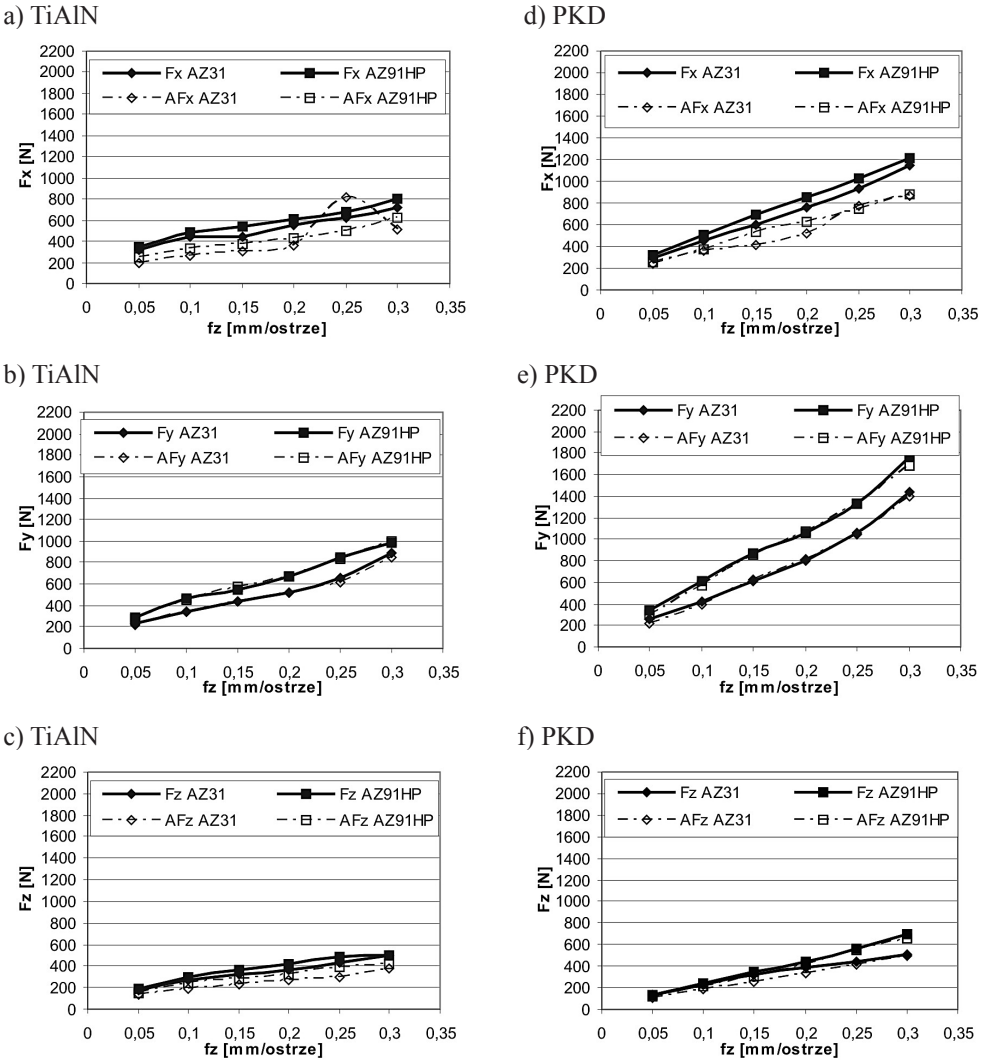
Analizując wpływ prędkości skrawania v_c na wartość składowych sił skrawania oraz amplitud tych sił, zauważyć można, że nie są to zależności liniowe, proporcjonalne. Niemal dla wszystkich rodzajów narzędzi występują w tym przypadku (zmiany prędkości skrawania) tzw. charakterystyczne punkty przegięcia. Punkty te świadczą o tym, że występują zalecane przedziały parametrów technologicznych ze względu na wartości sił podczas obróbki, a tym samym dokładność wykonania oraz związane z nimi odkształcenia elementów obrabianych. Ma to szczególne znaczenie przy obróbce elementów cienkościennych, wytwarzanych m.in. na potrzeby przemysłu lotniczego. Wyższymi wartościami sił oraz amplitud sił skrawania charakteryzował się stop AZ91HP. Analizując wpływ narzędzia obróbkowego nie możemy zdefiniować jednoznacznych wniosków dotyczących wpływu prędkości skrawania v_c na wartości amplitud oraz sił. Interesujące są podobne zależności wpływu v_c na siły oraz amplitudy dla dwóch rodzajów narzędzi. Dla obu zastosowanych narzędzi składowa Fx wykazuje tendencję do wzrostu w całym badanym przedziale zmiany v_c (rys. 3a oraz 3d). Maksymalna wartość składowej siły Fx, została osiągnięta przy prędkości skrawania v_c=400m/min. Wartość tej składowej wyniosła odpowiednio Fx=729N dla narzędzia węglikowego z pokryciem TiAlN (rys. 3a), oraz Fx=875N w przypadku narzędzia z ostrzem PKD (rys. 3d). Podane wartości siły skrawania Fx dotyczą obróbki stopu odlewniczego AZ91HP. W przypadku składowych Fy oraz Fz występują charakterystyczne punkty przegięcia (rys. 3b, 3c oraz 3e, 3f). Punkty te są obserwowane dla prędkości skrawania v_c=300m/min. Z pomiaru składowej Fy wynika, że wyższa jej wartość występuje dla narzędzia z ostrzem PKD, przy obróbce stopu AZ91HP wartość ta wynosi Fy=696N (rys. 3e), podczas gdy dla narzędzia węglikowego z pokryciem TiAlN, wartość ta wynosi Fy=536N (rys. 3b). W przypadku analizy składowej Fz, występuje odwrotna zależność. Wartość najwyższa występuje w przypadku obróbki narzędziem węglikowym z pokryciem TiAlN i wynosi Fz=398N (rys. 3c), podczas gdy dla narzędzia z ostrzem PKD wartość ta wyniosła Fz=293N (rys. 3f). Podane wartości sił skrawania Fy oraz Fz dotyczą obróbki stopu odlewniczego AZ91HP.

Na rys. 4 podano wpływ posuwu na ostrze f_z na wartość składowych sił skrawania oraz amplitud sił skrawania. Zastosowano dwa stopy magnezu oraz dwa rodzaje materiałów narzędziowych.

