MECHANIKA										
W	Y	D	A	W	N	1	С	Т	W	0

CZASOPISMO
TECHNICZNETECHNICAL
TRANSACTIONS3-M/2012
ZESZYT 8
ROK 109
LSSUE 8
EAR 109

POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

MECHANICS

MECHANIKA



Przewodniczący Kolegium Redakcyjnego Wydawnictwa Politechniki Krakowskiej azior Chairman of the Cracow University of Technology Press Editorial Board

Przewodniczący Kolegium Redakcyjnego Wydawnictw Naukowych

> Architektura Budownictwo Chemia Elektrotechnika Informatyka

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

Mechanika Nauki Podstawowe Środowisko Rafał Palej ntoni Ostoja-Gajewski Stanisław Kandefer Architecture

Chairman of the Editorial Board

Civil Engineering Chemistry Electrical Engineering Computer Science and Information Systems Mechanics Fundamental Sciences Environmental Engineering

Sekretarz Sekcji Dorota Sapek Section Editor

©Copyright by Politechnika Krakowska Kraków 2012

CZASOPISMO TECHNICAL TECHNICZNE TRANSACTIONS

Wersją pierwotną Czasopisma Technicznego jest wersja on-line

ISSN 0011-4561 ISSN 1897-6328

Wydawnictwo jest rejestrowane w bazie danych BazTech **http://baztech.icm.edu.pl**

The CUT Press is registered in the database BazTech **http://baztech.icm.edu.pl**

Wydawnictwo PK, ul. Skarżyńskiego 1, 31-866 Kraków tel.: 12 628 37 25; fax: 12 628 37 60 e-mail: wydawnictwo@pk.edu.pl Adres do korespondencji: ul. Warszawska 24 31-155 Kraków

Projekt okładki: Jerzy Stefan

Druk i oprawę wykonano w Dziale Poligrafii Politechniki Krakowskiej Ark. wyd. 15. Ark. druk. 19 Podpisano do druku: 17.07.2012 Zam. 155/12 Nakład 150 egz 3-M/2012 ZESZYT 8 ROK 109 ISSUE 8 YEAR 109

MECHANICS

CZASOPISMO TECHNICZNE TECHNICAL TRANSACTIONS

MECHANIKA

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ 3-M/2012 ZESZYT 8 ROK 109 ISSUE 8 YEAR 109

CEZARY SZCZEPANIAK*

O POWSTANIU KIERUNKÓW KSZTAŁCENIA W SPECJALNOŚCIACH Z DZIEDZINY POJAZDÓW W UCZELNIACH AKADEMICKICH W POLSCE W LATACH 1946–1970

Historia, którą tu opisuję, dotyczy jednego kierunku kształcenia realizowanego na wydziałach mechanicznych polskich uczelni technicznych po drugiej wojnie światowej. Podjęcie się pisania historii powstania i rozwoju kierunku kształcenia w specjalnościach z dziedziny pojazdów nie było przypadkowe, a uzasadnienie tego wyboru będzie przewijało się w całym niniejszym tekście. W tym miejscu pragnę przytoczyć jedynie pewne prawdy, które decydowały o tym, że zdecydowałem się opisać historię tego kierunku studiów.

Kształcenie w specjalnościach z dziedziny pojazdów stanowiło jedną z pierwszych aktywności dydaktycznych technicznych uczelni krajowych podjętych po drugiej wojnie światowej. Kształcenie inżynierów tej specjalności miało istotny wpływ na rozwój wielu dziedzin współczesnego życia kraju.

Studiowanie na specjalności samochody już od początków jej istnienia cieszyło się wielką popularnością. Popularność ta nie zmniejszała się z biegiem lat. Wytłumaczenie tego zjawiska nie należy upatrywać tylko z ekonomicznego punktu widzenia. Różne względy, czasem mało racjonalne, decydowały o podjęciu takich studiów.

Patrząc na zjawisko popularności studiów o samochodach z dzisiejszego punktu widzenia, można powołać się na pracę pt. *Fenomen samochodu* prezentowaną na kongresie FISITA w Paryżu w 1998 r. W polskiej wersji opublikowano tę pracę w książce C. Szczepaniak *Motoryzacja na przełomie epok* PWN S.A. Warszawa 2000 r.

W pracy tej przedstawiono różne związki człowieka z samochodem. Związki te w różnych regionach świata mają inne odcienie. Jednak wspólną cechą dla wielu z nich jest to, że uzasadnienie ich występowania wykracza poza sferę dowodów racjonalnych. W tym zjawisku można także upatrywać tej wielkiej popularności, jaką cieszy się specjalność samochody i ciągniki wśród kandydatów na studentów w czasach minionych i obecnych.

^{*} Prof. dr hab. inż. Cezary Szczepaniak, em. prof. zw., Instytut Pojazdów, Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Politechnika Łódzka. Honorowy Przewodniczący Polskiego Towarzystwa Naukowego Motoryzacji.

Drugą prawdą, o której warto wspomnieć, to wielkie zapotrzebowanie na absolwentów kierunku pojazdów, szczególnie dostrzegalne w pierwszych latach odbudowy kraju po drugiej wojnie światowej.

Aby przybliżyć Czytelnikowi, szczególnie młodszych generacji, sytuację przemysłu samochodowego w Polsce po wojnie przytacza się pewne fakty, pozostawiając je bez komentarza. Należy pamiętać, że Polska, tak jak inne kraje bloku Związku Radzieckiego, była oddzielona od świata żelazną kurtyną.

Przemysł produkcji samochodów w trzy lata po wojnie w 1948 r. przekazał swoje pierwsze kompletne wyroby w postaci samochodów ciężarowych "Star 20", a Fabryka Samochodów Ciężarowych stała się pierwszą samodzielnie produkującą samochody ciężarowe na potrzeby kraju. Oprócz tej fabryki produkującej pojazd na podstawie samodzielnie opracowanej konstrukcji, w latach 40. i początku lat 50. istniały różne mniejsze lub większe warsztaty (często jeszcze prywatne), w których składano z części wojskowych pojazdów różne kompozycje samochodów o oryginalnej konstrukcji.

Z biegiem lat zmienia się polityka państwa, co powoduje likwidację prywatnych warsztatów. Powstaje Fabryka Samochodów Osobowych w Warszawie jako dar ZSSR. Ofiarowana fabryka ma produkować samochód osobowy M-20 – Warszawa, będący modelem wytwórni Ford z lat 30.

W 1955 roku budowany jest w FSO w konspiracyjnych warunkach pierwszy prototyp samochodu osobowego własnej konstrukcji – Syrena. W latach 50. istnieją różne wytwórnie samochodów przeznaczonych do wykonania określonych zadań. Fabryka autobusów w Sanoku podejmuje swoje pierwsze rozwiązanie autobusu średniej wielkości.

W tym ruchu inicjatyw przemysłowych istnieje w kraju duża sieć różnej wielkości zakładów naprawczych cywilnych i wojskowych. Zakłady te, oprócz zadań związanych ściśle z naprawami, budują pojazdy, które powstają z "niczego".

Problemy technologii napraw i regeneracji części, oprócz tematów wykładów z teorii i konstrukcji pojazdów, stanowią przedmioty wykładane w uczelniach wyższych w ramach specjalności samochody i ciągniki.

Jakkolwiek celem tego opracowania nie jest przedstawienie historii rozwoju przemysłu w Polsce w okresie PRL, to jednak podanie krótkiego zarysu tej historii umożliwi zrozumienie faktu, że przez całe lata tego okresu zainteresowanie studiami na specjalności samochody i ciągniki (nazwa oficjalna) było bardzo duże i stanowiło atrakcję dla ubiegających się o indeks politechniki.

W dalszym ciągu wypada poświęcić jeszcze kilka słów zdarzeniom historii rozwoju przemysłu motoryzacyjnego, bowiem nie maleje dynamizm jego rozwoju. Powstają nowe fabryki: Samochodów Ciężarowych w Lublinie, Nadwozi Samochodowych w Nysie, montowanie autobusów na podstawie konstrukcji autobusów Karocza (Škoda) w Jelczu. Następuje zalegalizowanie produkcji samochodu Syrena. Taka sytuacja panuje do końca lat 60.

W tym czasie następują już widoczne skutki rozmów prowadzonych z Fiatem. Późniejsze lata to okres zakupów licencyjnych do produkcji różnych wyrobów, jednak można sądzić, że przemysł motoryzacyjny dominuje w swojej aktywności zdobywania licencji na produkcję kompletnych wyrobów – całych pojazdów. Nie tylko Włosi są kolejnymi dawcami "tanich" zakupów licencyjnych, są to również Francuzi i Anglicy.

W latach 70. ubiegłego wieku działania na rzecz nabywania nowych licencji powodują, że powstają nowe liczne fabryki produkujące na rzecz przemysłu motoryzacyjnego. Można stwierdzić, że pod koniec lat 80. przemysł samochodowy stanowił duży potencjał gospodarczy. Rozwój gospodarki kraju, a przemysłu produkcji samochodów ciągników szczególnie, przez zakupy licencyjne miało także negatywne skutki. Zamiera twórcza działalność rodzimego przemysłu nad opracowaniem własnych konstrukcji. Wszystkich większych i mniejszych władców przemysłu pochłaniają wyłącznie sprawy związane z wprowadzaniem technologii licencyjnych, zwłaszcza, że prace te niosą dodatkowe atrakcje finansowe. Rozwój własnych rozwiązań konstrukcyjnych zamiera. Ten okres istnienia władzy ludowej stanowiłyby ciekawy materiał badawczy od strony socjologii społecznej.

W okresie, o którym pisano powyżej, zainteresowanie studiami na specjalizacjach samochodowych nie malało, pomimo że już wiele politechnik krajowych podejmowało kształcenie w takim kierunku.

Wszelkie zależności i sprzężenia zwrotne, jakie występowały pomiędzy procesami produkcyjnymi przemysłu samochodowego a procesami kształcenia inżynierów, magistrów inżynierów w ramach różnych specjalności, szczególnie jednak specjalności samochody i ciągniki miały zasadniczy wpływ na rozwój tego przemysłu. Odbijały się również pozytywnymi refleksami na uczelniach nie tylko w procesach dydaktycznych, lecz również w pracach badawczych, gdzie problematyka była często związana z rozwojem produkcji danego zakładu.

W różnych latach po drugiej wojnie światowej powstawały na uczelniach krajowych katedry związane w swojej działalności dydaktycznej i naukowej z tematyką pojazdów. Od czasu powstania tych katedr do chwili obecnej istnieje ciągłość w ich działaniu. Ciągłości tej nie zakłóciła wymuszona w 1970 r. reorganizacja struktur wewnętrznych uczelni, sprowadzona do likwidacji tych jednostek podstawowych, jakimi były katedry i łączenie ich w większe jednostki zwane instytutami. Ta reorganizacja miała poważne podteksty polityczne. W instytutach teraz zwanych "instytutami uczelnianymi" tematyka badawcza w obszarach związanych z motoryzacją pozostała, a praca dydaktyczna nie zmieniła swojej orientacji. W latach 90. następuje dezintegracja instytutów w uczelniach i powrót do starej struktury.

Pomimo tych różnych zawirowań, które następowały w życiu uczelni akademickich, dzisiaj już czwarte pokolenie objęło kierownictwo w jednostkach uczelnianych. Zachowanie ciągłości kierownictwa przez pokolenia wychowane w uczelniach kraju świadczą o sile oraz uzasadnionym ich istnieniu w życiu akademickim, naukowym oraz przemysłowym kraju.

W tym krótkim szkicu historycznym przedstawieni zostaną jedynie twórcy pierwszych katedr samochodowych, które powstały w uczelniach politechnicznych po drugiej wojnie światowej. Ludzie Ci przyczynili się bezpośrednio do powstania pierwszych ognisk naukowych prowadzących również działalność dydaktyczną w specjalnościach związanych z budową pojazdów. Działalność twórcza i organizacyjna pierwszych kierowników katedr była podstawą rozwoju ich wychowanków i następców. To pozwala na stwierdzenie, że przy zachowaniu ciągłości w istnieniu jednostek uczelnianych związanych z motoryzacją już kolejne pokolenia obejmują kierownictwo tych jednostek uczelnianych – katedr czy instytutów.

Pierwsze katedry pojazdów powstały w uczelniach Łodzi, Warszawy, Gdańska, Krakowa, Wrocławia. One dały początek temu, co dzisiaj uważamy za istnienie kierunków specjalności nauczania inżynierów pojazdów. Kolejne ośrodki akademickie rozwijały te kierunki, opierając się na ludziach wykształconych w tych pierwszych uczelniach.

Poniżej przedstawiono profesorów, twórców pierwszych katedr pojazdów, którzy podjęli działalność naukową i dydaktyczną w obszarach specjalności budowy pojazdów samochodowych. Lista ułożona jest alfabetycznie w stosunku do nazw politechnik, w których profesorowie Ci podejmowali działalność po drugiej wojnie światowej. Prof. Mieczysław Dębicki (1905–1977) Politechnika Gdańska

W 1945 r. zostaje powołany na Kierownika Katedry Budowy Pojazdów Mechanicznych, którą będzie kierował przez wiele lat.

Prof. dr inż. Władysław Rubczyński (1884–1962) Politechnika Krakowska

W 1945 r. zostaje powołany na stanowisko Kierownika Katedry Pojazdów Mechanicznych w AGH. W 1953 r. Katedrę tę przeniesiono do PK, zmieniając nazwę na Katedrę Budowy Samochodów i Ciągników.

Prof. M. Nosowicz (1901–1969) Politechnika Krakowska

Związany z organizacją zaplecza technicznego motoryzacji i organizacją transportu samochodowego. Działał jako Dziekan Wydziału Mechanicznego PK i następnie jako prorektor tej uczelni.

Prof. Jerzy Werner (1909–1977) Politechnika Łódzka

W 1949 roku zostaje powołany na stanowisko Kierownika Katedry Budowy Samochodów na Wydziale Mechanicznym. Po roku 1970 zostaje mianowany Kierownikiem Instytutu Pojazdów PŁ.

Prof. dr inż. Kazimierz Studziński (1903-1979) Politechnika Warszawska

W 1947 roku zostaje powołany na stanowisko Kierownika Katedry Budowy Samochodów na Wydziale Mechanicznym PW. Po połączeniu Szkoły Inżynierskiej z PW w 1953 r. powstaje Wydział Samochodów i Ciągników. Profesor obejmuje kierownictwo zespołowej Katedry Samochodów.

Prof. Adam Ryszard Minchejmer (1907–1950) Politechnika Warszawska

Profesor był obok prof. K. Studzińskiego widoczną postacią w procesie nauczania i działalności naukowej w tych pierwszych latach kształcenia w Katedrze Budowy Samochodów, kierował Zakładem Budowy Samochodów.

Prof. Edward Habich (1905–1987) Politechnika Warszawska

Już w maju 1945 r. rozpoczął wykłady w Szkole im. H. Wawelberga i J. Rotwalda w Warszawie. We Wrześniu 1951r. objął kierownictwo Katedry Ciągników i Pojazdów Specjalnych w PW.

Prof. Jerzy Teissere (1902–1988) Politechnika Wrocławska

W 1948 r. powraca do kraju. Tworzy w PWr. Wydział Lotniczy, gdzie zostaje jego pierwszym Dziekanem. Po przeniesieniu wydziału do Warszawy przenosi się na Wydział Mechanizacji Rolnictwa, gdzie tworzy a następnie kieruje Zakładem Nadwozi i Ustrojów Nośnych.

6

Prezentowane opracowanie ma "ocalić od zapomnienia" ludzi, twórców, uczonych, którzy swoje zawodowe życie poświęcili działalności na rzecz nowoczesnej dziedziny – motoryzacji. Ma przypomnieć i utrwalić pamięć o początkach rozwoju nauki o motoryzacji w Polsce. Być może będzie inspiracją do uzupełnienia historii od roku 1970 do czasów aktualnych XXI wieku.

Czytelnicy, którzy chcieliby uzupełnić swoją wiedzę o większa liczbę faktów z opisanego tu okresu historii, mogą to uczynić zapoznając się z publikacją pt "Kolegium Placówek Dydaktyczno-Naukowych Specjalności Pojazdy i Silniki Spalinowe" Wydawnictwo Naukowe DWN Kraków 2007 r.

Opracowanie artykułu ukazało się w Forum Akademickim nr 7–8 2012 roku.

MECHANIKA CZASOPISMO TECHNICZNE TECHNICAL TRANSACTIONS MECHANICS

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ 3-M/2012 ZESZYT 8 ROK 109 ISSUE 8 YEAR 109

JÓZEF STRUSKI, MAREK S. KOWALSKI*

ANALIZA KINEMATYKI CZTEROWAHACZOWEGO ZAWIESZENIA KÓŁ KIEROWANYCH ZA POMOCĄ UKŁADÓW RÓWNAŃ WIĘZÓW GEOMETRYCZNYCH O RÓŻNEJ STRUKTURZE

ANALYSIS OF KINEMATICS' MULTI-LINK SUSPENSION OF STEERED WHEELS BY MEANS OF SET EQUATION OF GEOMETRICAL CONSTRAINS WITH DIFFERENT STRUCTURE

Streszczenie

W badaniach właściwości kinematycznych i dynamicznych złożonych układów mechanicznych wykorzystywane są wyniki eksperymentów numerycznych. Wymagana jest minimalizacja czasu rozwiązywania różnych zagadnień z tego zakresu. W opracowaniu wykazano, że spełnienie tego warunku jest możliwe przez zmianę struktury więzów geometrycznych mechanizmu wielowahaczowego zawieszenia kół.

Słowa kluczowe: zawieszenie wielowahaczowe, kinematyka, metoda perturbacji

Abstract

In research of the kinematic and dynamic properties of compound mechanical set-ups, results of numerical experiments are used. It is required to minimize the calculation time of various problems in the domain. In the current paper it is demonstrated, that fulfilling of this demand is possible by the change of the geometrical constraint's structure of the multi-link wheel suspension system.

Keywords: multi-link suspension, kinematics, perturbation method

^{*} Dr hab. inż. Józef Struski, dr inż. Marek S. Kowalski, Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

W teoretycznych zagadnieniach z zakresu kinematyki układy prowadzenia kół kierowanych względem nadwozia reprezentowane są przez mechanizmy przestrzenne o dwóch stopniach ruchliwości. Struktura tych mechanizmów jest różnorodna. Różne metody stosowane są do rozwiązywania ich kinematyki [3]. W przypadku analizy zawieszeń kół McPhersona i na dwóch wahaczach poprzecznych stosowana jest najczęściej metoda macierzowa [8].

Układy nielinowych równań więzów geometrycznych, nakładających ograniczenia na ruch względny poszczególnych członów mechanizmów zawieszeń wielowahaczowych, zapisywane są w postaci skalarnej [4] lub wektorowej [7]. Układy tych równań najczęściej rozwiązywane są za pomocą metod numerycznych. Mogą być również rozwiązywane z wykorzystaniem metody perturbacji [1]. Metoda perturbacji umożliwia wyznaczenie rozwiązań nieliniowych równań więzów geometrycznych w postaci szeregów liczbowych.

W opracowaniach [2, 5, 6] z zakresu zawieszeń kół kierowanych analizowane są najczęściej charakterystyki kinematyczne, stanowiące przekroje charakterystyk przestrzennych. Są to przeważnie zależności pomiędzy względną zmianą rozstawu oraz kątami pochylenia i skrętu koła a stopniami ruchliwości, z których jeden ma wartość ustaloną. Taka analiza jest niemiarodajna, ponieważ w przestrzeni ruchów resorowania koła może wystąpić osobliwość mechanizmu.

W zagadnieniach z zakresu syntezy zawieszeń, modelowania dynamiki samochodu, pożądana jest minimalizacja czasu przeprowadzanych eksperymentów numerycznych. W związku z tym bardzo ważny jest dobór metody rozwiązywania kinematyki wymienionych mechanizmów.

Synteza zawieszeń kół składa się z kilku etapów. W pierwszej kolejności należy opracować strukturę mechanizmu zawieszenia, następnie wyznacza się jego parametry geometryczne – współrzędne przegubów łączących wahacze z nadwoziem i ze zwrotnicą lub wspornikiem koła, których położenie w przestrzeni ruchów resorowania przyporządkowane jest konstrukcyjnej konfiguracji zawieszenia. Proces syntezy mechanizmów zawieszeń kół kierowanych jest realizowany przy jednoczesnej zmianie dwóch parametrów. Tymi parametrami najczęściej są pionowe przemieszczenie środka koła i przesunięcie listwy zębatej przekładni kierowniczej [7].

Badanie właściwości dynamicznych projektowanych samochodów możliwe jest za pomocą ich modeli matematycznych o wielu stopniach swobody. W modelach tych uwzględnione są mechanizmy zawieszeń o różnej strukturze.

2. Zakres i cel pracy

W opracowaniu zostaną przedstawione dwa sposoby rozwiązywania kinematyki mechanizmu wielowahaczowego zawieszenia kół kierowanych o dwóch stopniach ruchliwości za pomocą metody perturbacji [1]. W pierwszym sposobie układ 17 równań więzów geometrycznych, nakładających ograniczenia na względne przemieszczenia poszczególnych członów mechanizmów zawieszenia, zapisany zostanie w postaci skalarnej. W drugim sposobie układ 5 równań – w formie wektorowej.

Zasadniczym celem opracowania będzie wyznaczenie przestrzennych charakterystyk kinematycznych czterowahaczowego mechanizmu zawieszenia kół kierowanych. W opra-

cowaniu zostanie podana ilościowa zależność pomiędzy efektywnym czasem obliczeń numerycznych a strukturą więzów geometrycznych przedmiotowego mechanizmu.

3. Struktura mechanizmu wielowahaczowego zawieszenia kół kierowanych

Na rysunku pokazany jest schemat mechanizmu czterowahaczowego zawieszenia kół kierowanych. Punkty B_1 , B_2 , B_4 , B_5 są środkami przegubów kulowych, łączących wahacz ze zwrotnicą koła. Punkt B_3 jest środkiem przegubu kulowego, łączącego skrajny drążek mechanizmu zwrotniczego z ramieniem zwrotnicy.



Rys. 1. Schemat mechanizmu czterowahaczowego zawieszenia kół kierowanych

Fig. 1. Schematics of the four-link steered wheel suspension system

Punkty A₁, A₂, A₄, A₅ są środkami przegubów kulowych, którymi zastąpiono przeguby metalowo-gumowe, łączące wahacze z nadwoziem. Punkt A₃ jest środkiem przegubu kulowego, łączącego drążek skrajny mechanizmu zwrotniczego z listwą zębatą przekładni kierowniczej. Dolny wahacz przedni, reprezentowany na rysunku przez łącznik A₁B₁, połączony jest ze stabilizatorem w punkcie W₁. Z wahaczem tym w punkcie C₁ połączona jest kolumna teleskopowa, podpierająca nadwozie w punkcie A₆. Punktami B₆ i B₇ zaznaczono oś obrotu koła.

Układy współrzędnych $\{N\}$, $\{O_1\}$ są układami sztywno związanymi odpowiednio z nadwoziem i zwrotnicą koła.

4. Równania więzów geometrycznych rozważanego mechanizmu

Równania więzów geometrycznych mechanizmu zawieszenia, pokazanego na rysunku, można zapisać w postaci układów 17 lub 5 nieliniowych równań algebraicznych. W pierwszym sposobie równania wyrażają kwadraty odległości charakterystycznych punktów mechanizmu:

$$\begin{cases} \mathbf{r}_{A_{j}B_{j}}^{T} \mathbf{r}_{A_{j}B_{j}} = l_{j}^{2}, & \text{dla } j = (1)5 \\ \mathbf{r}_{B_{j}B_{k}}^{T} \mathbf{r}_{B_{j}B_{k}} = l_{jk}^{2}, & \text{dla } \begin{cases} j = 1 \ i \ k = (2)5 \\ j = 2 \ i \ k = (3)5 \\ j = (1)5 \ i \ k = 7 \end{cases}$$
(1)

W powyższym układzie równań parametrami zadawanymi są współrzędne q_3 punktu $O_1(q_1, q_2, q_3)$ i przesunięcie listwy zębatej u_z , dodawane do współrzędnej y_{A3} punktu $A_3(x_{A3}, y_{A3} + u_z, z_{A3})$. Przy danych parametrach q_3 i u_z z układu (1) wyznaczane są współrzędne punktów $B_j(x_{Bj}, y_{Bj}, z_{Bj})$, dla j = (1)5 oraz q_1 i q_2 punktu O_1 .

W drugim sposobie równania wyrażają kwadraty długości wektorów o początkach i końcach, odpowiednio, w punktach A_i , B_j , dla j = (1)5 zapisane w formie:

$$\left(\mathbf{r}_{\text{NO1.N}} + \mathbf{A}_{\text{NO1}}\mathbf{r}_{\text{O1B}\,j.\text{O1}} - \mathbf{r}_{\text{NA}\,j.\text{N}}\right)^{T} \left(\mathbf{r}_{\text{NO1.N}} + \mathbf{A}_{\text{NO1}}\mathbf{r}_{\text{O1B}\,j.\text{O1}} - \mathbf{r}_{\text{NA}\,j.\text{N}}\right) = l_{j}^{2}$$

$$dla \ j = l(5)$$
(2)

gdzie:

$$\mathbf{A}_{\mathrm{NO1}} = \mathbf{A}_{\gamma} \mathbf{A}_{\beta} \mathbf{A}_{\alpha} = \begin{bmatrix} c\gamma & -s\gamma & 0\\ s\gamma & c\gamma & 0\\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} c\beta & 0 & s\beta\\ 0 & 1 & 0\\ -s\beta & 0 & c\beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0\\ 0 & c\alpha & -s\alpha\\ 0 & s\alpha & c\alpha \end{bmatrix}$$
(3)

jest macierzą obrotu $\{O_1\}$ względem $\{N\}$. Natomiast:

$$l_j^2 = \mathbf{r}_{\mathrm{A}\,j\mathrm{B}\,j.\mathrm{N}}^T \mathbf{r}_{\mathrm{A}\,j\mathrm{B}\,j.\mathrm{N}}$$

Przy wymienionych już zadawanych parametrach q_3 i u_z z układu (1) obliczane są współrzędne q_1 i q_2 środka koła $O_1(q_1, q_2, q_3)$ oraz kąty rotacji { O_1 } względem {N}: α, β, γ .

W celu zapewnienia równoważności zakresu obliczeń algorytmów opracowanych na podstawie układów równań (1) i (2) konieczne jest wyznaczenie kątów rotacji $\{O_1\}$: α , β , γ względem $\{N\}$. Zatem układ równań (1) musi być uzupełniony o obliczenia wymienionych kątów.

Po obliczeniu współrzędnych punktów O_i , i $B_j (j = (1)5)$ można utworzyć trzy wektory \mathbf{r}_{OIBj} dla $j \in \{1, 2, 3, 4, 5\}$. Dla każdego z tych wektorów spełnione jest równanie macierzowe

$$\mathbf{r}_{\text{O1B}\,j.\text{O1}} = \mathbf{A}_{\text{O1N}} \mathbf{r}_{\text{O1B}\,j.\text{N}} \tag{4}$$

gdzie:

 $\mathbf{r}_{O1B\,j.O1}$ - wektor w {O₁}, $\mathbf{r}_{O1B\,j.N}$ - wektor w {N},

$$\mathbf{A}_{\text{O1.N}} = \mathbf{A}_{\text{NO1}}^{T} = \begin{bmatrix} c\beta c\gamma & c\beta s\gamma & -s\beta \\ s\alpha s\beta c\gamma - c\alpha s\gamma & s\alpha s\beta s\gamma + c\alpha c\gamma & s\alpha c\beta \\ c\alpha s\beta c\gamma + s\alpha s\gamma & c\alpha s\beta s\gamma - s\alpha c\gamma & c\alpha c\beta \end{bmatrix}$$

Oznaczając współrzędne wektorów:

$$\mathbf{r}_{\text{O1B}\,j.\text{O1}} = \begin{bmatrix} x_{bj} & y_{bj} & z_{bj} \end{bmatrix}^T$$
$$\mathbf{r}_{\text{O1B}\,j.\text{N}} = \begin{bmatrix} x_{jb} & y_{jb} & z_{jb} \end{bmatrix}^T$$

i przyjmując j = n, m, v, na podstawie (4), otrzymuje się:

$$\begin{aligned} x_{bn} &= (x_{nb}c\gamma + y_{nb}s\gamma)c\beta - z_{nb}s\beta \\ x_{bm} &= (x_{mb}c\gamma + y_{mb}s\gamma)c\beta - z_{mb}s\beta \\ x_{bv} &= (x_{vb}c\gamma + y_{vb}s\gamma)c\beta - z_{vb}s\beta \end{aligned}$$
(5)

Z układu równań (5) obliczane są kąty rotacji β i γ . W celu obliczenia kąta rotacji a wy-korzystano równanie:

$$y_{bv} = (x_{vb}s\beta c\gamma)s\alpha - (x_{vb}s\gamma)c\alpha + (y_{vb}s\beta s\gamma)s\alpha + (y_{vb}c\gamma)c\alpha + (z_{vb}c\beta)s\alpha$$
(6)

Następnie, mając kąty rotacji {N} względem {O_1}, obliczono współrzędne wektora $\mathbf{r}_{\rm B6B7.N}$:

$$\mathbf{r}_{\rm B6B7.N} = \mathbf{A}_{\rm N01} \mathbf{r}_{\rm B6B7.01} \tag{7}$$

wektor jednostkowy $\mathbf{e}_k = [e_{kx} \quad e_{ky} \quad e_{kz}]$ na osi obrotu koła oraz kąty skrętu i pochylenia koła:

$$\delta_{k} = -\arctan\left(\frac{e_{kx}}{e_{ky}}\right) \tag{8}$$

$$\gamma_k = -\arcsin\left(e_{kz}\right) \tag{9}$$

Obliczenie kątów δ_k i γ_k w obu algorytmach jest analogiczne.

5. Rozwiązywanie układów równań więzów geometrycznych mechanizmu zawieszenia

Rozwiązanie układów równań (1) i (2) uzyskano za pomocą metody perturbacji [1]. W odniesieniu do układu równań przestępnych (2) funkcje trygonometryczne rozwinięto w szeregi trygonometryczne:

$$\sin(x_0 + x) = \sin x_0 + x \cos x_0 - \frac{x^2 \sin x_0}{2}$$
(10)

$$f_{jN}(q_1, q_2, \alpha, \beta, \gamma) + f_{jL}(q_1, q_2, \alpha, \beta, \gamma) = 0,$$
(11)

i otrzymano układ równań, który można zapisać w ogólnej formie:

$$f_i(q_1, q_2, \alpha, \beta, \gamma) = 0, \quad j = (1)5$$
 (12)

Równania układu (12) rozdzielono na części nieliniowe i liniowe:

$$f_{jN}(q_1, q_2, \alpha, \beta, \gamma) + f_{jL}(q_1, q_2, \alpha, \beta, \gamma) = 0, \quad j = (1)5.$$
(13)

Części nieliniowe tych równań pomnożono przez parametr perturbacyjny ε i otrzymano układ równań pomocniczych:

$$g_j(\varepsilon, q_1, q_2, \alpha, \beta, \gamma) = \varepsilon f_{jN} + f_{jL}, \quad j = (1)5$$
(14)

Dla $\varepsilon = 1$ układy równań (13) i (14) są identyczne, natomiast dla $\varepsilon = 0$ układ (13) utworzony jest tylko z równań liniowych.