Analizując wpływ posuwu na ostrze f_z na siły skrawania oraz ich amplitudy zauważyć można proporcjonalny przyrost składowych sił skrawania oraz amplitud wraz ze wzrostem posuwu na ostrze f_z. Wyższe wartości sił oraz amplitud obserwuje się dla stopu odlewniczego AZ91HP oraz dla narzędzia z ostrzem z PKD. Wartości maksymalne składowych sił skrawania obserwowano przy f_z=0,3mm/ostrze. Wynosiły one odpowiednio:

- składowa Fx=799N przy obróbce narzędziem węglikowym z pokryciem TiAlN oraz Fx=1211N przy obróbce narzędziem z ostrzem PKD,
- składowa Fy=981N przy obróbce narzędziem węglikowym z pokryciem TiAlN oraz Fy=1763N przy obróbce narzędziem z ostrzem PKD,

- składowa Fz=505N przy obróbce narzędziem węglikowym z pokryciem TiAlN oraz Fz=702N przy obróbce narzędziem z ostrzem PKD.



Rys. 4. Wpływ zmiany posuwu f_z na wartość składowych sił skrawania oraz ich amplitud przy frezowaniu stopów magnezu AZ31 i AZ91HP narzędziem węglikowym z pokryciem TiAlN: a) składowa F_x, b) składowa F_y, c) składowa F_z; v_c= 300 m/min, a_p=6mm oraz narzędziem z ostrzem PKD: d) składowa F_x, e) składowa F_y, f) składowa F_z; v_c= 300 m/min, a_p= 6 mm

Fig. 4. The influence of feed per tooth f_z on the value of cutting forces components and amplitudes during milling AZ31 and AZ91HP magnesium alloys used carbide toll with TiAlN covered: a) F_x component, b) F_y component, c) F_z component; v_c= 300 mpm, a_p= 6 mm and PCD tool: d) F_x component, e) F_y component, f) F_z component; v_c= 300 mpm, a_p=6 mm

PODSUMOWANIE ORAZ WNIOSKI

Przeprowadzone prace analityczne oraz badania eksperymentalne dają podstawę do sformułowania następujących wniosków o charakterze ogólnym:

1. Chropowatość powierzchni przy zastosowaniu narzędzia z PKD pozwala na uzyskanie jakości powierzchni porównywalnej np. z procesem szlifowania wykończeniowego;
2. Większy wpływ na siły skrawania oraz ich amplitudy obserwuje się zmieniając posuw na ostrze f_z niż prędkość skrawania v_c, największą wartość siły skrawania uzyskano dla narzędzia z ostrzem z PKD dla stopu AZ91HP i wyniosła ona Fy=1763N, przy amplitudzie tej siły AFy=1680N;
3. Zmiana posuwu na ostrze powoduje w przybliżeniu liniowy przyrost składowych sił skrawania oraz ich amplitud;
4. Najwyższe wartości składowych sił skrawania Fy oraz Fz wystąpiły przy v_c=300m/min;
5. Interesujący jest fakt spadku składowych sił skrawania Fy oraz Fz przy wzroście prędkości skrawania do v_c=400m/min;
6. Nie zaobserwowano znacznych różnic w wartości sił skrawania dla stopów AZ31 i AZ91HP w całym zakresie posuwu oraz prędkości skrawania.

W dalszych pracach należy przeprowadzić analizę porównawczą sił skrawania dla poszczególnych materiałów narzędziowych, podobnie jak to przedstawiono analizując jakość powierzchni po obróbce trzema frezami. Przedstawione wyniki dotyczą obróbki konwencjonalnej, interesujące będzie także wykonanie badań doświadczalnych uwzględniających zakres parametrów poszerzony o tzw. wydajną obróbkę szybkościową (HSM, HPC).

LITERATURA

1. Adamski W.: Manufacturing development strategies in aviation industry, Advances in manufacturing science and technology, vol. 34, No. 3, 2010, pp. 73-84
2. Akyuz B.: Machinability of Mg and its alloys, The Online Journal of Science and Technology, July 2011, Volume 1, Issue 3, pp. 31-38
3. Avedesian M.M., Baker H.: Magnesium and Magnesium Alloys: Machining, ASM International Handbook Committee, s. 127-137, 1999, pp. 127-137
4. Barton G., Deinzer G., Baumgart H.: Wybrane zagadnienia wytwarzania i eksploatacji elementów maszyn ze stopu magnezu. Journal of Kones Internal Combustion Engines, 11/2004, s. 29-34
5. Fang F. Z., Lee L.C., Liu X.D.: Mean Flank Temperature Measurement in High Speed Dry Cutting, Journal of Materials Processing Technology, 167 (2005), pp. 119–123
6. Leigh E., Tlusty J., Schueller J.: Applying high-speed machining techniques on rotor grip configurations, Presented at the American Helicopter Society 55th Annual Forum, Montréal, Quebec, Canada, May 25 – 27, 1999, pp. 1-16

7. Tönshoff H.K., Denkena B., Winkler J., Podolsky Ch.: Technology of Mg and Mg alloys: Machining, Editored by Friedrich H.E. and Mordike B.L., Springer 2006, pp. 398-418
8. Tönshoff H.K., Winkler J.: The influence of tool coatings in machining of magnesium, Surface and Coatings Technology 94-95, 1997, pp. 610-616
9. Weiner K., Liedschulte M., Opalla D., Schroer M.: High-Tech Machining of Mg and Mg Composites, Magnesium alloys and technology, Editored by Kainer K.U., 2003, s. 130-151
10. Zagórski I., Kuczmaszewski J.: Selected problems of effectiveness of processing of magnesium alloys with a Kordell design toll, Mper. Management and Production Engineering Review, 4, 2011, pp. 90-96
11. Zagórski I., Pieśko P.: Badania porównawcze chropowatości powierzchni wybranych stopów magnezu po frezowaniu narzędziem pełnowęglikowym oraz PKD. IV Międzynarodowe Sympozjum Naukowe, Postęp w technikach wytwarzania i konstrukcji maszyn pod red. G. Borowskiego, Lublin 2011, s. 53-58
12. http://www.nanomag.us/Hydro_Mg_Brochure_Machining_Mg.pdf

Praca realizowana w ramach projektu Nr POIG.01.01.02-00-015/08-00 w Programie Operacyjnym Innowacyjna Gospodarka (POIG). Projekt współfinansowany przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego.

THE STUDY OF CUTTING FORCES AND AMPLITUDES DURING THE MILLING MAGNESIUM ALLOYS

Abstract

One of the most important company objectives for aerospace industry are the production of lighter airplanes/helicopters and reduced fuel consumption. In order to this components made of magnesium alloys should be used. The results of investigation of cutting forces and their amplitudes after milling two magnesium alloys AZ31 and AZ91HP were presented in this article. Influence of technological parameters and the type of used tools on the value of cutting forces was observed. The forces analysis is an important problem due to the deformation of the chip, and therefore also due to the strain and temperature in the cutting area.

Keywords: milling, magnesium alloys, aviation elements, machinability.