Założono, że rozwiązaniami układu (14) są szeregi liczbowe:

$$q_{1} = \sum_{i=0}^{m} \varepsilon^{i} q_{1i}, \quad q_{2} = \sum_{i=0}^{m} \varepsilon^{i} q_{2i}$$

$$\alpha = \sum_{i=0}^{m} \varepsilon^{i} \alpha_{i}, \quad \beta = \sum_{i=0}^{m} \varepsilon^{i} \beta_{i}, \quad \gamma = \sum_{i=0}^{m} \varepsilon^{i} \gamma_{i}$$

$$(15)$$

Po podstawieniu (15) do (14) otrzymuje się:

$$g_j(\varepsilon, q_1(\varepsilon), q_2(\varepsilon), \alpha(\varepsilon), \beta(\varepsilon), \gamma(\varepsilon)) = 0, \ j = (1)5$$
 (16)

Układ równań (16) rozwinięto w szeregi względem potęg ε:

$$\sum_{i=0}^{2} \varepsilon^{i} g_{ji} = 0, \ j = (1)5$$
(17)

Następnie rozwiązano liniowe układy równań $g_{ji} = 0$, najpierw dla i = 0, potem dla i = 1, 2. Otrzymano rozwiązania, które można zapisać w ogólnej postaci:

14

15

$$q_{1} = \sum_{i=0}^{2} q_{1i}, \quad q_{2} = \sum_{i=0}^{2} q_{2i},$$

$$\alpha = \sum_{i=0}^{2} \alpha_{i}, \quad \beta = \sum_{i=0}^{2} \beta_{i}, \quad \gamma = \sum_{i=0}^{2} \gamma_{i}.$$
(18)

Układ równań (1) rozwiązano w analogiczny sposób.

6. Przykład liczbowy

Położeniu konstrukcyjnemu mechanizmu zawieszenia pokazanego na rysunku 1 przyporządkowano charakterystyczne punkty, których wartości współrzędnych w mm podano poniżej:

A ₁ (132,1, 347,4, -93,8),	A ₂ (-245,3, 379,0, -114,3)
A ₃ (-88,05, 385,61, 280,92),	$A_{4}(138,74,431,18389,65)$
A ₅ (6,47, 400,47, 381,42),	
B ₁ (29,0, 697,0, -98,2),	B ₂ (-23,7, 693,3, -132,5)
B ₃ (-140,3, 619,7, 284,0),	$B_{4}^{2}(9,3,675,3,389,0)$
B ₅ (-24,0, 642,0, 387,0),	-
B ₆ (-0,2, 650,0, 0,5),	B ₇ (0,0, 750,0, 0,0).
· · · · · · · · · · · · · · · · · · ·	· (0) / 11 1

Rozwiązania układów równań (1) i (2) wyznaczano dla zadawanych parametrów wejściowych q_3 i u_z z tym samym krokiem równym 0,5 mm. Porównywalne rozwiązania wymienionych układów przy tym kroku uzyskano prawie takie same.

Na rysunkach 2 i 3 przedstawiono podstawowe charakterystyki kinematyczne kątów skrętu i pochylenia koła oraz podano czas obliczeń numerycznych.



Rys. 2. Zależność kąta skrętu koła – δ_k od pionowego przemieszczenia jego środka – q_3 i przesunięcia listwy zębatej – u_z . Czas obliczeń dla układu równań (1) = 516,02 s, czas obliczeń dla układu równań (2) = 15132,94 s

Fig. 2. Dependence of steering angle $-\delta_k$ on the vertical displacement of the wheel centre $-q_3$ and on the displacement of the rack $-u_z$. Computation time for set of equation (1) = 516.02 s; computation time for set of equation (2) = 15132.94 s



Rys. 3. Zależność kąta pochylenia koła – δ_k od pionowego przemieszczenia jego środka – q_3 i przesunięcia listwy zębatej – u_z . Czas obliczeń dla układu równań (1) = 516,02 s, czas obliczeń dla układu równań (2) = 15132,94 s

Fig. 3. Dependence of camber angle $-\delta_k$ on the vertical displacement of the wheel centre $-q_3$ and on the displacement of the rack $-u_z$. Computation time for set of equation (1) = 516.02 s; computation time for set of equation (2) = 15132.94 s



Rys. 4. Charakterystyka kątów skrętu i pochylenia koła przy $u_z = 0$. Czas obliczeń dla układu równań (1) = 2,276 s, czas obliczeń dla układu równań (2) = 45,216 s

Fig. 4. Steering angle and wheel camber characteristics, $u_z = 0$. Computation time for set of equation (1) = 2.276 s; computation time for set of equation (2) = 45.216 s



Rys. 5. Charakterystyka kątów skrętu i pochylenia koła przy $q_3 = 0$. Czas obliczeń dla układu równań (1) = 2,184 s, czas obliczeń dla układu równań (2) = 46,334 s

Fig. 5. Steering angle and wheel camber characteristics, $q_3 = 0$. Computation time for set of equation (1) = 2.184 s; Computation time for set of equation (2) = 46.334 s

7. Zakończenie

Dla mechanizmu wielowahaczowego zawieszenia kół kierowanych układy równań więzów geometrycznych podano w dwóch strukturalnie różnych postaciach – skalarnej i wektorowej. Układ równań wektorowych utworzony jest z równań przestępnych. Rozwiązanie ich możliwe było po uprzednim rozwinięciu funkcji trygonometrycznych w szeregi potęgowe (10) i (11).

Z uwagi na wymaganą pamięć operacyjną komputera dla algorytmu programu obliczeniowego z równaniami wektorowymi możliwe było uzyskanie rozwiązań w postaci szeregów liczbowych, zawierających po trzy wyrazy (18). Liczba wyrazów w szeregach potęgowych, stanowiących rozwiązania równań, determinuje wielkości przyrostów parametrów wejściowych (stopni ruchliwości).

Rozwiązaniami układu (1) są szeregi liczbowe, zawierające po 10 wyrazów.

Do obliczeń wykorzystano komputer z dwurdzeniowym procesorem Intel Core i5 M430 2,27 GHz i pamięcią operacyjną 4 MB. Czasy obliczeń numerycznych przeprowadzonych za pomocą programów własnych w środowisku Matlab, zawierających 5 i 17 równań, dla takich samych zagadnień z zakresu kinematyki zawieszenia znacznie się różnią. Czas obliczeń dla algorytmu z 5 równaniami jest wielokrotnie większy.

Prezentowane wyniki badań, zrealizowane w ramach tematu nr M-4/370/DS/2012, zostały sfinansowane z dotacji na naukę przyznanej przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.

Literatura

- [1] Grzyb A., On a Perturbation Method for the Analysis of the Kinetostatics of Mechanisms, Akademie Verlag ZAMM, 2 angew, Math. Mech., 72,6 T615-T618, 1992.
- [2] G ó r a M., Analiza kinematyczna wielowahaczowych mechanizmów zawieszeń samochodów, rozprawa doktorska, Wydział Mechaniczny Politechniki Krakowskiej, Kraków 2008.
- [3] K n a p c z y k J., Metody analizy wielowahaczowych zawieszeń kół samochodu, Interkonmot 98, "Teka Komisji Naukowo Problemowej Motoryzacji Krakowskiego Oddziału PAN", z. 16, Kraków 1998, 19-29.
- [4] K o w a l s k i M.S., Optymalizacja wymiarowa wybranych mechanizmów wielowahaczowych zawieszeń samochodów, rozprawa doktorska, Wydział Mechaniczny Politechniki Krakowskiej, Kraków 2005.
- [5] Matschinsky W., Die Radführungen die Straßenfanrzeuge, Verlag TUV Rheinland, Koln 1987.
- [6] Reimpell J., Podwozia samochodów. Podstawy konstrukcji, WKŁ, Warszawa 1997.
- [7] Struski J., Wach W., Multidimensional Optimization of the Steered Wheel Multi-link Suspension System, SAE-Paper 2007-01-0849.2007, World Congress Detroit, Michigan 2007.
- [8] Struski J., Quasi-statyczne modelowanie sterowności samochodów, Monografia 144, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 1993.

MECHANIKA CZASOPISMO TECHNICZNE TECHNICAL TRANSACTIONS MECHANICS

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ 3-M/2012 ZESZYT 8 ROK 109 ISSUE 8 YEAR 109

ZBIGNIEW LOZIA*

MODELE SYMULACYJNE RUCHU I DYNAMIKI DWÓCH POJAZDÓW UPRZYWILEJOWANYCH

VEHICLE DYNAMICS SIMULATION MODELS OF TWO EMERGENCY VEHICLES

Streszczenie

W artykule przedstawiono dwa modele symulacyjne ruchu dwuosiowych pojazdów wykorzystywanych przez polską policję: samochodu osobowego i samochodu towarowo-osobowego o dopuszczalnej masie całkowitej nie większej niż 3,5 tony. Modele te będą wykorzystane w budowanym przez ETC-PZL AI symulatorze jazdy samochodem. Będą pracowały w czasie rzeczywistym. Nie mogą zatem być zbyt skomplikowane, gdyż wraz ze wzrostem złożoności modelu rośnie czas obliczeń oraz liczba niezbędnych danych charakteryzujących modelowany obiekt rzeczywisty. Z drugiej strony, zbyt proste modele mogą nie odzwierciedlać wszystkich własności obiektów rzeczywistych, istotnych dla zastosowań budowanego symulatora.

Słowa kluczowe: model, symulator jazdy samochodem, symulacja

Abstract

This paper presents two vehicle dynamics simulation models of biaxial vehicles used by Polish Police: car and cargo-passenger car with a weight of not more than 3.5 tons. These models will be used in built by ETC-PZL AI driving simulator. It will work in real time. They can't, therefore, be too complex, because the increase in the complexity of the model increases the computation time and the number of necessary data characterizing the actual object modeled. On the other hand, too simple models may not reflect all the properties of real objects, essential for applications of built simulator.

Keywords: model, driving simulator, simulation

^{*} Prof. dr hab. inż. Zbigniew Lozia, Zakład Eksploatacji i Utrzymania Pojazdów, Wydział Transportu, Politechnika Warszawska.

1. Wstęp

Prezentowane w pracy dwa modele ruchu i dynamiki dwuosiowych pojazdów odpowiadają wykorzystywanym przez polską policję samochodom: osobowej KIA Ceed SW i towarowo-osobowemu Fiatowi Ducato. Modele te będą wykorzystane w budowanym przez zleceniodawcę (ETC-PZL AI) symulatorze jazdy samochodem. Będą pracowały w czasie rzeczywistym, co, uwzględniwszy czas konieczny na wymianę danych między blokami całego programu symulacyjnego oraz czas synchronizacji symulowanych procesów równoległych, oznacza faktycznie wymóg pracy w czasie krótszym (i to nawet wielokrotnie) niż czas rzeczywisty. Budowane modele nie mogą zatem być zbyt skomplikowane, gdyż ze wzrostem złożoności modelu rośnie czas obliczeń oraz liczba niezbędnych danych charakteryzujących modelowany obiekt rzeczywisty. Z drugiej strony, zbyt proste modele mogą nie odzwierciedlać wszystkich własności obiektów rzeczywistych, istotnych dla zastosowań budowanego symulatora. Trudno dla nich uzyskać zgodność z wynikami badań eksperymentalnych, charakteryzujących zachowanie się obiektów rzeczywistych w typowych sytuacjach – testach zalecanych przez ISO.

Autor wykorzystał swe wieloletnie doświadczenie w budowie modeli i programów symulacyjnych ruchu i dynamiki pojazdów kołowych, starając się już na wstępie prac przyjąć stosowne założenia upraszczające oraz zaproponować strukturę modeli fizycznych (fizykalnych), które spełnią przedstawione powyżej dwa przeciwstawne wymogi. Wykorzystał modele częściowe opisujące ruch podstawowy pojazdu, jego zaburzenia oraz model współpracy koła ogumionego z nawierzchnia drogi.

2. Modele fizyczne pojazdów i stosowane zestawy układów współrzędnych

2.1. Założenia upraszczające

Poniżej wymieniono główne założenia upraszczające, przyjęte w trakcie budowy modeli fizycznych ruchu pojazdów dwuosiowych.

- 1. Analizowany jest przede wszystkim ruch podstawowy pojazdu, reprezentowany przez współrzędne położenia bryły nadwozia i ich pochodne.
- Rozpatrywane są także wybrane zaburzenia związane z ruchem samochodu po nierównej nawierzchni drogi i zjawiskami zachodzącymi w kontakcie kierowanych kół ogumionych z podłożem.
- Zakres częstotliwości zmian wielkości charakteryzujących wspomniane wyżej ruchy ogranicza się do przedziału 0–20 Hz.
- 4. Pojazd traktowany jest jako zbiór brył sztywnych i punktów materialnych połączonych elementami wodzącymi, sprężystymi i tłumiącymi. Pomijane są względne ruchy pasażerów, kierowcy, ładunku i zespołu napędowego z silnikiem. Elementy te wchodzą w skład bryły sztywnej obrazującej kadłub pojazdu nadwozie.
- 5. Nadwozie ma podłużną płaszczyznę symetrii.
- 6. Główne wymuszenia pochodzą od kierowcy, oddziaływującego na mechanizmy sterowania pojazdem i w ten sposób zmieniającego kąt obrotu kierownicy, siłę nacisku na pedał hamulca, stopień otwarcia przepustnicy, czy też ogólniej: mechanizm sterowania układem zasilania silnika.

- 7. Nawierzchnia drogi jest nieodkształcalna. Dopuszcza się pochylenie wzdłużne i boczne drogi oraz jej nierówności.
- 8. Pojazd oddziałuje na podłoże przez podatne koła ogumione (pneumatyki).

2.2. Modele fizyczne pojazdów

Samochód KIA Ceed SW (rys. 1) ma przednie zawieszenie typu McPherson ze stabilizatorem przechyłu bocznego. Jest ono (wraz z elementami układu kierowniczego) mocowane do ramy pomocniczej, a razem z nią do bryły nadwozia pojazdu. Zawieszenia koła lewego i prawego tylnego są niezależne od siebie (poza sprzężeniem przez stabilizator przechyłu bocznego). Składają się z elementu sprężystego (sprężyny śrubowej), amortyzatora, dwóch wahaczy poprzecznych, wahacza wzdłużnego i pomocniczego. Obie strony zawieszenia są w części mocowane do wytłoczki stalowej pełniącej rolę ramy pomocniczej.

Samochód Fiat Ducato (rys. 2) ma przednie zawieszenie typu McPherson ze stabilizatorem przechyłu bocznego. Zawieszenie przednie wraz z elementami układu kierowniczego jest mocowane do ramy pomocniczej i z nią do bryły nadwozia pojazdu. Zawieszenie tylne jest zależnym z elementami sprężystymi w postaci resorów piórowych i podatnych ograniczników ruchu uginania. Zastosowano w nim także amortyzatory i stabilizator przechyłu bocznego. Cechą charakterystyczną tego zawieszenia zależnego jest długa i lekka belka osi tylnej, co w znacznym stopniu ogranicza sprzężenie ruchów roboczych lewej i prawej strony. Główną rolę sprzęgająca odgrywa stabilizator przechyłu bocznego.



Rys. 1. Samochód KIA Ceed SW wykorzystywany przez policję [35] Fig. 1. Car KIA Ceed SW used by the Police [35]



Rys. 2. Samochód Fiat Ducato wykorzystywany przez policję [36]

Fig. 2. Car Fiat Ducato used by the Police [36]

Na podstawie przedstawionego opisu zawieszeń obu modelowanych pojazdów można zauważyć pewne podobieństwo ich własności. Zawieszenia przednie są zawieszeniami niezależnymi typu McPherson ze stabilizatorami przechyłu bocznego. Zawieszenie tylne samochodu osobowego jest niezależne a samochodu towarowo-osobowego zależne.

Na rysunku 3 przedstawiono model fizyczny samochodu dwuosiowego z niezależnym zawieszeniem przednim i tylnym, wraz z przyjętymi układami współrzędnych. Na rys. 4 pokazano analogiczny model fizyczny samochodu dwuosiowego z niezależnym zawieszeniem przednim i zależnym tylnym. Aby nie komplikować zbytnio obu rysunków, nie zaznaczono na nich stabilizatorów przechyłów bocznych zawieszenia przedniego i tylnego oraz sposobu realizacji napędu kół jezdnych. Rysunki te są podstawą definiowania układów współrzędnych oraz obrazuje sens fizyczny wielkości (współrzędnych uogólnionych) przyjętych do opisu ruchu modeli.



Rys. 3. Model fizyczny samochodu dwuosiowego z niezależnym zawieszeniem przednim i tylnym, wraz z przyjętymi układami współrzędnych

Fig. 3. Physical model of a biaxial car with independent front and rear suspension along with assumed coordinate systems

2.3. Własności inercyjne modelowanych pojazdów

Model dwuosiowego samochodu osobowego przedstawiony na rys. 3 składa się z 9 elementów masowych:

- bryły nadwozia (traktowanej jako bryła sztywna),
- 4 punktów materialnych: O₁, O₂, O₃ i O₄, w których skupiono tzw. masy nieresorowane pojazdu, w tym koła jezdne w ruchu postępowym,
- 4 wirujących kół jezdnych (wyłącznie ruch obrotowy).
 Model dwuosiowego samochodu towarowo-osobowego przedstawiony na rys. 4 składa

się z 8 elementów masowych:

- bryły nadwozia (traktowanej jako bryła sztywna),
- 2 punktów materialnych: O₁ i O₂, w których skupiono tzw. masy nieresorowane przednie, w tym koła jezdne w ruchu postępowym,
- belki osi tylnej wraz z kołami jezdnymi (traktowanej jako bryła sztywna; jest ona wykorzystywana w opisie ruchu postępowego wzdłuż osi $O_{c}\zeta_{c}$ i kątowego wokół osi $O_{g}\xi_{R}$),
- 4 wirujących kół jezdnych (wyłącznie ruch obrotowy).



Rys. 4. Model fizyczny samochodu dwuosiowego z niezależnym zawieszeniem przednim i zależnym tylnym, wraz z przyjętymi układami współrzędnych

Fig. 4. Physical model of a biaxial car with independent front suspension and dependent rear suspension, along with assumed co-ordinate systems

2.4. Przyjęte układy współrzędnych i transformacje między nimi

W celu jednoznacznego określenia położenia bryły sztywnej w przestrzeni należy podać sześć odpowiednich współrzędnych, ma ona bowiem sześć stopni swobody. Ogólny ruch bryły jest złożeniem (superpozycją) dwóch szczególnych przypadków: ruchu postępowego wybranego punktu (bieguna) i kulistego, w którym biegun jest jego środkiem. Jeżeli model składa się z kilku brył, to należy przyjąć taki zbiór układów współrzędnych, aby możliwy był opis ruchu postępowego i kulistego każdej z brył oddzielnie. Jeden z układów jest traktowany jako reprezentatywny dla całego modelu. Ułatwia to opis podstawowego ruchu obiektu. Jeżeli model składa się ze zróżnicowanych co do masy i gabarytów brył sztywnych, to niekiedy wygodnie jest przyjąć ruch największej bryły jako charakteryzujący cały obiekt. Do opisu zaburzeń ruchu podstawowego można wykorzystywać położenie mniejszych brył względem większych.

Przyjęto następujące układy współrzędnych (rys. 3 i 4) [12-14, 21]:

- Oxyz układ inercjalny, związany z drogą; osie Ox i Oy są poziome, pionowa oś Oz jest skierowana do góry;
- $O_c x_c y_c z_c$ układ nieinercjalny o osiach równoległych odpowiednio do osi Ox, Oy i Oz oraz początku w środku masy bryły nadwozia O_c ;
- układy sztywno związane z bryłami sztywnymi modelu: bryłą nadwozia $(O_c \xi_c \eta_c \zeta_c)$, bryłą belki osi tylnej $(O_B \xi_B \eta_B \zeta_B)$ i czterema kołami jezdnymi $(O_1 \xi_1 \eta_1 \zeta_1, O_2 \xi_2 \eta_2 \zeta_2, O_3 \xi_3 \eta_3 \zeta_3, O_4 \xi_4 \eta_4 \zeta_4)$;
- układy pomocnicze, ułatwiające określenie macierzy transformacyjnych.

Do opisu ruchu postępowego brył i punktów materialnych modelu wykorzystywane jest położenie środków mas wymienionych brył $(O_c, O_g, O_1, O_2, O_3, O_4)$.

Osie $O_i \xi_i$, $O_i \eta_i$, $O_i \zeta_i$ (*i* = *C*, *B*, 1, 2, 3, 4) są traktowane jako główne centralne osie bezwładności odpowiednich brył sztywnych.

Ruch kulisty bryły nadwozia względem bieguna O_c opisano, wykorzystując "kąty samolotowe" [12–14, 21], zwane też "quasi-Eulerowskimi" [12–14, 21], "okrętowymi" [28], "Cardana" lub "Bryanta" [1]. Nazwy kątów przyjęto za autorami prac [12, 21]:

- kąt odchylenia Ψ_c (obrót wokół osi $O_c \zeta_c$),
- kąt przechyłu wzdłużnego (pochylenia) ϕ_c (obrót wokół osi $O_c \eta_c$),
- kąt przechyłu bocznego ϑ_c (obrót wokół osi $O_c \xi_c$).

Kolejność obrotów przyjęto zgodnie z kolejnością ich wymieniania.

Osie kolejnych obrotów są traktowane jako główne centralne osie bezwładności bryły nadwozia. Odchodzi się zatem od koncepcji opisu, wykorzystującego pojęcie osi przechyłu bocznego pojazdu (np. [10, 24]). Podobne podejście można znaleźć w pracach [19, 22, 23, 31, 33]. W przypadku zawieszeń zależnych przyjmuje się, że przechył boczny bryły tylnego mostu następuje wokół wzdłużnej głównej centralnej osi bezwładności tej bryły $O_B \xi_B$. Pomija się zatem niewielkie ruchy poprzeczne tej bryły wynikające z faktu, że rzeczywista oś przechyłu bocznego jest położona w kierunku $O_1 \zeta_1$, pomiędzy punktami mocowania elementu sprężystego [12].

3. Równania ruchu

Równania ruchu wyprowadzono wykorzystując równania Lagrange'a II rodzaju (np. [11]). Wcześniej przyjęto 14 następujących współrzędnych uogólnionych:

a) dla modelu dwuosiowego samochodu osobowego przedstawionego na rys. 3

 $q_1 = x_{OC}$, $q_2 = y_{OC}$, $q_3 = z_{OC}$ – współrzędne określające położenie środka O_C masy bryły nadwozia w inercjalnym układzie odniesienia Oxyz;

 $q_4 = \Psi_C$, $q_5 = \Phi_C$, $q_6 = \vartheta_C$ – współrzędne opisujące ruch kulisty bryły nadwozia względem jej środka masy O_C ; są to kąty quasi-Eulerowskie (samolotowe) – kąt odchylenia, przechyłu wzdłużnego i bocznego;

 $q_7 = \zeta_{CO1}$, $q_8 = \zeta_{CO2}$, $q_9 = \zeta_{CO3}$, $q_{10} = \zeta_{CO4}$ – współrzędne opisujące ruch punktów O_1 , O_2 , O_3 , O_4 względem bryły nadwozia w kierunku $O_C \zeta_C$ układu $O_C \xi_C \eta_C \zeta_C$; do tych punktów redukowane są "masy nieresorowane" zawieszenia;

 $q_{11} = \varphi_1, q_{12} = \varphi_2, q_{13} = \varphi_3, q_{14} = \varphi_4 - kąty obrotu kół jezdnych (odpowiednio: przedniego lewego i prawego, tylnego lewego i prawego).$

b) dla modelu dwuosiowego samochodu towarowo-osobowego przedstawionego na rys. 4 q₁-q₈ – jak dla przypadku a;
 q₉ = ζ_{COB} – współrzędna opisująca ruch środka O_B masy bryły belki osi tylnej względem bryły nadwozia, odbywa się on w kierunku O_Cζ_C układu O_Cξ_Cη_Cζ_C;
 q₁₀ = ϑ_B – kąt przechyłu bocznego bryły belki osi tylnej względem bryły nadwozia;
 q₁₁-q₁₄ – jak dla przypadku a.

4. Wykorzystanie koncepcji modeli częściowych

Ważnym krokiem wpływającym na sposób budowy i wykorzystania modeli pojazdów jest podział na tzw. modele częściowe, z których komponuje się model pełny. Taki sposób podejścia do modelowania ułatwia ponadto wprowadzanie ewentualnych uproszczeń w strukturze modeli matematycznych. Wykorzystano wnioski i doświadczenia przedstawione w pracach [13, 14, 26, 27, 29, 34].

Dla pojazdu dwuosiowego wyróżniono trzy modele częściowe (patrz także [13, 14, 16-18]):

model częściowy 1 (rys. 5) opisuje podstawowy ruch pojazdu: trajektorię ruchu środka masy O_c bryły nadwozia na płaszczyźnie poziomej Oxy (współrzędne x_{oc}, y_{oc}) oraz kąt odchylenia (współrzędna ψ_c – obrót wokół osi O_cζ_c układu O_cξ_cη_cζ_c sztywno związanego z bryłą nadwozia);



Rys. 5. Model częściowy 1, opisuje podstawowy ruch pojazdu – trajektorię środka masy bryły nadwozia O_c na płaszczyźnie poziomej Oxy oraz kąt odchylenia. Stopnie swobody: x_{OC}, y_{OC}, ψ_c Fig. 5. Partial model 1. It describes principal motion of the vehicle – trajectory of the body centre of mass O_c on the horizontal plane Oxy and the yaw angle. Degrees of freedom: $x_{OC}, \psi_{OC}, \psi_c$

26

- model częściowy 2 (rys. 6 i 7) opisuje ruch drgający bryły nadwozia oraz "mas nieresorowanych"; współrzędne: położenie z_{OC} punktu O_C wzdłuż osi Oz układu inercjalnego Oxyz, kąt przechyłu wzdłużnego bryły nadwozia φ_C, kąt przechyłu bocznego bryły nadwozia ϑ_C położenia środków kół jezdnych wzdłuż osi O_Cζ_C układu O_Cξ_Cη_Cζ_C sztywno związanego z bryłą nadwozia (dla zawieszenia niezależnego: z_{OC}, φ_C, ϑ_C, ζ_{O1}, ζ_{O2}, ζ_{O3}, ζ_{O4}; dla zawieszenia zależnego: z_{OC}, φ_C, ϑ_C, ζ_{O1}, ζ_{O2}, ζ_{O3}, ζ_{O4};
- model częściowy 3 (rys. 8) opisuje ruch obrotowy każdego z czterech kół jezdnych (kąty $\varphi_{i}, j = 1, 2, 3, 4$).



Rys. 6. Model częściowy 2, wersja dla zawieszenia tylnego niezależnego, opisuje ruch drgający bryły nadwozia oraz "mas nieresorowanych. Stopnie swobody: $z_{OC} \phi_C, \vartheta_C, \zeta_{O1}, \zeta_{O2}, \zeta_{O3}, \zeta_{O4}$

Fig. 6. Partial model 2, version for independent rear suspension. It describes oscillating motion of the body and of the 'unsprung masses'. Degrees of freedom: z_{oC} , φ_C , ϑ_C , ζ_{o1} , ζ_{o2} , ζ_{o3} , ζ_{o4}

W modelu częściowym I efektem działania sił i momentów aerodynamicznych jest wektor \bar{P}_{AOC} i moment główny \bar{R}_{AOC} zredukowany do środka masy O_C bryły nadwozia. Wektor \bar{P}_j i moment główny \bar{R}_{aj} (j = 1, 2, 3, 4) sił w kontakcie koła jezdnego, zredukowany do środka śladu U_i , jest skutkiem działania wymuszeń wewnętrznych (momentu napędowego i hamowania, skrętu koła jezdnego) oraz zewnętrznych (oporów toczenia, wymuszenia kinematycznego od nierównej nawierzchni drogi). Na rys. 5 zaznaczono masę bryły nadwozia m_C oraz jeden z jej głównych centralnych momentów bezwładności $I_{\zeta C}$ względem osi $O_C \zeta_C$ układu $O_C \xi_C \eta_C \zeta_C$. Na rys. 6 zaznaczono masę bryły nadwozia m_C , jej główne centralne momenty bezwładności $I_{\zeta C}$ i $I_{\eta C}$ względem osi $O_C \xi_C$ i $O_C \eta_C$ układu $O_C \xi_C \eta_C \zeta_C$, masy m_i elementów "masa nieresorowana" (j = 1, 2, 3, 4 lub j = 1, 2) oraz środki U_j śladów kontaktu kół jezdnych z nawierzchnią drogi. Na rys. 7 zaznaczono masę m_R bryły tylnego mostu, jej moment bezwładności $I_{\xi B}$ względem osi $O_B \xi_B$ układu $O_B \xi_B \eta_B \zeta_B$. Na koło jezdne o środku O_j i promieniu dynamicznym r_{dj} oddziałuje w ruchu obrotowym (kąt obrotu φ_j , moment bezwładności koła I_j) w punkcie U_j kontaktu z drogą siła styczna wzdłużna B_{wj} (element składowy obciążenia ze strony podłoża: \overline{P}_j i \overline{R}_w). Ponadto na koło działa moment napędowy M_{wj} i hamowania M_{hj} .



- Rys. 7. Model częściowy 2, wersja dla zawieszenia tylnego zależnego, opisuje ruch drgający bryły nadwozia oraz "mas nieresorowanych". Stopnie swobody: $z_{OC} \phi_{C} \vartheta_{C} \zeta_{O1}, \zeta_{O2}, \zeta_{OB}, \vartheta_{B}$
- Fig. 7. Partial model 2, version for dependent rear suspension. It describes oscillating motion of the body and of the 'unsprung masses'. Degrees of freedom: z_{OC} , φ_C , ϑ_C , ζ_{O1} , ζ_{O2} , ζ_{OB} , ϑ_B



Rys. 8. Model częściowy 3, opisuje ruch obrotowy każdego z czterech kół jezdnych. Stopnie swobody φ_{i} , j = 1, 2, 3, 4

Fig. 8. Partial model 3. It describes rotational motion of each of four road wheels. Degrees of freedom φ_{i} , j = 1, 2, 3, 4

Parametrami każdego z tych modeli są, między innymi, wielkości charakteryzujące ruch pozostałych modeli częściowych. Przy rozwiązywaniu równania ruchu modelu częściowego przyjęte zostanie założenie, że znane są wartości wielkości charakteryzujących inne modele częściowe. Będą to rozwiązania równań tych modeli lub efekt założonego, szczególnego stanu ruchu. Zakłada się, że dla krótkiego kroku symulacji, stosowanego w praktyce obliczeń, takie postępowanie nie naruszy istoty uwzględnianych w modelu sprzężeń i w efekcie otrzymywane będą rozwiązania zbieżne, bliskie rzeczywistym, dla właściwie przyjętych parametrów modeli.