Edmund Lorencowicz[1], Sławomir Kocira[1]

OCENA WYKORZYSTANIA INTERNETU PRZEZ STUDENTÓW STUDIÓW INŻYNIERSKICH

Streszczenie: Celem przeprowadzonych badań było określenie poziomu wykorzystania i przydatności internetu na studiach inżynierskich. Badania ankietowe przeprowadzono w latach 2009-2012 na grupie studentów z dwóch uczelni. Każdorazowo ankietowano od 287 do 397 osób. W 2009 roku ponad 89% badanych miało internet a w roku 2012 już 96%. Najczęściej internet w procesie studiowania wykorzystywany był do pozyskiwania informacji organizacyjnych a także tych związanych z realizacją projektów, analiz i prac dyplomowych.

Słowa kluczowe: technologie informacyjne, internet, edukacja inżynierska

WPROWADZENIE

Technologie informacyjne wprowadzane są do edukacji wyższej już od ponad dwudziestu lat [2]. Jednym z ważnych elementów tych technologii jest internet, którego znaczenie w edukacji na poziomie wyższym gwałtownie wzrosło w ostatnim dziesięcioleciu. Zwiększające się w postępie geometrycznym zasoby globalnej sieci komputerowej oraz praktycznie powszechny dostęp do internetu zarówno przewodowego jak i bezprzewodowego powoduje, ze technologia ta staję się bardzo popularna. W roku 2011 51,1% gospodarstw domowych miało dostęp do internetu, a korzystało z niego 60% mieszkańców, przy czym tempo przyrostu nowych użytkowników wynosiło w ostatnich dwóch latach przeciętnie 9% rocznie [1]. Statystyki wskazują na fakt, że najczęściej z internetu korzystają osoby w wieku 16-24 lata [6]. Niewątpliwie studenci są tą grupą społeczną, która najczęściej sięga do internetu. Jednak umiejętność prawidłowego wykorzystania tej technologii nie jest tak powszechna jak można by się spodziewać. Czasami niski poziom umiejętności komputerowych ogranicza prawidłowość wykorzystania internetu. Wśród studentów istnieje także tendencja do uproszczonego, powierzchownego korzystania z sieci [9]. Powszechnie spotykany jest też brak poszanowania dla praw autorskich i dokonywanie plagiatów.

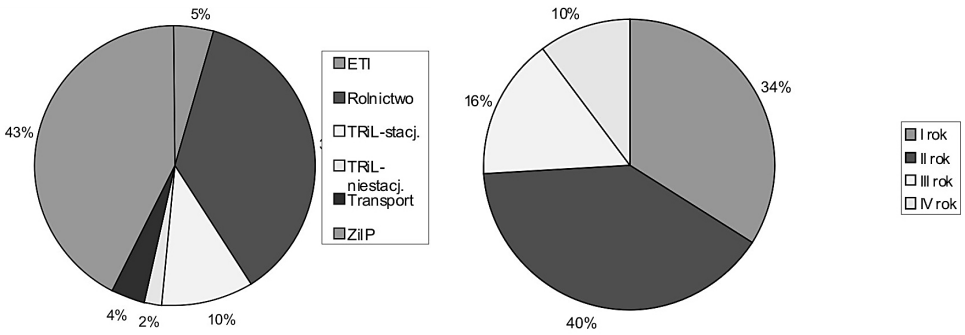
[1] Katedra Eksploatacji Maszyn i Zarządzania w Inżynierii Rolniczej, Uniwersytet Przyrodniczy w Lublinie, ul. Poniatowskiego 1, 20-060 Lublin:, e-mail: edmund.lorencowicz@up.lublin, e-mail:slawomir.kocira@up.lublin.pl

METODYKA BADAŃ

Celem przeprowadzonych badań była ocena przydatności internetu w trakcie studiów oraz zaangażowania nauczycieli akademickich w stosowanie technologii informacyjnych w procesie kształcenia. Ocenę oparto o opinie studentów zebrane w trakcie badań przeprowadzonych w latach 2010, 2011 i 2012 na przełomie roku na grupie od 300 do 400 studentów z Uniwersytetu Przyrodniczego w Lublinie oraz Państwowej Wyższej Szkoły Zawodowej w Chełmie [4, 5]. Badaniami ankietowymi objęto słuchaczy studiów pierwszego stopnia z kierunków inżynierskich: edukacja techniczno-informatyczna, rolnictwo, technika rolnicza i leśna, transport oraz zarządzanie i inżynieria produkcji. Ankieta zawierała pytania pogrupowane w trzy bloki dotyczące użytkowanego sprzętu komputerowego i sposobu jego wykorzystania; dostępu do internetu, rodzaju informacji i częstotliwości korzystania z zasobów internetowych oraz wykorzystania technologii informacyjnych przez studentów i nauczycieli akademickich w procesie kształcenia. Zebrane dane po weryfikacji i sprawdzeniu kompletności zestawiono w arkuszu Excel, za pomocą którego wykonano analizę.

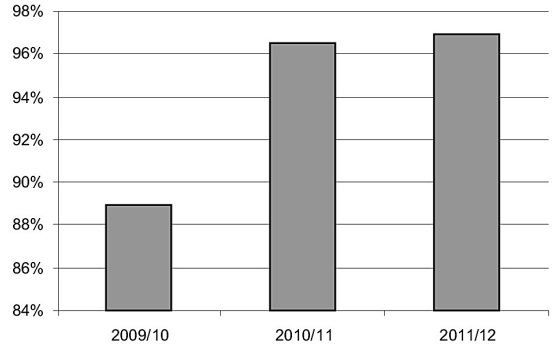
CHARAKTERYSTYKA BADANEJ POPULACJI

W badaniach prowadzonych w okresie 2009-2012 przeważali studenci z kierunku „zarządzanie i inżynieria produkcji" – 43% oraz „rolnictwo" – 36%. Najwięcej było studentów z drugiego – 40% i pierwszego roku studiów – 34%. Udział studentów studiów niestacjonarnych wynosił jedynie 2% (rys. 1).



Rys. 1. Struktura ankietowanych według kierunku i roku studiów
Fig. 1. Structure of surveyed students according course and year of study
Źródło: Badania własne

W latach badań wzrastała dostępność do internetu. W roku 2009/10 bezpośredni dostęp do internetu miało 84,9% ankietowanych a w roku 2011/12 już udział ten wynosił 96,5% (rys. 2).