Przedstawiony wyżej sposób podejścia do modelowania ruchu złożonego obiektu, jakim jest pojazd dwuosiowy, umożliwia niezależne od siebie stosowanie modeli częściowych dla szczególnych przypadków ruchu. Poszerzony zatem zostanie obszar zastosowań budowanych modeli pojazdu.

5. Własności geometryczne i sprężyste układu kierowniczego

Wprowadzono rzeczywistą charakterystykę kątów skrętu kół jako funkcję kąta obrotu kierownicy α_{ι} dla układu nieobciążonego

$$\alpha_1 = \alpha_1 (\alpha_k) \tag{1}$$

$$\alpha_2 = \alpha_2 \left(\alpha_k \right) \tag{2}$$

Uwzględniono podatność układu kierowniczego (rys. 9).





Dodatkowe kąty skrętu kół są funkcjami momentów stabilizujących oraz podatności skrętnej kolumny kierowniczej wraz z przekładnią oraz podatności lewej i prawej strony układu zwrotniczego. Należy zwrócić uwagę, że zależności typu (1) i (2) mogą być określane dla kół tylnych, co umożliwia w łatwy sposób modelowanie układów kierowniczych 4WS (o skręcanych wszystkich czterech kołach jezdnych).

6. Siły i momenty występujące w obszarze kontaktu koła z drogą

Opis przedstawiono na przykładzie koła przedniego prawego (rys. 3–5). W celu obliczenia sił przenoszonych przez koło ogumione należy określić współrzędne punktu kontaktu U_2 oraz współrzędne położenia i prędkości tego punktu względem środka koła O_2 Z tego powodu obliczenia są prowadzone w układach ruchomych związanych z pojazdem. Ponadto, ze względu na fakt, że nierówności nawierzchni drogi (jeśli wystąpi potrzeba ich uwzględnienia) są zazwyczaj opisywane w inercjalnym układzie odniesienia Oxyz [14], obliczenia muszą być prowadzone także w tym układzie.

Rys. 10 przedstawia wektor główny sił kontaktowych \overline{P}_2 . Jest on wypadkową dla dwóch układów trzech wzajemnie prostopadłych wektorów:

– układu trzech sił związanych z drogą \bar{N}_2 , \bar{B}_{w^2} , \bar{B}_{p^2} (reakcji normalnej \bar{N}_2 do profilu drogi oraz dwóch reakcji stycznych, leżących w płaszczyźnie kontaktu π_2 : wzdłużnej \bar{B}_{w^2} , leżą-

cej równocześnie w płaszczyźnie równoległej do płaszczyzny koła oraz bocznej \overline{B}_{p^2} , prostopadłej do krawędzi k₂ przecięcia podłoża π_2 przez płaszczyznę koła) siły te są określane za pomocą modelu współpracy stycznej pneumatyka – modelu HSRI-UMTRI (rys. 11) [7, 8] uzupełniony o model stanów nieustalonych ogumienia IPG-Tire [14].

układu sił związanych z kołem N
_{r2}, N
_{w2}, N
_{p2} (siły promieniowej N
_{r2} i prostopadłej do niej siły wzdłużnej N
_{w2} leżącej w płaszczyźnie równoległej do płaszczyzny koła oraz siły

poprzecznej \bar{N}_{p2} prostopadłej do płaszczyzny koła); siły te są określone za pomocą modelu własności sprężysto-tłumiących pneumatyka [13, 14].

Układ sił przedstawiony na rys. 10 prowadzi do układu 6 równań z sześcioma niewiado-

mymi – wymienionymi składowymi siły \overline{P}_{2} .

Siły powstające w kontakcie koło-droga są także efektem modelowania działania układów ABS (przeciwblokującego), ASR (przeciwpoślizgowego) i ESP (stabilizacji toru ruchu pojazdu), zgodnie z wytycznymi i algorytmami firmy Bosch [3, 4] oraz dostępną dokumentacją producentów modelowanych pojazdów.



Rys. 10. Dwa równoważne układy sił w śladzie współpracy koła ogumionego z drogą (na przykładzie koła prawego przedniego)

Fig. 10. Two equivalent force systems in the trace of the cooperation between the tyre and the road (using example of a right front wheel)



Rys. 11. Model HSRI-UMTRI [7, 8]. Jednostkowa siła wzdłużna μ_w w funkcji poślizgu wzdłużnego s_w , dla różnych wartości obciążenia N (reakcji normalnej podłoża). prędkości V i kąta znoszenia δ

Fig. 11. Model HSRI-UMTRI [7, 8]. Unitary longitudinal force μ w versus longitudinal slip sw, for different values of loading N (substrate normal reaction), speed V and drift angle δ

7. Wnioski

Przedstawione dwa modele ruchu i dynamiki samochodów dwuosiowych będą wykorzystane w budowanym przez zleceniodawcę, ETC-PZL AI, symulatorze kierowania pojazdami uprzywilejowanymi.

Publikacja powstała jako efekt projektu Nr O ROB 0011 01/ID/11/1 "Symulator kierowania pojazdami uprzywilejowanymi podczas działań typowych i ekstremalnych", dotyczącego budowy symulatora kierowania pojazdami uprzywilejowanymi.

Literatura

- Arczewski K.P., *Kinematyka układów dyskretnych*, Oficyna Wydawnicza PW, Warszawa 1994.
- [2] Bakker E., Nyborg L., Pacejka H.B., *Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies*, SAE Technical Paper 870421.
- [3] Bosch R., *Automotive handbook*, Robert Bosch GmbH, SAE International, 3rd-8th edition, 1993-2011.
- [4] Bosch R., Praca zbiorowa, Układ stabilizacji toru jazdy ESP, WKŁ, Warszawa 2000.
- [5] Captain K.M., Boghani A.B., Wormley D.N., Analytical tire models for dynamic vehicle simulation, Vehicle System Dynamics, Vol. 8 (1979), 1-32.
- [6] Chaczaturow A.A. (red.), Doroga, szina, awtomobil, woditiel, Maszinostrojenije, Moskwa 1976.
- [7] Dugoff H., Fancher P.S., Segel L., An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance, SAE Technical Paper 700377.
- [8] Fancher P.S. Jr., Bareket Z., *Including roadway and tread factors in semiempirical model of truck tyres*, Supplement to Vehicle System Dynamics, Vol. 21, 1993, 92-107.
- [9] FIAT Ducato, Wydruk z bazy danych ASO FIAT.
- [10] Gillespie T.D., Fundamentals of vehicle dynamics, SAE, Inc. Warrendale 1994.
- [11] Gutowski R., Mechanika analityczna, PWN, Warszawa 1971.
- [12] Kamiński E., Pokorski J., Teoria samochodu. Dynamika zawieszeń i układów napędowych pojazdów samochodowych, WKŁ, Warszawa 1983.
- [13] Lozia Z., Symulatory jazdy samochodem, WKŁ, Warszawa 2008.
- [14] Lozia Z., Analiza ruchu samochodu dwuosiowego na tle modelowania jego dynamiki, Monografia, Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej, Transport, Zeszyt 41, Warszawa 1998.
- [15] Lozia Z., Wybrane zagadnienia symulacji cyfrowej procesu hamowania samochodu dwuosiowego na nierównej nawierzchni drogi, rozprawa doktorska, Wydział SiMR PW, Warszawa 1985.
- [16] Lozia Z., *Badania symulacyjne ruchu samochodu*, Praca badawcza własna nr 503/163/408/1, Politechnika Warszawska, Wydział Transportu, Warszawa 1992.
- [17] Lozia Z., Symulacja ruchu pojazdu dwuosiowego. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna "Pojazdy samochodowe. Problemy rozwoju i eksploatacji. Autoprogres '95", Jachranka 17–19 maja 1995, 39-49.

- [18] Lozia Z., Vehicle dynamics and motion simulation versus experiment, 1998 SAE International Congress and Exposition, Detroit, Michigan USA, February 23–26, 1998, SAE Technical Paper 980220 (Opublikowany także w Special Publication SP-1361 "Vehicle Dynamics and Simulation, 1998").
- [19] Lugner P., Lorenz R., Schindler E., *The connexion of theoretical simulation and experiments in passenger car dynamics*, Proceedings of 8th IAVSD-Symposium held in MIT, Cambridge, USA, August 15–19, 1983, 317-330.
- [20] Maalej A.Y., Guenther D.A., Ellis J.R., *Experimental development of tyre force* and moment models, International Journal of Vehicle Design, Vol. 10, No 1, 1989, 34–51.
- [21] Maryniak J., *Dynamiczna teoria obiektów ruchomych*, Politechnika Warszawska, Prace Naukowe, Mechanika Nr 32, WPW, Warszawa 1976.
- [22] McHenry R.R., Research in automobile dynamics a computer simulation of general three-dimensional motions, SAE Technical Paper 710361.
- [23] McHenry R.R., De Leys N.J., Automobile dynamics a computer simulation of three-dimensional motions for use in studies of braking systems and of driving tasks, CAL Report No VJ-2251-V-7, Cornell Aeronautical Laboratory. Cornell University, Buffalo, August 1970.
- [24] Mitschke M., *Teoria samochodu. Dynamika samochodu*, WKŁ, Warszawa 1977, WKŁ, Warszawa 1987 (Tom 1: *Naped i hamowanie*), WKŁ Warszawa 1989 (Tom 2: *Drgania*).
- [25] Nejmark J.I., Fufajew N.A., *Dynamika układów nieholonomicznych*, PWN, Warszawa 1971.
- [26] Nordmark S., VTI driving simulator. Mathematical model of a four-wheeled vehicle for simulation in real time, VTI Report No 267A, 1984.
- [27] Osiecki J., *Elementy modelowania w dynamice maszyn*, rozdział w pracy zbiorowej "Dynamika maszyn", Ossolineum PAN, Wrocław 1974, 12-48.
- [28] Osiecki J., Podstawy analizy drgań mechanicznych, Politechnika Świętokrzyska, Kielce 1979.
- [29] Osiecki J., Stańczyk T.L., Metoda analizy złożonych układów dynamicznych za pomocą modeli częściowych, Biuletyn WAT, Rok XL, nr 7 (467), lipiec 1991, 3-20.
- [30] Pacejka H.B., Bakker E., *The Magic Formula tyre model*, Supplement to Vehicle System Dynamics, Vol. 21, 1993, 1-18.
- [31] Rompe K., A comparison between four computing models of different complexity describing the steering behaviour of two axled automobiles, Proceedings of 5th VSD-2nd IUTAM Symposium held at the Technical University, Vienna, Austria, September 19-23, 1977, 49-56.
- [32] Rzeczoznawca Samochodowy, Miesięcznik szkoleniowo-inf. SRTSiRD, Nr 1/2008.
- [33] Sorgatz U., Simulation of directional behaviour of road vehicles, Vehicle System Dynamics, Vol. 5, 1975/76, 47-66.
- [34] Stańczyk T.L., Metoda modeli częściowych jako podstawa tworzenia komputerowych systemów analizy dynamiki złożonych układów mechanicznych. Politechnika Świętokrzyska. Zeszyty naukowe, Mechanika, Nr 52, Kielce 1994.
- [35] Autogaleria (http://www.autogaleria.pl/news/index.php?id=1000, dostęp: 10.02.2012).
- [36] Radiowozy (http://www.radiowozy.cba.pl/data/media/4/t2711.jpg, dostęp: 10.02.2012).

34

MECHANIKA CZASOPISMO TECHNICZNE TECHNICAL TRANSACTIONS MECHANICS

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ 3-M/2012 ZESZYT 8 ROK 109 ISSUE 8 YEAR 109

KRZYSZTOF PARCZEWSKI, HENRYK WNĘK*

MODELE FIZYCZNE POJAZDÓW W SKALI DO BADANIA DYNAMIKI RUCHU

USING SCALED VEHICLES TO INVESTIGATE VEHICLES DYNAMICS

Streszczenie

W publikacji przedstawiono problemy związane z badaniami stateczności ruchu pojazdów. Pokazano możliwość przeprowadzenia tych badań na mobilnych modelach wykonanych w skali, podobnie jak to jest wykorzystywane w budowie samolotów i statków. Mobilne modele pojazdów są stosowane do badań drogowych, a także na specjalnych torach oraz ruchomych symulatorach drogi. Potrzeby badawcze wymuszają dostosowanie modeli i zastosowanie specjalnych torów. W artykule przedstawiono modele pojazdów w skali, wykorzystywane do badań, rodzaje torów badawczych i typowe testy oraz prace prowadzone przez Katedrę Silników Spalinowych i Pojazdów ATH.

Słowa kluczowe: samochód, badania dynamiki pojazdu, mobilne modele, stateczność ruchu

Abstract

This paper presents problems related to testing the vehicle stability. Presents the possibility of carrying out these tests on vehicles made in 1:5 scale, just as it is used in the construction of aircraft and ships. Scaled vehicles are used on testing circuit, on special tracks and rolling roadway simulators. Both the adaptation of scale vehicles and the testing tracks are used to vehicle testing depending on different research needs. The article presents various research opportunities on a scaled vehicles, test-beds, testing grounds, range of research and the anticipated work carried out by the Department of Internal Combustion Engines and Vehicles Technical University of Bielsko-Biala.

Keywords: vehicle, vehicle dynamics studies, scaled vehicle models, the stability of motion

^{*} Dr inż. Krzysztof Parczewski, dr inż. Henryk Wnęk, Katedra Silników Spalinowych i Pojazdów, Wydział Budowy Maszyn i Informatyki, Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej.

1. Wstęp

Badania dynamiki pojazdów rzeczywistych są drogie i niebezpieczne. Podobnie jak w lotnictwie, badania w mniejszej skali są prowadzone w tunelach aerodynamicznych, by sprawdzić nowe konstrukcje. W minionym wieku badania pojazdów rzeczywistych stały się bardzo drogie.

National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) poinformował, że 3% wszystkich wypadków lekkich pojazdów w Stanach Zjednoczonych obejmuje przewrócenia boczne, ale są one odpowiedzialne za 1/3 wszystkich ofiar śmiertelnych pasażerów samochodów osobowych [2]. W 2002 roku było 10 626 zgonów z powodu dachowania pojazdów w samych tylko Stanach Zjednoczonych. Dlatego też istnieje możliwość ratowania życia poprzez projektowanie pojazdów, które są mniej podatne na przewrócenie. Jednak badania przewrócenia bocznego rzeczywistych pojazdów są drogie i niebezpieczne. Jeśli zatem wyniki badań pojazdów w skali w kontrolowanym środowisku mogą być odniesione do dynamicznego zachowania się pojazdów pełnowymiarowych, to takie podejście może być efektywnym sposobem badania wywracania się pojazdu.



Rys. 1. Badania rzeczywistego pojazdu podczas próby J-turn Fig. 1. Full scale vehicle on J-turn test
2. Uzasadnienie wykorzystania mobilnych modeli pojazdów do badań dynamiki ruchu

Badania dynamiki pojazdów rzeczywistych prowadzone są na poligonach badawczych – wydzielonych kompleksach dróg, umożliwiających przeprowadzenie prób drogowych w określonych i powtarzalnych warunkach. Wybudowanie i wyposażenie takiego ośrodka badań jest bardzo kosztowne. Na świecie istnieje kilkadziesiąt poligonów badawczych średnich i dużych, są one wykorzystywane przez koncerny motoryzacyjne (Ford, FIAT, Volkswagen, General Motors, Ferrari, itp. czy też firmy oponiarskie, np. Michelin). W Wielkiej Brytanii budowę toru MIRA sfinansowało 300 przedsiębiorstw [6].

Tor badawczy powinien pozwalać na przeprowadzenie różnorodnych badań pojazdów w warunkach zapewniających zachowanie bezpieczeństwa. Do najbardziej typowych elementów torów badawczych należą: tory do jazd szybkich, tory do badań dynamiki pojazdu (rozpędzania i hamowania), tory do badań stateczności i kierowalności (płyta o promieniu ~100 m), tory do badań stabilności ruchu, o różnym współczynniku przyczepności, wzniesienia o różnym kącie nachylenia, tory o różnej nawierzchni oraz tory z nawierzchnią falistą. Ze względu na zwiększający się zakres badań pojazdów, wynikający z wymagań bezpieczeństwa, zakres badań prowadzonych na torach badawczych stale się zwiększa, a wymagania dotyczące torów wzrastają. Na tego typu torach prowadzone są badania pojazdów zgodnie z normami ISO.

Badania pojazdów na torach badawczych są bardzo drogie i stwarzają niebezpieczeństwo przewrócenia pojazdu. Z tego względu szukane są inne rozwiązania pozwalające na osiągnięcie podobnych efektów mniejszym kosztem.

W Pennsylvania State University zbudowano symulator drogi z ruchomą ścieżką RRS (Rolling Roadway Simulator) do badania rzeczywistych pojazdów umocowanych do ramy, które poruszają się po ruchomym podłożu. Te systemy są nadal zbyt drogie dla wielu badaczy. W konsekwencji niektórzy badacze używają pojazdów wykonanych w mniejszej skali do testów drogowych.

Najprostszym rozwiązaniem jest użycie pojazdów w skali, poruszających się po nieruchomej drodze, takie rozwiązania spotykane są w literaturze [2,10]. Podobnie do systemów RRS rozwiązania te stwarzają wiele problemów ze sterowaniem oraz przekazywaniem danych – pomiar pojazdu w mniejszej skali wymaga większej dokładności. Z tego względu stosuje się dublowanie pomiarów. Szczególnie dotyczy to kąta znoszenia pojazdu β , kątów przechyłu ϕ , co wynika z faktu, że aparatura pomiarowa powinna być dostosowana do skali pojazdu.

Badania na ścieżkach pomiarowych RRS dla pojazdów w skali są znacznie tańsze i rozwiązują wiele problemów typowych przy pomiarach pojazdów pełnowymiarowych. Z tego względu są one używane do analizy wielu zagadnień dotyczących dynamiki pojazdów. Już w 1937 roku L. Huber i O. Dietz rozpatrywali dynamikę ruchu zestawu ciągnik z naczepą. Podobnie Y.A. Zakin w 1959 roku prowadził prace nad niestabilnością ruchu ciągników. Badacze japońscy używali RRS jako stanowiska badawczego do analizy algorytmów sterowania zawieszeń, które mogły uwzględniać własności pojazdu. Pierwsze sterowane komputerowo ścieżki RRS zostały opracowane przez S. Brennana i Allyene [2, 3, 5] na Illonois University w Urbana-Champaign. Ze względu na niedogodności przy określaniu dynamiki poprzecznej pojazdu oraz prędkości odchylania w ruchu niepłaskim pojazdu w Pennsylvania State University opracowano i wykonano laboratorium badawcze PURRS (Pennsylvania University Rolling Roadway Simulator). Jest kilka zalet stosowania pojazdu w skali zamiast samochodu pełnowymiarowego podczas badań eksperymentalnych dynamiki:

- koszty badań pojazdu wykonanego w skali są znacznie mniejsze niż pojazdu pełnowymiarowego, to samo dotyczy materiałów eksploatacyjnych, aparatury badawczej i części zamiennych,
- znacznie łatwiej jest wprowadzić zmiany do pojazdu w zmniejszonej skali,
- badania pojazdu w mniejszej skali wymagają mniej miejsca i są dużo bezpieczniejsze w obsłudze,
- ewentualne wywrócenie pojazdu pociąga za sobą znacznie mniejsze koszty napraw.

Ponadto pojazdy wykonane w skali ze sterowaniem drogą radiową lub za pośrednictwem przewodu są dostępne na rynku w różnych rozmiarach i rodzajach, zazwyczaj są one przeznaczone do użytku rekreacyjnego. Mogą jednak służyć jako baza do budowy modeli wykorzystywanych w pomiarach.

3. Rodzaje badań

Do badania odporności pojazdu na przewrócenie na bok stosowane są sterowane radiem modele samochodów w skali od 1:10 do 1:5. Pozwalają one na porównywanie badań eksperymentalnych i przeprowadzonych symulacji. Pojazd może być modyfikowany, w celu zmiany położenia środka masy (CG), sztywności elementów sprężystych oraz wysokości środka przechyłu nadwozia. Zmiana położenia środka masy zapewnia możliwość obserwacji zachodzących zjawisk dynamicznych przy różnym rozkładzie mas. Taki model pozwala również na zmianę odległości pomiędzy wysokością środka masy i wysokością środka przechyłu, które mogą być kluczowymi parametrami przy ocenie przechyłu w ustalonych warunkach testów [2, 11]. Modele napędzane silnikami elektrycznymi z rozbudowanymi układami hamulcowymi mogą służyć do pomiarów i modyfikacji sterowania w układach zapobiegających blokowaniu kół oraz układach stabilizacji toru jazdy [9]. Modele te mogą służyć również do doboru parametrów zawieszeń. Coraz szerszy zakres badań oferują platformy z ruchomym podłożem, na których można wykonywać szereg manewrów, a przyspieszenie boczne uzyskuje się przez pochylenie platformy. W zasadzie najszerszy wachlarz badań można prowadzić na torach badawczych, wykonując większość manewrów opisanych w normach ISO.

4. Mobilne modele pojazdów

4.1. Pojazd do badań

W badaniach własnych oraz na podstawie dostępnej literatury można stwierdzić, że do badań pojazdu wykorzystywane są mobilne modele pojazdów w skali od 1:14 (dotyczy to pojazdów ciężarowych), 1:10, 1:5, a nawet do 1:4 (modele samochodów osobowych). Wynika to z faktu dostępności miejsca oraz możliwości zamocowania na modelu aparatury pomiarowej i wykonania pomiarów z wystarczającą dokładnością. Zazwyczaj modele wykorzystywane na platformach z ruchomym podłożem lub rampą przyspieszającą są połączone z układem sterowania i zbierania danych za pomocą przewodów. Modele pojazdów poruszające się po torach zbierają dane na kartach pamięci, a sterowane są drogą radiową. W literaturze spotykane są opisane poniżej modele pojazdów.

38

Modele mniejsze w skali do 1:8 są napędzane silnikami elektrycznymi. Modele większe są zazwyczaj napędzane silnikami benzynowymi z wyjątkiem tych, które są używane w pomieszczeniach zamkniętych. W zależności od tego, który z układów ma istotny wpływ na zachowanie się modelu podczas badań, układy te są modyfikowane i rozwijane do badań. Długości, położenia środka masy czy też wysokości osi przechyłu oraz momenty bezwładności są modyfikowane tak, by z zachowaniem podobieństwa przedstawiać odpowiednie pojazdy rzeczywiste. Fabrycznie montowane silniki sterowania układu kierowniczego nie zawsze okazują się wystarczające, czasem wymagana jest zmiana na serwomotory z krótszym czasem reakcji. Problemem stają się również opony, których charakterystyki, szczególnie w zakresie sztywności kątowej, są różne w zależności od stosowanego ogumienia (pełnego, z wkładkami lub pneumatycznego) [4].



Rys. 2. Model pojazdu w skali 1:5 Fig. 2. Scaled vehicle 1:5

4.2. Aparatura pomiarowa

W pojazdach "na uwięzi" – połączonych z platformą za pomocą ramion enkodery mogą określać pozycje modelu pojazdu oraz mogą służyć do wyznaczania prędkości i kierunku jazdy. Na pojeździe montuje się czujniki dublujące pomiary lub zwiększające ich dokładność. W modelach stosowanych na pochylniach na pojeździe musi być zamontowana aparatura określająca opóźnienia pojazdu, prędkości kątowe względem osi X, Y i Z oraz prędkości obrotowe kół. W pojazdach wykorzystywanych na torach badawczych montuje się aparaturą podobną do stosowanej przy badaniach pełnowymiarowych pojazdów. Zazwyczaj aparatura pomiarowa składa się z dwóch żyroskopów o zakresie pomiarowym 150 deg/s przy szerokości pasma 40 Hz, jednego dwuosiowego akcelerometru o zakresie pomiarowym ± 2 g przy 50 Hz, odbiornika GPS oraz mikroprocesora. Żyroskopy są odpowiednio zorientowane, aby

uzyskać wielkości przechyłu i odchylenie modelu samochodu w skali. Akcelerometr jest umieszczony w płaszczyźnie poziomej dla uzyskania podłużnych (x) i bocznych (y) przyspieszeń. Odbiornik GPS zapewnia pomiar pozycji pojazdu, prędkości i toru jazdy, a gdy używany jest w połączeniu z akcelerometrami i żyroskopami, może również mierzyć poślizg boczny pojazdu [10, 12].

5. Tory pomiarowe

Niektóre własności samochodu mogą być badane na torach specjalnych. Badania na ruchomym podłożu mogą być prowadzone dla prób rozpędzania i hamowania pojazdu. W takim przypadku pojazd jest mocowany nieruchomo do ramy, a ruchome podłoże symuluje ruch pojazdu [1, 2].

Na rysunku 3 przedstawiono pojazd zamocowany do ramy pomiarowej, poruszający się na ruchomym podłożu.



Rys. 3. Pojazd ustawiony na ruchomym podłożu [1]

Fig. 3. Vehicle on rolling roadway [1]

Badania pojazdów w skali mogą być prowadzone zarówno na torach badawczych, jak i na platformie z ruchomą nawierzchnią oraz na specjalnych torach do wybranych analiz, na których istnieje możliwość badania tylko pojazdów w skali.

Jednym z takich rozwiązań jest tor z częścią pochyłą, pozwalającą na rozpędzenie badanego pojazdu do określonej prędkości, a po zjechaniu z pochyłości na badanie stabilności ruchu pojazdu podczas hamowania. Badania tego typu były prowadzone w Texas University w Austin [9]. Tor badawczy składa się z rampy przyspieszającej oraz ścieżki testowej. Na górze rampy zamontowana jest wyciągarka w celu ustawienia pojazdu w odpowiedniej wysokości, odpowiadającej prędkości jazdy wybranej do testu. Rampa łączy się z torem przejściowym o kształcie łukowym, co pozwala na zmianę fazy ruchu z fazy przyspieszającej na fazę hamowania. Część testowa może być pokryta różnymi pokryciami syntetycznymi, emulującymi różne nawierzchnie drogi, pozwalającymi na zmianę współczynnika przyczepności. Po zwolnieniu zaczepu i rozpędzeniu modelu pojazdu badano zachowanie się układu hamulcowego wyposażonego w system przeciwblokujący (ABS). Dobierano sterowanie układem ABS na podstawie określonych z badań sił na styku opony z jezdnią i poślizgów kół w zależności od prędkości jazdy, rozkładu nacisków na osie, a także podczas ruchu prosto i krzywoliniowego.



Rys. 4. Tor pomiarowy do badań manewru hamowania

Fig. 4. Measuring track for testing the braking maneuver

Inną grupą są tory testowe do badań dynamiki pojazdów z ruchomym podłożem (symulatory drogi). Symulatory drogi to stanowiska badawcze, na których pojazd w skali porusza się po ruchomej platformie. Ruchoma powierzchnia jest pokryta bieżnikiem lub gumą taką jak na podnośnikach taśmowych. Symulatory z ruchomym podłożem są rozwijane przez instytucje amerykańskie, takie jak: US Naval Academy, Auburn University, University of Michigan, Bosch R&D. Jednak tylko dwie instytucje są bardziej aktywne w tej dziedzinie, to University of Urbana-Champaign i Pennsylvania State University.

5.1. Illinois Roadway Simulator - University of Urbana-Champaign (IRS)

Symulator drogi pozwalał na ruch modelu pojazdu w skali 1:10 zasilanego silnikiem elektrycznym. Sterowanie bocznym położeniem było realizowane przez dobór predkości przesuwu taśmy i sterowane ruchem pojazdu, tak by utrzymać się na taśmie przez cały czas próby. Predkość przesuwu taśmy była sterowana elektronicznie w celu uzyskania odpowiedniej prędkości jazdy modelu. Pojazd był połaczony z platforma za pomoca tak dobranego ramienia czujników do wielkości pojazdu, by uzyskać współrzędne pojazdu w układzie globalnym i układzie przyłożonym do środka masy pojazdu. Pomiar parametrów ruchu pojazdu był realizowany przez ramię sensorowe. Ramię wykonano z belek połaczonych trzema obrotowymi przegubami, których obrót był mierzony przez enkodery umieszczone w każdym z przegubów. Ruch przegubów pozwalał na wyznaczenie prędkości w kierunkach X, Y, prędkości odchylania, pochylenia bieżni i przechyłu pojazdu. Rodzaj pokrycia bieżni ograniczał warunki ruchu bocznego. Z tego względu na symulatorze nie były możliwe bardzo agresywne manewry, takie jakie sa zwykle wykonywane podczas testowania nieliniowej odpowiedzi pojazdu lub sytuacji awaryjnych na drodze. Stanowisko pomiarowe jest głównie przewidziane do analizy ruchu pojazdu przy jego liniowej odpowiedzi na manewry i w tym zakresie uzyskiwane wyniki są "dobre" i wykazują dobrą zgodność dla użytego modelu w skali [3].



Rys. 5. Tor badawczy PURRS [2] Fig. 5. The test track PURRS

5.2. Laboratorium PURRS Pensylvania State University (PURRS)

W Pensylvania State University badano dynamikę ruchu pojazdów w skali. Laboratorium PURRS ma platformę z bieżnią o długości 3,7 m o szerokości 2,1 m, która może się pochylać na boki o kąt 25 stopni i 6 stopni do przodu i tyłu. Ramię pomiarowe działa podobnie jak IRS, lecz ze względu na wychylenie ścieżki można badać wpływ sił bocznych na opony oraz pochylenie pojazdu, co zwiększa możliwości badawcze. Pojazd w skali jest tak zaprojektowany, by opierając się na parametrach Π według teorii Buckinghama, odpowiadał samochodowi merkury tracer 1992 [2].

Zakres ruchu i przechyłów symulatora stwarza większą możliwość pomiaru, szczególnie w zakresie dynamiki przewrotu, nawet w zakresie nieliniowym działania opony. Badania prowadzone w laboratorium PURRS są pierwszym krokiem do pomiarów dynamiki płaskiej pojazdu w skali i porównania ich z pełnowymiarowym pojazdem.

6. Badania mobilnego modelu pojazdu w ATH

Badania prowadzone przez Katedrę Silników Spalinowych i Pojazdów Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej wykonywane są na torze badawczym TATRA w Koprzywnicy (Czechy) [7, 8, 10]. Parametry toru (zwłaszcza rozmiar oraz jakość nawierzchni) spełniają wymagania stawiane w realizowanych testach.

W celu odwzorowania dynamiki ruchu pojazdu rzeczywistego wykorzystywany jest sterowany radiem model pojazdu (rys. 2, 6 i 7) w skali ~1:5, co pozwala na zamontowanie aparatury pomiarowej. Jest to model pojazdu HIMOTO Raptor 5XB dostępny w sprzedaży, który zmodyfikowano do badań.