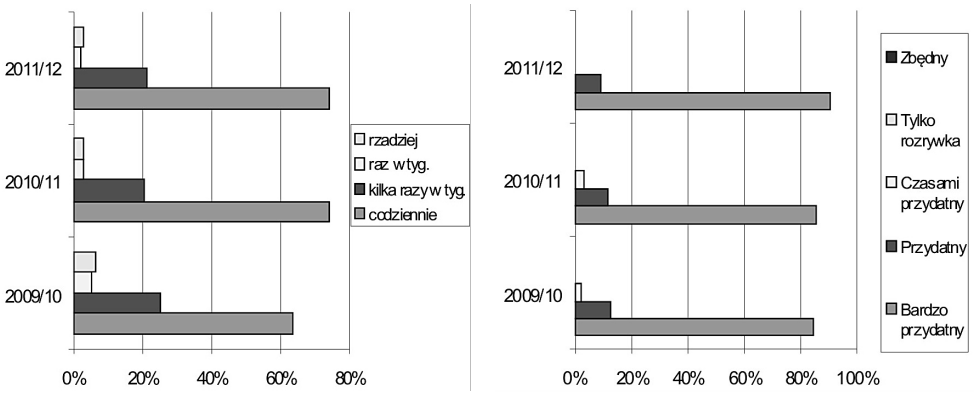
Rys. 2. Dostępność do internetu w badanych populacjach studentów
Fig. 2. Internet access in surveyed students population
Źródło: Badania własne

Należy też podkreślić fakt, że pomimo powszechności technologii informacyjnych nie każdy badany student dysponował własnym komputerem. W roku 2009/10 było to 18 studentów, którzy stanowili 6,3% populacji, w 2010/11 – 16 studentów (5%) a w ostatnim roku badań 17 studentów (4,3%). Byli to głównie studenci pierwszych lat i analiza wskazuje, że w kolejnych latach blisko 100% badanych dysponowało komputerami. Jest to zgodne z wynikami uzyskanymi w badaniach przeprowadzonych przez firmę Samsung Electronics, gdzie udział studentów nie posiadających komputera wahał się od 6 (duże miasta) do 9% (małe miasta) [7].

WYKORZYSTANIE INTERNETU

W kolejnych latach badań wzrastał udział osób korzystających z internetu codziennie z 63,5% w badaniach 2009/10 do 74,1% w roku 201/12 (rys.3). Kilka razy w tygodniu korzystało z internetu około 20% ankietowanych, a jedynie 4,8% raz w tygodniu lub rzadziej. Rozwój technologii i coraz powszechniejsza dostępność do sieci, m.in. poprzez telefony komórkowe powoduje, że zaczyna zacierać się różnica w częstotliwości i prawdopodobnie w najbliższym okresie studenci będą korzystać z internetu tak samo często jak z telefonów komórkowych, a jedynie nieliczne osoby będą unikać tej technologii. Nie stwierdzono przypadków nieskorzystania z internetu, choć jest to prawdopodobne i z innych badań wynika, że udział takich studentów wynosił 0,8% [9]. Można sądzić, że nie dotyczy to kierunków inżynierskich.

Już teraz 90,6% ankietowanych określiła wysoką przydatność internetu w studiowaniu a dodatkowo 8,8% stwierdziło, że jest przydatny. Pozostałe odpowiedzi deklarowały zgodność z określeniem „czasami przydatny" (rys.3). W pierwszej turze badań wskaźniki te były niższe o około 6%. Jeszcze trzy lata temu 0,4% pozytywnych odpowiedzi dotyczyło określenia „tylko rozrywka" lub „zbędny".



Rys. 3. Częstotliwość korzystania oraz ocena przydatności internetu
Fig. 3. Frequency of using and estimation of usefulness of internet
Źródło: Badania własne

Badani studenci w większości oceniają wielkość dostępnych w internecie zasobów związanych z kierunkiem studiów jako średnie lub duże. W latach badań udział tych odpowiedzi wzrósł o 3,7% z 89,4 do 93,1%. (tab.1). Odpowiedzi stwierdzające „brak" lub „nie wiem" wystąpiły tylko w ankietach studentów z pierwszego roku, co jest zrozumiałe gdyż dopiero rozpoczynali proces studiów i rozpoznawali szczegółowiej dziedzinę której dotyczą.

Tabela 1. Ocena zasobów internetu z dziedziny studiów (% odpowiedzi)
Table 1. Estimation of internet sources in study field (% of answers)

Rok badań	Duże	Średnie	Niewielkie	Brak	Nie wiem
2009/10	34,8%	54,6%	5,7%	0,9%	4,0%
2010/11	50,9%	41,3%	5,0%	0,4%	2,5%
2011/12	43,9%	49,3%	5,4%	0,0%	1,5%

Zasoby internetu wykorzystywane w procesie studiowania można podzielić na dwie grupy (tab.2).

Tabela 2. Rodzaje materiałów edukacyjnych i innych przydatnych na studiach pobierane z internetu (% odpowiedzi, możliwy wybór kilku odpowiedzi)
Table 2. Kind of education and other materials useful in study received from internet (% of answers, possible choose of few answer)

Rok badań	Informacje bieżąc	Harmonogram zajęć	Programy nauczania	Wyniki prac i egzaminów	Tezy wykładów	Tematy prac	Instrukcje ćwiczeń	Teksty źródłowe	Zagadnienia egzaminacyjne	Nie wiem
2009/10	63,9%	55,8%	23,9%	36,8%	15,8%	26,7%	20,7%	31,2%	26,7%	1,8%
2010/11	68,4%	64,1%	30,0%	47,5%	24,4%	32,8%	28,4%	36,6%	34,1%	2,2%
2011/12	66,8%	64,0%	30,7%	49,4%	21,2%	30,5%	33,2%	34,0%	31,7%	3,0%

Pierwszą stanowią zasoby (dane, informacje) organizacyjne, np. „informacje bieżące", „harmonogramy zajęć", „programy nauczania" czy „wyniki prac i egzaminów" z których korzysta od 31 do 67% ankietowanych. Druga grupa zasobów wiedzy dotyczy merytorycznie zakresu dziedziny i edukacji realizowanych na zajęciach. Zaliczyć można do niej: „tezy wykładów", „tematy prac", „instrukcje do ćwiczeń", „teksty źródłowe" i „zagadnienia egzaminacyjne". Z odpowiedzi wynika, że korzysta z nich od około 1/3 ankietowanych. Można więc stwierdzić, że badani studenci wykorzystują internet głównie w celu pozyskania podstawowych informacji organizacyjnych.

PRZESZKODY W WYKORZYSTANIU TECHNOLOGII INTERNETOWYCH

Nie zawsze studenci korzystają z internetu chętnie. Część ankietowanych wskazała na przeszkody wiązane z wykorzystaniem technologii internetowych. Wynikają one zarówno uwarunkowań zdrowotnych i socjalnych jak i poziomu zaangażowania oraz dostępności do nowych technologii. Wymienianych jest kilka ograniczeń wynikających z takich uwarunkowań, jak: - brak własnego komputera, - brak dostępu do internetu, - ograniczenia zdrowotne, - zmęczenie powodowane pracą na komputerze, - brak umiejętności wykorzystania komputera w nauce, - brak chęci korzystania z komputera, - izolacja od ludzi, - ograniczenia czasowe (tab.3).

Tabela 3. Przeszkody i ograniczenia w wykorzystaniu internetu i komputerów w studiowaniu (% odpowiedzi, możliwy wybór kilku odpowiedzi)

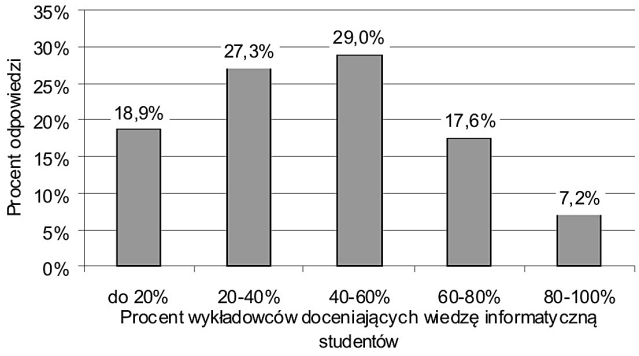
Table 3. Obstacles and limitation in internet and computer using during study (% of answers, possible choose of few answer)

Rok badań	Nie posiadam dostępu do komputera	Nie posiadam dostępu do internetu	Nie umiem korzystać z komputera w nauce	Nie mogę poświęcić dużo czasu na zdobywanie informacji w sieci	Nie lubię pracować na komputerze	Prac na komputerze szkodzi mojemu zdrowiu	Prac na komputerze mnie męczy	Praca na komputerze izoluje mnie od ludzi	Inne-jakie?
2009/10	1,9%	6,1%	2,7%	10,7%	12,3%	16,9%	22,6%	26,8%	0,0%
2010/11	1,4%	2,3%	0,9%	18,3%	14,2%	17,8%	18,7%	24,2%	2,3%
2011/12	2,2%	3,1%	1,5%	13,0%	8,4%	20,4%	23,5%	26,0%	1,9%

Wziąwszy pod uwagę fakt, że badani byli uczestnicy studiów inżynierskich, zaskakujące wydają się odpowiedzi: „nie umiem korzystać z komputera w nauce" – 1,5% odpowiedzi i „nie lubię pracować na komputerze" – 8,4% odpowiedzi. Uwzględniając dodatkowo fakt, że ponad 1/5 badanych określiła, że "praca na komputerze mnie męczy" można wnioskować, że respondenci ci po skończeniu studiów mogą mieć problemy w realizacji zadań inżynierskich w swoim przyszłym miejscu pracy.

OCENA ZAANGAŻOWANIA WYKŁADOWCÓW W STOSOWANIE TECHNOLOGII KOMPUTEROWYCH PRZEZ STUDENTÓW

Podczas badań określono również jak studenci oceniają działania wykładowców stymulujących korzystanie z technologii informacyjnych. Na pytanie „Jaki procent wykładowców docenia wiedze informatyczną studentów?" około 1/3 badanych stwierdziła, że udział wykładowców doceniających wiedzę informatyczną wynosi od 40 do 60% (rys.4).



Rys. 4. Ocena studentów dotycząca wykładowców (badania 2011/12)
Fig. 4. Students estimation according teachers activity
Źródło: Badania własne

Jednak jedynie 7,2% studentów twierdzi, że większość wykładowców (od 80 do 100%) docenia ich zaangażowanie w i umiejętności informatyczne. Prawie co piąty badany student stwierdził, że najwyżej 20% nauczycieli akademickich docenia ich umiejętności informatyczne.

PODSUMOWANIE

Badania z zakresu wykorzystania internetu prowadzone w latach 2009-2012 wykazały na dynamizm procesów zachodzących w środowisku studentów. Wzrasta udział studentów posiadających własne komputery oraz dostęp do internetu do poziomu 96% i należy się spodziewać, że w okresie najbliższych 2-3 lat wszyscy studenci będą korzystać z tych technologii. Występuje jednak zróżnicowanie w grupach z poszczególnych lat studiów zarówno pod względem wyposażenia i dostępności technologii informacyjnych, jak i świadomości i pozytywnej oceny dotyczącej przydatności tych technologii. Zróżnicowanie odpowiedzi w zależności od roku studiów potwierdzają także inne badania [10], w których zwrócono uwagę na fakt wzrostu wiedzy studentów w zakresie studiowanej dziedziny i możliwości wykorzystania komputerów.

Pomimo faktu, że w prowadzonych badaniach nie określano czasu spędzonego w internecie, a jedynie częstotliwość korzystania to należy sądzić, że podobnie jak w Polsce blisko 60% studentów spędza codziennie od 3 do nawet 7 godzin w internecie [8]. Aspekt ten powinie być ujęty w planowanej kolejnej turze badań.

Niektóre z podawanych odpowiedzi dotyczących ograniczeń w wykorzystaniu nowych technologii mogą sugerować nadmierne zaangażowanie w aktywność internetową czy korzystanie z komputera. Na przykład „zmęczenie", „izolacja od ludzi" czy też „problemy zdrowotne". Aspekt ten nie był uwzględniony w niniejszych badaniach. Można jednak stwierdzić na podstawie literatury [3], że problem taki istnieje i należało by go uwzględnić w kolejnych badaniach, tak samo jak zróżnicowanie wynikające z miejsca zamieszkania oraz płci respondenta.

PIŚMIENNICTWO

1. Batorski D. 2011. Korzystanie z technologii informacyjno-komunikacyjnych.[w] Czapiński J. (red.), Panek T. (red.). 2011. Diagnoza społeczna 2011. Warunki i jakość życia Polaków. Raport. s.299-327 [online], http://www.diagnoza.com/pliki/raporty/Diagnoza_raport_2011.pdf [22.05.2012].
2. Feiner J. 2003. Metodyczne aspekty wykorzystania technologii informacyjnej i Internetu w procesie edukacyjnym AGH [w:] Polskie doświadczenia w kształtowaniu społeczeństwa informacyjnego. [online], http://winntbg.bg.agh.edu.pl/skrypty/0037/cz4-r39.pdf [15.04.2009 r.]
3. Lis R. 2010. Problem nadmiernego zaangażowania studentów w aktywności internetowej. Postępy Nauki i Techniki, nr 4, s.12-22
4. Lorencowicz E. , Kocira S. 2010. Ocena wykorzystania technologii informacyjnych w procesie kształcenia studentów. Inżynieria Rolnicza, 7 (125), s.119-124
5. Lorencowicz E., Kocira S. 2009. Wykorzystanie komputerów i Internetu przez studentów studiów o profilu rolniczym. Inżynieria Rolnicza. Nr 9 (118). s. 121-129
6. Społeczeństwo informacyjne w Unii Europejskiej. 2008. [online], http://www.stat.gov.pl/cps/rde/xbcr/gus/PUBL_Spoleczenstwo_informacyjne_UE(1).pdf [23.05.2012].
7. Sprzęt IT wykorzystywany przez studentów w Polsce. 2009.[online], http://www.pcformat.pl/News-Sprzet-IT-wykorzystywany-przez-studentow-w-Polsce,n,4693 [08.03.2012]
8. Studenci godzinami przesiadują w Internecie. 2012. [online], http://media2.pl/internet/87539-Studenci-godzinami-przesiaduja-w-Internecie.html [08.03.2012].
9. Studenci i Internet. 2012. [online], http://www.edukatormedialny.pl/2012/02/studenci-i-internet.html [08.03.2012]
10. Walczyna A., Sawa M., Charłak M. 2007. Wpływ edukacji informatycznej na świadomość studentów kierunku zarządzanie i marketing w zakresie możliwości wspomagania komputerowego w zarządzaniu. Postępy Nauki i Techniki. Nr 1, s.120-128