Model standardowo jest wyposażony w silnik spalinowy o pojemności 26 cm³, sprzęgło odśrodkowe, skrzynię przekładniową, przekładnię centralną oraz dwie przekładnie główne, napędzające obie osie pojazdu. Napęd przenoszony jest przez wał na przekładnię główną mocowaną do ramy, a następnie poprzez półosie na koła. Standardowo model pozwalał na osiągnięcie prędkości 70 km/h. Koła jezdne składają się z obręczy z tworzywa oraz opon gumowych z wkładkami usztywniającymi, pozwalającymi na modelowanie sztywności opon. Rama jest wykonana z blachy aluminiowej profilowanej i wzmocnionej w części tylnej. Zawieszenia – zarówno przednie, jak i tylne – oparte są na dwóch wahaczach poprzecznych ze sprężynami śrubowymi. Hamulec jest zamontowany na wale wyjściowym z silnika w postaci pojedynczej tarczy zaciskanej podczas hamowania. Serwomotor steruje silnikiem i hamulcem. Drugi serwomotor został wykorzystany do sterowania układem kierowniczym, za pośrednictwem którego następuje przesunięcie wzdłużnego drążka kierowniczego Pojazd jest sterowany drogą radiową z użyciem stanowiska kierowcy wyposażonego w normalne koło kierownicy i pedały: przyspieszenia i hamulca (rys. 6).

W celu zachowania warunków podobieństwa w stosunku do pojazdu rzeczywistego (pojazd ciężarowy specjalny o wysoko położonym środku masy) przeprowadzono wiele modyfikacji modelu. Obejmowały one między innymi zwiększenie rozstawu osi, zmianę położenia środka masy, zmianę masowych momentów bezwładności, zmianę zawieszenia zarówno osi przedniej, jak i tylnej z oryginalnego, niezależnego na zależne, zmianę opon o charakterystykach zbliżonych do samochodu rzeczywistego.



Rys. 6. Model pojazdu podczas badań a) oraz stanowisko sterowania modelem b) Fig. 6. Vehicle model during the tests a) and the test-bed of steering the model b)

Model pojazdu wyposażony został w odpowiednią aparaturę pomiarową pozwalającą na pomiar i rejestrację wszystkich istotnych parametrów jego ruchu. Jednak ze względu na niewielkie wymiary modelu pojazdu w skali występują problemy z wykorzystywaniem standardowej aparatury pomiarowej stasowanej w pojazdach pełnowymiarowych. Trudności te związane są z dużymi gabarytami aparatury standardowej uniemożliwiającej zamontowanie jej na modelu pojazdu oraz stosunkowo dużą masą wpływającą na masę modelu i położenie jego środka ciężkości. Ponadto z uwagi na małe wymiary modelu występuje konieczność stosowania aparatury pomiarowej o większej dokładności.



Rys. 7. Model z zamontowaną aparaturą pomiarowa VBOX firmy Racelogic Fig. 7. The model with measuring apparatus Racelogic VBOX

44

W związku z powyższym w badaniach modelu zastosowano aparaturę pomiarową VBOX firmy Racelogic (rys. 7). Aparatura wykorzystuje zintegrowany system nawigacji satelitarnej GNSS, który składa się z amerykańskiego systemu GPS Navstar, rosyjskiego GLONASS oraz europejskiego systemu korekt EGNOS. Urządzenie VBOX 3i RTK współpracujące z blokiem inercyjnym Racelogic IMU (Inertial Measurement Unit), wyposażonym w trzy czujniki prędkości kątowych i trzy czujniki przyspieszenia mierzących parametry względem trzech wzajemnie prostopadłych osi X, Y, Z. Aparatura charakteryzuje się dużą dokładnością i szybkością pomiaru oraz niewielkimi gabarytami i małą masą, co pozwala na łatwy jej montaż na pojeździe, nie powodując jednocześnie istotnej zmiany położenia środka ciężkości. Zapis wyników pomiarów dokonywany jest na karcie pamięci Compact Flash. Na rysunku 8 przedstawiono mobilny model pojazdu zamontowaną aparaturą VBOX.

7. Wnioski

Zastosowanie mobilnych modeli pojazdów wraz z rozwojem technik pomiarowych oraz mechatroniki budzi coraz to większe zainteresowanie badaczy. Prowadzone badania na mobilnych modelach pojazdów mogą w części zastąpić, a w części ograniczyć badania rzeczywistych pojazdów. Badania mobilnych modeli prowadzone są w wielu ośrodkach badawczych w Europie (Francji, Niemczech) i USA. Zakres badań dotyczy głównie zagadnień stateczności ruchu, a także aerodynamiki, manewru hamowania wykonywanego na prosto i krzywoliniowym odcinku toru oraz manewrów skrętu. Mobilne modele są również wykorzystywane do szybkiego prototypowania sterowników do układów ABS, ESP, kierowniczych, czy też przeniesienia napędu. Tory badawcze używane do badań są mniejsze i mogą być budowane w halach, co wiąże się z możliwością korzystania z nich przez cały rok niezależnie od warunków pogodowych.

Prace prowadzone w Katedrze Silników Spalinowych i Pojazdów ATH w Bielsku-Białej również prowadzą do utworzenia laboratorium badania mobilnych modeli pojazdów. Modele są badane na torach do badania rzeczywistych pojazdów, lecz badania te mogą być również prowadzone na utwardzonym placu z nawierzchnią spełniającą wymagania jakościowe. Z badań wstępnych wynika, że mobilne modele pojazdów są szczególnie przydatne w badaniach, podczas których może dojść do przewrócenia pojazdu, a także w warunkach symulowania gwałtownych manewrów w zakresie nieliniowej współpracy opony z jezdnią. W takim przypadku nawet przy ewentualnym przewróceniu modelu nie występuje zagrożenie zdrowia kierowcy, a straty materialne są stosunkowo niewielkie.

Już wstępne badania pokazują, że mobilny model pojazdu wykonany w skali jest pożyteczny przy projektowaniu i badaniu całych pojazdów, a także sterowników zespołów podwozi. Istotną cechą pojazdów w skali jest powtarzalność wyników i warunków testów.

Praca powstała w trakcie realizacji projektu badawczo rozwojowego NCBR nr PB 5478/B/T02/2011/40 pt. "Ocena stateczności rzeczywistego pojazdu na podstawie badań mobilnego modelu".

Literatura

- [1] Automotive Testing Technology International, March 2012.
- [2] Brennan S., Alleyne A., *The Illinois Roadway Simulator: A Mechatronic Testbed for Vehicle Dynamics and Control*, IEEE Transactions on Mechatronics, Vol. 5, No. 4, December 2000, 349-359.
- [3] Brennan S., Alleyne A., A scaled test-bed for vehicle control: the IRS, Proc. IEEE Int. Conf. on Control Applications, Vol. 1.
- [4] Glumac A. T., Brennan S., *Scale tire modeling and experimentation on a rolling roadway simulator*, Thesis The Pennsylvania State University, 2006.
- [5] Lapapong S., Gupta V., Callejas E., Brennan S., Fidelity of using scaled vehicles for chassis dynamic studies, Vehicle System Dynamics, Vol. 00, No. 00, April 2008, 1-29.
- [6] Orzełowski S., Eksperymentalne badania samochodów i ich zespolów, Warszawa 1995.
- [7] Parczewski K., Wnęk H., *Wykorzystanie kryteriów podobieństwa do analiz stateczności ruchu na podstawie mobilnego modelu samochodu ciężarowego*, Logistyka, nr 3, 2012.
- [8] Parczewski K., Wnęk H., *Wykorzystanie modelu samochodu do analizy ruchu pojazdu po torze krzywoliniowym*, Eksploatacja i Niezawodność, 4, Lublin 2010.
- [9] Patil C.B., Antilock Brake System Re-design and Control Prototyping using a Onefifth Scale Vehicle Experimental Test-bed, Master's Thesis, Department of Mechanical Engineering, The University of Texas at Austin, Texas 2003.
- [10] Romaniszyn K.M., Mobilne modele samochodów do badań stateczności, Logistyka 3, 2012.
- [11] Travis W.E., Whitehead R.J., Bevly D.M., Flowers G.T., Using Scaled Vehicles to Investigate the Influence of Various Properties on Rollover Propensity, Proc. Amer. Control Conf., Vol. 4, Boston, MA, June 2004, 3381-3386.
- [12] Yih P., *Radio Controlled Car Model as a Vehicle Dynamics Test Bed*, Mechanical Engineering Department, Stanford University, September 2000.

MECHANIKA CZASOPISMO TECHNICZNE TECHNICAL TRANSACTIONS MECHANICS

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

WIESŁAW PIENIĄŻEK*, STANISŁAW WALCZAK**, GRZEGORZ MOTRYCZ***

BADANIE REAKCJI POJAZDU CZTEROOSIOWEGO NA WYMUSZENIE LOSOWE OBROTEM KIEROWNICY

FOUR AXLE VEHICLE'S RESPONSE ON RANDOM STEERING WHEEL INPUT

Streszczenie

W artykule pokazano charakterystyki częstotliwościowe reakcji specjalnego pojazdu czteroosiowego o masie ponad 18 ton na wymuszenie losowe obrotem kierownicy. Pojazd posiada niezależne zawieszenie i napęd na wszystkie osie, z których I i II są kierowane. Charakterystyki zostały wyznaczone na podstawie danych z badań eksperymentalnych przeprowadzonych i opracowanych zgodnie z normą ISO 14791. Przy analizie wyników wykorzystano także wyniki innych prób przeprowadzonych w ramach badań eksperymentalnych stateczności i kierowalności tego pojazdu.

Słowa kluczowe: pojazdy specjalne, stateczność i kierowalność, badania eksperymentalne, wymuszenia losowe obrotem kierownicy

Abstract

This is a cognitive type paper. The set of main frequency characteristics calculated on the basis of transient open loop response test with random steering wheel input for four vehicle special vehicle has been presented. This is 8WD vehicle 18000 kg total mass equipped with independent suspension and two steering axles. All frequency characteristics were calculated on the basis of experimental tests carried out according to ISO 14791 standard. The results of others stability and steerability tests conducted for this vehicle were applied in general analysis.

Keywords: special vehicles, stability and steerability, experimental researches, random steering wheel input

^{*} Dr inż. Wiesław Pieniążek, Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

^{**} Dr inż. Stanisław Walczak, Wojskowy Instytut Techniki Pancernej i Samochodowej.

^{***} Mjr mgr inż. Grzegorz Motrycz, Pracownia Pojazdów Samochodowych, Zakład Pojazdów Samochodowych, Wojskowy Instytut Techniki Pancernej i Samochodowej.

Badanie procesów przejściowych realizowanych w pętli otwartej zostało omówione w normie ISO 7401, wydanej po raz pierwszy w 1988 r. Norma ta dotyczy samochodów o dopuszczalnej masie całkowitej nieprzekraczających 3,5 tony. Prawie równocześnie opracowano Raport Techniczny ISO/TR 8726 dotyczący badania reakcji na wymuszenie pseudolosowe. Norma ISO 14791, wydana w 2001 r. obejmuje ciężkie pojazdy i zespoły drogowe. W obydwu normach – ISO 7401 oraz ISO 14791 opisano badanie reakcji pojazdów na różne typy wymuszeń (skokowe, impulsowe, sinusoidalne i inne, w tym także losowe). Badanie na wymuszenia losowe jest polecane szczególnie dla pojazdów, od których – jak to określono w normie [16] – oczekuje się "zachowania liniowego". Z praktyki autorów wiadomo, że ciężkie pojazdy charakteryzują się na ogół takimi cechami szczególnie w normalnych warunkach pracy. Bardzo ważną zaletą opisywanych prób jest brak wymagania posiadania specjalnego toru badawczego. Próbę można wykonać na prostym odcinku drogi z dobrą nawierzchnią, o małym natężeniu ruchu (wybierając np. odpowiednią porę doby). Wymagany jest jednak prosty odcinek drogi o długości około 12 km. Ponieważ warunek ten jest trudny do spełnienia, próbę można wykonać, przejeżdżając kilkakrotnie krótszy odcinek drogi.

Badanie reakcji na wymuszenie losowe nie daje tak wyraźnych informacji o właściwościach pojazdu jak inne próby (np. próba reakcji na wymuszenie skokowe czy sinusoidalne). Wynika to także z faktu małej jeszcze bazy danych. W celu poprawy sytuacji i określenia odpowiednich korelacji próby losowe powinny być wykonywane dla różnych kategorii pojazdów, równolegle z próbami ustalonej jazdy po okręgu oraz próbami badania reakcji na skokowe wymuszenie obrotem kierownicy. Obecnie próby te mogą być ważne do eksperymentalnej weryfikacji badań symulacyjnych.

Odpowiednie charakterystyki są sporządzane w dziedzinie częstotliwości. Przedział częstotliwości wymuszeń losowych, możliwych do realizacji przez kierowcę, mieści się w granicach od 0,1 do 4,5 Hz, z tym że dla ciężkich pojazdów górna granica jest mniejsza (z doświadczeń autorów wynika, że nie przekracza 3 Hz). Wymuszenia mogą być (i powinny być) realizowane przez odpowiednią maszynę-robota. W naszym kraju robot tego typu posiada Wojskowy Instytut Techniki Pancernej i Samochodowej w Sulejówku. W niniejszym artykule nie wykorzystywano tego urządzenia.

W dostępnej literaturze brakuje wspomnianych wyżej charakterystyk częstotliwościowych dla samochodów ciężarowych i ciężkich pojazdów. Zespół pracowników Politechniki Krakowskiej, zajmujący się badaniami eksperymentalnymi stateczności i kierowalności, zrealizował badania reakcji na wymuszenia losowe między innymi dla kilku typów ciężkich pojazdów, a część z nich została opublikowana [4, 6, 7].

Badania reakcji na wymuszenia losowe powinny odbywać się w zakresie liniowym, a więc dla przyspieszeń poprzecznych nieprzekraczających wartości 2,5 do 3 m/s². Dla tego zakresu można wyznaczyć transmitancję, przesunięcie fazowe oraz funkcję koherencji. Ta ostatnia wskazuje na spójność sygnałów wyjścia-wejścia. Na podstawie przebiegu funkcji koherencji można również wnioskować o liniowości lub nieliniowości badanego systemu oraz, co jest bardzo ważne, o obecności szumów w sygnałach wejścia-wyjścia, które są trudne do wyeliminowania. Sprawa nie jest łatwa, ale badania dostarczają wielu cennych informacji i powinny być realizowane, chociażby ze względu na potrzebę gruntownego poznania problemu. Autorzy niniejszego artykułu uczestniczą w rządowym projekcie badawczym O R00 0083 0012 dotyczącym problematyki stateczności i kierowalności transportera wojskowego w wybranych stanach awaryjnych układu jezdnego. Wyniki są odnoszone do pojazdu sprawnego, dla którego przeprowadzono badania w stosunkowo szerokim zakresie.

2. Wyznaczanie charakterystyk częstotliwościowych

Charakterystyki częstotliwościowe są wyznaczane na podstawie analizy spektralnej zarejestrowanych sygnałów wyjścia-wejścia [1]. Jeśli dla tych sygnałów wyznaczymy widma amplitudowe oraz gęstości widmowe mocy (własne i wzajemne), to – opierając się na znanych z teorii procesów stochastycznych zależnościach – można wyznaczyć pożądane wskaźniki oceny: transmitancję, kąt przesunięcia fazowego oraz funkcję koherencji, odpowiednio wg wzorów [16]:

$$|H(f)| = \frac{|G_{\rm we/wy}|}{G_{\rm we}} \tag{1}$$

$$\phi(f) = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{\operatorname{Im}(G_{we/wy})}{\operatorname{Re}(G_{we/wy})}$$
(2)

$$\gamma_{\rm we/wy}^{2}(f) = \frac{\left|G_{\rm we/wy}(f)\right|^{2}}{G_{\rm we}(f) \times G_{\rm wy}(f)}$$
(3)

We wzorach (1), (2) i (3) oznaczono przez: H(f) – transmitancję, $\varphi(f)$ – kąt przesunięcia fazowego, $\gamma^2_{we/wy}(f)$ – funkcję koherencji, $G_{we}(f) = G_x(f)$ – widmową gęstość własną mocy sygnału wejściowego (wymuszenia), $G_{wy}(f) = G_y(f)$ – widmową gęstość własną mocy sygnału wyjściowego (reakcji na wymuszenie), $G_{we/wy}(f) = G_{xy}(f)$ – widmową gęstość wzajemną badanych sygnałów, $\text{Im}(G_{we/wy}(f))$ – część urojoną gęstości widmowej wzajemnej, $\text{Re}(G_{we/wy}(f))$ – część rzeczywistą gęstości widmowej wzajemnej, f – częstotliwość wymuszenia. Na rysunku 1 pokazano schemat blokowy, obrazujący procedurę obliczeń, stosowaną podczas obróbki wyników.