THE ESTIMATION OF INTERNET USING BY STUDENTS OF ENGINEERING COURSES

Abstract

The aim of the study was to estimate the level of usability of internet by students from engineering courses. The investigation were provided in the years 2010-2012 on the groups of students basic on the questionnaires. Analysis showed that share of students which use internet grew up to about 90%. There are some limitation of internet using like low level of computer knowledge, lack of internet access points or personal abilities.

Key words: information technologies, internet, engineering education.

Miron Czerniec[1], Jerzy Kiełbiński , Jurij Czerniec[2]

METODA NA OSZACOWANIE WPŁYWU ZUŻYCIA NA WYTRZYMAŁOŚĆ STYKOWĄ ORAZ TRWAŁOŚĆ PRZEKŁADNI ŚLIMAKOWEJ ZE ŚLIMAKIEM ARCHIMEDESA

Streszczenie. Przedstawiono zmodyfikowaną metodę na oszacowanie wpływu zużycia zębów przekładni ślimakowej ze ślimakiem Archimedesa na wytrzymałość stykową oraz trwałość. Ustalono prawidłowość wpływu zużywania na badane parametry.

Slowa kluczowe: przekładnia ślimakowa ze ślimakiem Archimedesa, naciski stykowe, trwałość, zużycie, wpływ zużywania.

WPROWADZENIE

Przekładnie ślimakowe ze ślimakiem Archimedesa są szeroko stosowane w różnorodnych urządzeniach oraz sprzęcie. W zazębieniu powstaje tarcie ślizgowe, w wyniku którego występuję zużycie zębów koła ślimakowego. Dlatego też na etapie projektowania konieczne jest oszacowanie jego wpływu na nośność oraz trwałość przekładni. Jednak według znanych w literaturze metod oceny zużycia ściernego zębów przekładni ślimakowych [1 - 3] nie jest możliwe przeprowadzenie tego typu oszacowań. W oparciu o metodę obliczeniową badania kinetyki zużywania badanego typu przekładni [4] została opracowana zmodyfikowana metoda oszacowania wpływu zużycia zębów koła ślimakowego na zmianę warunków styku i, odpowiednio, na wytrzymałość stykową, promień krzywizny zębów oraz trwałość przykładni.

Oszacowanie zużycia liniowego

Odpowiednio [4] zużycie liniowe zębów koła ślimakowego w ciągu jednego obrotu oblicza się według wzoru

$$h'_{2j} = \frac{\nu_j t'_j \left(fp^{(w)}_{j\max} \right)^{m_2}}{C_2 \left(\tau_{s2} \right)^{m_2}} , \qquad (1)$$

[1] Instytut Technologicznych Systemów Informacyjnych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Lubelska.

[2] Dział Badań Naukowych, Państwowy Uniwersytet Pedagogiczny w Drohobyczu (Ukraina).

gdzie:

$t'_j = 2b_j / v_j$ – czas styku elementów zazębienia w *j*-tym punkcie na drodze tarcia o długości $2b_j$,

v_j – prędkość poślizgu w punkcie *j* zazębienia na wysokości zwojów ślimaka,

f – współczynnik tarcia ślizgowego,

C_2, m_2 – wskaźniki odporności na zużycie materiału koła ślimakowego w wybranej parze oraz warunkach zużywania określane w wyniku badań doświadczalnych,

$\tau_{s2} \approx 0{,}35R_{m2}$ – wytrzymałość doraźna na ścinanie materiału koła ślimakowego,

R_{m2} – wytrzymałość doraźna materiału koła ślimakowego na rozciąganie,

$2b_j^{(w)} = 2.256\sqrt{\Theta N' \rho_j / bw}$ – szerokość pola styku,

$p_{j\max}^{(w)} = 0{,}564\sqrt{N' / w\theta\rho_{2j} b}$ – maksymalne naciski stykowe obliczane według wzoru Hertza w zależności od liczby par zazębień *w* zębów koła ślimakowego ze zwojami ślimaka,

$$\theta = \left(1-\mu_1^2\right)/E_1 + \left(1-\mu_1^2\right)/E_2,$$

ν, E – odpowiednio współczynnik Poissone'a oraz moduł Younga materiałów przekładni,

ρ_{2j} – promień krzywizny zębów koła ślimakowego w punkcie *j* zazębienia,

b – szerokość koła ślimakowego,

N' – siła międzyzębna,

$$N' = \frac{2T}{d_1 \cos\alpha_{pxj} \sin(\gamma + \rho')}, \quad (2)$$

gdzie:

$T = 9550 \cdot 10^3 (N / n_1)$ – moment obrotowy przekazywany przez ślimak,

$\rho' = arctg\left(f / \cos\alpha\right)$ – kąt tarcia,

N – przekazywana moc,

n_1 – liczba obrotów ślimaka,

$\alpha = 20°$ – kąt zazębienia,

γ – kąt wzniesienia linii śrubowej zwojów ślimaka,

d_1 – średnica podziałowa ślimaka.

Promień krzywizny zębów koła ślimakowego:

$$\rho_{2j} = \left(\frac{d_2}{2}\sin\alpha_{xj} + e_{pAj}\right). \quad (3)$$

Współrzędna *x* będzie w granicach $x_A < x < x_B$. Odpowiednio $x_A = r_f + 0{,}2m$, $x_B = r_{a_1}$. Odcinek zazębienia $[x_A, x_B]$ należy rozdzielić proporcjonalnie na mniejsze odcinki: $x_A = j_A = j_1$, $x_2 = j_2$, $x_3 = j_3$, ..., $x_B = j_n = j_B$.

Parametry oraz zależności geometryczne przekładni ze ślimakiem Archimedesa:

$$r_{f_1} = 0,5\left(d_1 - 2h_{f_1}\right), \quad h_{f_1} = 1,2m \text{ (dla } \gamma \le 15^o\text{)},$$
$$h_{f_1} = 1,2m_n \text{ (dla } \gamma \rangle 15^o\text{)};$$
$$tg\gamma = mz_1 / d_1, \; d_1 = qm;$$
$$r_{a_1} = 0,5\left(d_1 + 2h_{a_1}\right), \quad h_{a_1} = m \text{ (dla } \gamma \le 15^o\text{)},$$
$$h_{a_1} = m_n \text{ (dla } \gamma \rangle 15^o\text{)};$$
$$r_2 = 0,5z_2 m, \; r_2 = 0,5d_2, \quad z_2 = uz_1, \; q = 2\left(1 + \sqrt{z_2}\right);$$
$$\alpha_{pxj} = arctg(-tg\alpha_{xj}), \; tg\alpha_{xj} = \frac{180}{\pi}\frac{mz_1}{2x},$$
$$e_{pAj} = \frac{r_1 - x}{\sin\alpha_{pxj}}, \; r_1 = 0,5d_1, \quad b = 2m\sqrt{q+1},$$

gdzie:

r_{f1} – promień okręgu wgłębień slimaka,
m – moduł osiowy zazębienia,
$m_n = m\cos\gamma$ – moduł normalny zazębienia,
z_1 – liczba zębów ślimaka,
q – wskaźnik średnicowy,
r_{a1} – promień koła występów zwojów ślimaka,
h_{a1} – wysokość głowy zwoju ślimaka,
d_2 – średnica podziałowa koła ślimakowego,
z_2 – liczba zębów koła ślimakowego,
u – liczba przełożenia przekładni,
e_{pA} – odległość punktu j od punktu przyporu.

Prędkość v_j poślizgu określa się zgodnie ze wzorem

$$\nu_j = \frac{\omega_1 x}{\cos\gamma_A}, \tag{4}$$

gdzie:

$tg\gamma_A = mz_1 / 2x$,
$\omega_1 = \pi n_1 / 30$ – prędkość kątowa ślimaka.

Wpływ zużywania zębów koła ślimakowego na promień krzywizny

Zmianę promieni krzywizny zebów koła ślimakowego w punktach j styku ustala się według wzoru:

$$\rho_{2jh} = \rho_{2j} + \lambda_h \sum^{n_2} h'_{2jn}, \tag{5}$$

gdzie:

λ_h – bezwymiarowy współczynnik wpływu zużywania,

h'_{2jh} – zużycie liniowe zębów koła ślimakowego (wg (1)) w ciągu pojedynczego współdziałania, które ulega zmianie w wyniku zmiany ρ_{jh}, t'_{jh}, $p_{jh\max}$,

n_2 – liczba obrotów koła ślimakowego.

Na skutek zwiększenia w każdym obrocie koła ślimakowego promieni krzywizny jego zębów ulegną zmniejszeniu maksymalne naciski stykowe oraz będzie zwiększać się pole styku

$$p_{jh\max} = 0{,}564\sqrt{N'/bw\theta\rho_{jh}}\,,\ 2b_{jh} = 2{,}256\sqrt{\theta N'\rho_{jh}/bw}\,. \tag{6}$$

W procesie rozwiązania numerycznego zagadnienia należy przeprowadzić pokrokowe obliczenie następujących parametrów: h'_{2jh}, ρ_{2jh}, ρ_{jh}, $p_{jh\max}$, $2b_{jh}$ t'_{jh}.

Jednak metoda pokrokowo-kumulacyjna wymaga znacznego czasu na przeprowadzenie obliczeń. W celu ich przyspieszenia opracowano metodę blokowo-kumulacyjną. Polega ona na tym, że w ciągu pewnej wybranej liczby obrotów n_2 koła ślimakowego (w ciągu bloku *B*) warunki współdzialania nie ulegają zmianie i odpowiedno pozostają stałe wielkości h'_{2j}, $\rho_{j\max}$, $2b_j$, t'_j. Tak więc w tym przypadku

$$\rho_{2\mathrm{jh}} = \rho_{2j} + \lambda_h \sum^{B} h'_{2jn}\,. \tag{6}$$

Zużycie zębów koła ślimakowego

W przypadku metod pokrokowo-kumulacyjnej oraz blokowo-kumulacyjnej sumaryczne zużycie h_{2jh} zębów koła ślimakowego ustala się następująco:

$$h_{2jn} = \sum_{1}^{n_{2*}} h'_{2jn}\,,\ h_{2jn} = \sum_{1}^{n_{2*}} h_{2jB}\,, \tag{7}$$

gdzie: $h_{2jB} = \sum h'_{2j}$ – zużycie zębów w ciągu bloku.

Trwałość przekładni ślimakowej

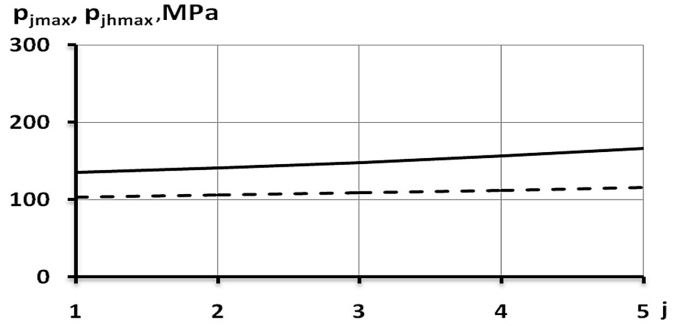
Trwałość przekładni przy zużyciu dopuszczalnym h_{2*}, które osiąga się przy liczbie obrotów n_{2*} koła ślimakowego, będzie

$$t^* = n_{2*}/60n_2\,. \tag{8}$$

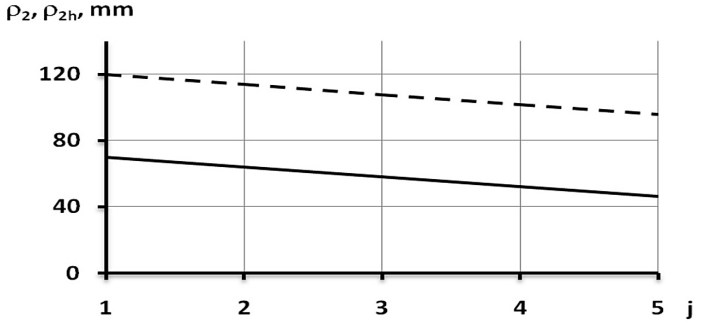
Analiza numeryczna zagadnienia

Numeryczne rozwiązanie zagadnienia przeprowadzono przy następujących danych: $N = 3,5$ kW, $n_1 = 1410$ obr/min, $m = 6$ mm, $z_1 = 2$, $u = 25,5$, $f = 0,05$, $q = 8$; ślimak-stal 45 hartowana (HRC 50), dla której $E_1 = 2,1 \times 10^5$ MPa, $\nu_1 = 0,3$; wieniec koła ślimakowego – brąz CuSn6Zn6Pb6, dla której $E_2 = 1,1 \times 10^5$ MPa, $\nu_2 = 0,34$ $C_2 = 7,6 \times 10^6$, $m_2 = 0,88$; $\tau_{s2} = 75$ MPa; punkty styku: $j = 1$ (x = 18 mm), $j =$ 2 (x = 20 mm), $j = 3$ (x = 20 mm), $j = 4$ (x = 24 mm), $j = 5$ (x = 26 mm); $h_{2*} =$ 0.5 mm; λ_h = 100; $B = 10(\pi n_1/30u) = 33177$ obrotów; występuje zazębienie dwuparowe.

Wyniki obliczeń są podane na rys. 1 – 6 (linia ciągła – stałe warunki kontaktu, linia kreskowa – zmienne warunki na skutek zmiany promieni krzywizny przy zużyciu).



Rys. 1. Maksymalne naciski stykowe w zazębieniu



Rys. 2. Zmiana promieni krzywizny przy zużyciu dopuszczalnym $h_{2*} = 0,5$ mm zębów koła ślimakowego

Analiza rys. 1 świadczy, że przy uwzględnieniu zużycia zębów maksymalne naciski stykowe $p_{jh\,\max}$ maleją: na wejściu w zazębienie w 1,31 razy, na wyjciu z niego – w 1,43 razy. W wyniku zużycia zębów ich promienie krzywizny $\rho_{2\,jh}$ po-

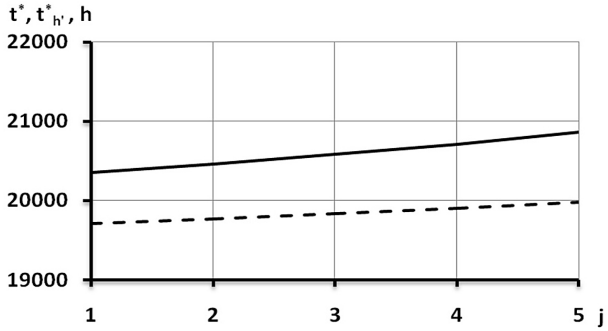
większają się (rys. 2), co powoduje obniżenie $p_{jh\,\max}$.

Zużycie liniowe zębów w ciągu godziny pracy przekładni podano na rysunku 3. W przypadku stałych warunków kontaktu zużycie $\overline{h}_{2j}$ będzie nieco mniejsze od zużycia $\overline{h}_{2jh}$ przy ulegających zmianie warunkach kontaktu.

Predstawione na rys. 3 wyniki pokazują, że droga tarcia w pojędynczym współdziałaniu zęba ze zwojem ślimaka ulega zmianie podczas zużywania zębów. Przy czym $2b_{jh} \rangle 2b_j$ (rys. 4). Wzrost drogi tarcia $2b_{jh}$ powoduje wzrost czasu zużywania $t'_{jh} = 2b_{jh} / v_0$. We wzorze (1) wzrost t'_{jh} będzie miał większy wpływ nieżeli obniżenie $p_{jh\,\max}$.

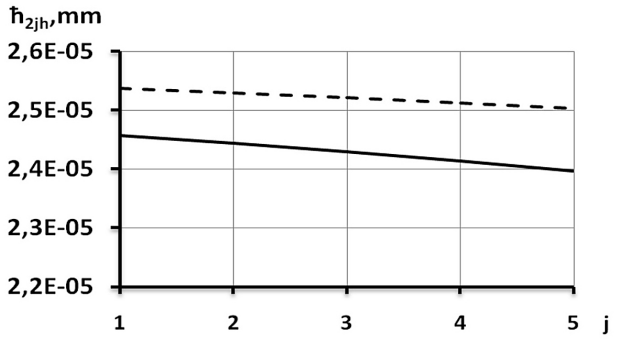
Trwałość t^*_h przekładni z uwzględnieniem zużywania zębów koła ślimakowego będzie nieco mniejsza (o ≈ 3,5%) jak w przypadku stalych warunków pracy (rys. 5). Minimalna trwałość zębów występuję na wejściu w zazębienie.

Przędkość poślizgu w zazębieniu pozostaje bez zmian bez względu na warunki kontaktu (rys. 6) ulegając powiększeniu od wejścia do wyjścia z zazębienia.

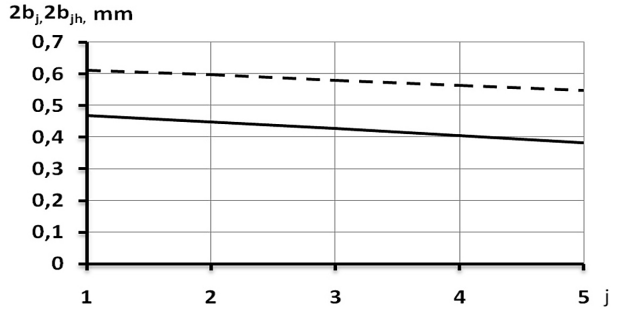


Rys. 5. Trwałość przekładni ślimakowej przy zużyciu dopuszczałnym $h_{2*} = 0{,}5$ mm zębów

Rys. 6. Prędkość poślizgu w poszczególnych punktach zazębienia



Rys. 3. Zużycie liniowe zębów koła ślimakowego: linia ciągła – w ciągu 1-go bloku obrotów, linia kreskowa – w ciągu ostatniego bloku



Rys. 4. Wartość pola styku elementów zazębienia prekładni w wybranych punktach

WNOSKI

Na podstawie opracowanej metody został przebadany wpływ zużywania zębów koła ślimakowego tak na parametry styku jak na trwałość przekładni. Wykazano, że przy tym nośność przekładni znacznie podwyższa się, natomiast jej trwałość nie zwiększa się, a nieco maleje.

BIBLIOGRAFIA

1. Sharif K.J., Evans H.P., Snidle R.W., Barnett D., Egorov I.M.: Effekt of elastohydrodynamic film thickness on a wear model for worm gears. IMechE, Vol. 220, 2006, Part J: J. Engineering Tribology, p. 295 – 306.
2. Sharif K.J., Evans H.P., Snidle R.W.: Prediction of the wear pattern in worm gears. Wear, Vol.261, 2006, p. 666 – 673.
3. Sabiniak H. G.: Obciążalność i trwałość przekładni ślimakowych. Wydawnictwa Politechniki Łódzkiej, Łódź, 2007.
4. Czerniec M., Kiełbiński J.: Metoda badania kinetyki zużywania przekładni ślimakowej ze ślimakiem Archimedesa. Tribologia 2009, nr 3, 31-40.

THE WEAR INFLUENCE ASSESSMENT METHOD ON CONTACT STRENGTH AND DURABILITY OF WORM GEAR WITH ARCHIMEDEAN WORM

Summary

The modified wear influence assessment method of worm gears with Archimedean worm on contact strength and durability has been filed. The regularities of wear influence on the investigated parameters have been established.

Key words: worm gear with Archimedean worm, contact pressures, durability, wear, wear influence.