Rys. 1. Schemat blokowy obróbki wyników (na podstawie [16])

Fig. 1. Block scheme of results elaboration (according to [16])

Do obróbki wyników został zbudowany przez jednego z autorów pracy odpowiedni program o dużym stopniu automatyzacji, wykorzystujący elementy środowiska MatLab. [10]. Program ten zweryfikowano za pomocą elementów innego, sprawdzonego programu, opracowanego wcześniej przez Janusza Pokorskiego z Instytutu Pojazdów Politechniki Warszawskiej [11].

3. Uwagi o przebiegu badań poligonowych

Badano czteroosiowy pojazd specjalny długości 8 m i masie całkowitej podczas badań około 18 000 kg, z ogumieniem wielozadaniowym o wymiarach 14.00R20. Wcześniej, zbadano rozkład mas przypadających na poszczególne osie, położenie środka masy, obliczono momenty bezwładności bryły nadwozia względem osi układu współrzędnych związanego z pojazdem.

Stosunki rozkładu mas przypadających na poszczególne osie, w odniesieniu do I osi pojazdu, są odpowiednio: 0,877; 0,748; 0,597. Środek mas leżał na wysokości 1,24 m od jezdni i znajdował się w odległości 1,945 m od I osi kierowanej, a ponadto był przesunięty 0–0,015 m, względem podłużnej płaszczyzny symetrii pojazdu. Momenty bezwładności bryły nadwozia, względem osi układu współrzędnych związanego z pojazdem, wynosiły: $I_x = 21220 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_y = 90720 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, $I_z = 98000 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ i zostały wyznaczono na drodze obliczeniowej.

Model badanego pojazdu pokazano na rys. 2.



Rys. 2. Model badanego pojazdu (zbudowany przez Stanisława Walczaka)

Fig. 2. Model of tested vehicle

Próby reakcji na wymuszenie losowe zostały przeprowadzone przy prędkości pojazdu 80±3 km/h, na zamkniętym odcinku o długości 2 km. Kierowca wykonywał ruchy kierownicą wg dwóch sygnałów o różnych wysokościach tonu, otrzymywanych w słuchawkach odtwarzacza osobistego. Kierowca nie musi wiernie naśladować otrzymywanych sygnałów, nie może jednak "wpaść" w jedną, własną częstotliwość, co jak się okazuje nie jest łatwe do realizacji w praktyce. Sprawdzeniem poprawności realizowanego wymuszenia jest wygląd widma amplitudowego wymuszenia (wejścia), wykonanego w skali decybelowej, na początku obróbki wyników.

W programie badań mierzono ponad 20 różnych parametrów kinematycznych i dynamicznych pojazdu, za pomocą dwóch systemów pomiarowych, w tym także systemu GPS. W niniejszym artykule wykorzystano sygnał prędkości podłużnej, kąta obrotu kierownicy, prędkości odchylenia oraz przyspieszenia poprzecznego.

4. Wyniki badań

Na rysunku 3 pokazano wycinki zapisanych sygnałów – kąta obrotu kierownicy δ_H i prędkości odchylenia ψ , dla różnych częstotliwości wymuszenia.



Rys. 3. Wycinki przebiegów wymuszenia δ_{μ} (linia ciągła) i reakcji pojazdu ψ (linia przerywana). Fragment przedstawiony po lewej stronie – wymuszenie około 1 Hz, po prawej stronie, wymuszenie około 3 Hz

Fig. 3. The fragments of input δ_{μ} (solid line) and output ψ (broken line). Left side view – forcing input with frequency 1 Hz, right side view – with forcing input frequency about 3 Hz

Na podstawie rys. 3 widać, że na wymuszenie 1 Hz pojazd reaguje pełnym sygnałem prędkości odchylenia. Przy wymuszeniu 0,3 Hz nie są osiągane pełne amplitudy przebiegów, ze względu na dużą bezwładność pojazdu (moment bezwładności $I_z = 98000 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$).

Na rysunku 4 pokazano widmo amplitudowe wymuszenia δ_{H} , w skali decybelowej. Widmo obrazuje zróżnicowanie amplitud wymuszenia w funkcji częstotliwości wymuszenia. Wg zaleceń normy [16], maksymalna różnica poziomów amplitud nie powinna przekraczać 12 dB. Jak widać, warunek ten jest spełniony.

Na rysunku 5 przedstawiono wykresy współczynnika wzmocnienia i kąta przesunięcia fazowego, a na rys. 6 funkcję koherencji zwyczajnej.

Przedstawione graficznie wskaźniki oceny właściwości badanego pojazdu są wynikiem uśrednienia 32 zbiorów po 1024 próbki, poddanych analizie widmowej wg schematu na (rys. 1). Zbiory te wydzielono z 4 plików wyników odpowiadających badaniu na odcinku łącznym około 8 km. Biorąc pod uwagę wartość funkcji koherencji, wyniki są reprezentatywne dla tego typu pojazdu w przedziale częstotliwości od 0,2 do 2 Hz.



Częstotliwość, Hz

Rys. 5. Przebiegi współczynnika wzmocnienia i kąta fazowego Fig. 5. Yaw rate responses to steering wheel input (gain and phase angle)



Rys. 6. Przebieg funkcji koherencji sygnałów

Fig. 6. A coherence of output/input signals

5. Wnioski

Inne próby wykonane przedmiotowym pojazdem w pętli otwartej (ustalona jazda po okręgu ze stałym kątem obrotu kierownicy, reakcja na wymuszenie skokowe obrotem kierownicy, wejście w zakręt bez korekty toru) wykazały podsterowność w całym zakresie osiągniętych przyspieszeń poprzecznych. Dla zakresu liniowego, gradient podsterowności wyznaczony z pierwszej próby osiągał wartość 0,011 rad \cdot s²m⁻¹, a przewyższenie stanu ustalonego prędkości odchylenia (w próbie reakcji po wymuszeniu skokowym obrotem kierownicy), nie przekraczało 20%. Przeprowadzono także próby w pętli zamkniętej (np. pojedynczą i podwójną zmianę pasa ruchu), które potwierdziły te właściwości pojazdu.

Uwzględniając powyższe i przechodząc do oceny właściwości pojazdu na podstawie wyników próby reakcji na wymuszenie losowe, można stwierdzić, że:

- W przedziale częstotliwości wymuszenia 0,25 do około 3 Hz, funkcja koherencji, osiąga wartość bliską 1, co wskazuje na bardzo dobrą spójność sygnałów wejścia–wyjścia, czyli na cechy liniowości badanego systemu dynamicznego.
- Przesunięcie fazowe sygnałów zwiększa się regularnie, w rozpatrywanym zakresie częstotliwości.
- Współczynnik wzmocnienia dla prędkości odchylenia, ma prawie płaski przebieg do częstotliwości około 0,35 Hz. Następnie, przy częstotliwości około 0,5 Hz, uzyskuje maksimum i dalej, jego wartość zmniejsza się w dość regularny sposób aż do częstotliwości nieco ponad 2 Hz. Należy zauważyć, że krzywa przebiegu współczynnika wzmocnienia jest, jakościowo, bardzo podobna do uzyskiwanych dla samochodów osobowych, co potwierdza subiektywnie odczucia i opinie badających o bardzo dobrych właściwościach pojazdu. Ilościowo, krzywa jest przesunięta w kierunku niższych częstotliwości i mniejszych wartości współczynnika wzmocnienia, co wydaje się oczywiste dla pojazdów tej kategorii.

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2010-2012 jako projekt rozwojowy nr O R00 0083 12 oraz ze środków na naukę w latach 2011-2012 jako projekt badawczy O N509 192340.

Literatura

- [1] Bendat J.S., Piersol A.G., *Random Data. Analysis and Measurent Procedures. Second edition (revised and expanded)*, A Wiley-Interscience Publication, New York, Chichester, Brisbane, Toronto, Singapure 1986.
- [2] Pieniążek W., The Car Steerability Research on the Basis of Frequency Response Characteristic to Random Steering Input, [in:] Selected Problems of Structural Mechanics Mechine Design Production Engineering Motor and Railway Vehicles Ogranic Chemistry, Anniversary Inssue Vol. No. 3, Kraków 1995 (praca była także opublikowana jako, Experimental Research of Car Steerability by Means of Random Steering Input, Perodica Politechnica, Ser. Transp. Eng., Vol. 21, No. 3, 1993).
- [3] Pieniążek W. (współautor), Badanie kierowalności samochodu przy wymuszeniu stochastycznym obrotem kierownicy, Teka Komisji N-P Motoryzacji PAN w Krakowie, z. 16, 1998.
- [4] Pieniążek W., Experimental Research of the Movement of Multiaxle Vehicles, (współautorzy. Z. Bielecki i W. Grzegożek), Papers of the Symposium MVM'90, Kragujevac 1990 (rozszerzona wersja pracy: Badania stateczności i kierowalności żurawi na podwoziach wieloosiowych, (współautorzy Z. Bielecki, W. Grzegożek), Prace PIMB Warszawa, Numer Specjalny, 1989).
- [5] Pieniążek W. Badania symulacyjne reakcji samochodu na wymuszenie losowe obrotem kierownicy, Mat. IV Konfer. "Badania Symulacyjne w Technice Samochodowej", Lublin 1993.
- [6] Pieniążek W. (współautor), The Trial of Evaluation of the Bus Dynamical Properties by Means of the Experimental Test with Random Steering Input, Proceedings of XXIV Meeting of Bus and Coach Experts, Budapest 1993.
- [7] Pieniążek W., Truck Steerability Research by Means of Transient Open Loop Response Test Method with Random Steering Input, Proc. of V Mini Conference VSDIA, TU Budapest 1966 (praca była także publikowana jako referat na VI Sympozjum IPM WAT, Rynia 1966).
- [8] Pieniążek W. (współautor), The analitical Research of Response of the Car witch Freedom to Roll on Stochastic Steering Input, Proceedings of 7th Mini Conference VSDIA, Budapest 2000.
- [9] Pieniążek W., *Experimental Research of Car Steerability by Means of Random Steering Input*, Perodica Politechnica Ser. Transp. Eng., Vol. 21, No. 3, 1993.
- [10] Pokorski J., Zestaw programów w języku FORTRAN 77L, do analizy spektralnej sygnałów czasowych [w:] Kamiński E., Pokorski J. Teoria Samochodu. Dynamika zawieszeń i układów napędowych pojazdów samochodowych, WKiŁ, Warszawa 1983.
- [11] Walczak S., BADACZ zintegrowany program w środowisku MatLab, do kompleksowej obróbki wyników badań eksperymentalnych, Kraków 2010-2012.
- [12] Zomotor A., Fahrwerktechnik: Fahrverhalten, Vogel Buchverlag, Würzburg 1987.

- [13] ISO 7401-1998 Road vehicles Lateral transient response test methods Open loop test methods. Second edition 2003-02-15.
- [14] ISO 14791-2000 Road vehicles Heavy commercial vehicle combinations and articulated buses – Lateral stability test methods. First edition 2000-04-15.
- [15] ISO 14793-2000 Road vehicles Heavy commercial vehicles and buses Lateral transient response test methods. First edition 2003-02-15.
- [16] ISO/TR Road Vehicles Transient Open-Loop Test Method with Pseudo Random Steering Input Response.

MECHANIKA CZASOPISMO TECHNICZNE TECHNICAL TRANSACTIONS MECHANICS

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ 3-M/2012 ZESZYT 8 ROK 109 ISSUE 8 YEAR 109

GRZEGORZ ŚLASKI, HUBERT PIKOSZ*

BADANIA DROGOWE ZAPOTRZEBOWANIA ENERGII W CELU REALIZACJI SKRĘTU KÓŁ SAMOCHODU OSOBOWEGO

ROAD TESTS OF ENERGY DEMAND FOR TURNING OF STEERING WHEELS OF A PASSENGER CAR

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki badań i analizy zapotrzebowania na energię mechaniczną w celu realizacji skrętu kół kierowanych dla samochodu osobowego w wybranych sytuacjach eksploatacji samochodu osobowego, dla typowej jazdy miejskiej oraz dla manewrowania na postoju, wskazując zakresy obciążeń i wymaganej mocy. Przedstawiono narzędzia i metodykę badań oraz analizę wyników. Porównano uzyskane wyniki z parametrami technicznymi typowych układów kierowniczych w tej grupie pojazdów i danymi z innych źródeł.

Słowa kluczowe: wspomaganie układu kierowniczego, energochłonność pracy układu kierowniczego, badania drogowe samochodu

Abstract

This paper presents results of measurements and analysis of mechanical energy demand to swivel steered road wheels of passenger car in different operating conditions – for typical city driving and for parking maneuvers at standstill. The range of power and energy demands are presented. The methodology and tools of research and results analysis are also presented. Obtained results are compared with technical specifications of typical steering systems in this vehicle segment and with data from other sources.

Keywords: power steering system, energy demand of steering system operation, passenger car road tests

^{*} Dr inż. Grzegorz Ślaski, dr inż. Hubert Pikosz, Instytut Maszyn Roboczych i Pojazdów Samochodowych, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Politechnika Poznańska.

1. Wstęp

Podczas projektowania współczesnych pojazdów dąży się do ograniczania ich wpływu na środowisko. Jednym z aspektów tego wpływu jest zużycie energii przez pojazd wynikające z pracy różnych jego mechanizmów. Najczęściej kojarzonym z odpowiedzialnością za zużycie energii jest układ napędowy, choć inne podukłady samochodu również korzystają z energii pochodzącej w samochodzie zwykle z przetworzenia energii chemicznej paliwa na energię mechaniczną, a następnie ewentualnie na elektryczną.

Duży postęp w oszczędności paliw nastąpił w obszarze przetwarzania energii paliwa na energię mechaniczną dzięki rozwojowi nowoczesnych silników i sposobów zaawansowanego sterowania procesem spalania paliw. Dalsze oszczędności próbuje się uzyskać w procesach wykorzystujących wytworzoną energię, poprawiając ich sprawność. Dotyczy to wielu aspektów pracy samochodu, np. pracy układu napędowego, oporów ruchu samochodu czy wykorzystania innych źródeł energii, takich jak energia zaoszczędzona podczas spowalniania samochodu, co prowadzi do rozwoju napędów hybrydowych pozwalających magazynować energię w różnych formach, m.in. w formie energii elektrycznej, która ze względu na łatwość sterowania jest najczęściej wykorzystywana.

Wśród różnych układów, które w samochodach wymagają zewnętrznych w stosunku do nich źródeł energii są układy, w których wprowadza się wspomaganie fizycznej pracy kierowcy oraz takie, które pracują niezależnie od kierowcy. Układami z pierwszej grupy są układy hamulcowe i kierownicze, z drugiej – różnego rodzaju układy osprzętu elektrycznego silnika i samochodu, a także te służące komfortowi, np. klimatyzacja, systemy multimedialne itd.

W podnoszeniu efektywności pracy tych układów można także poszukiwać źródeł oszczędności energii. Polegać to jednak musi zawsze na zachowaniu pełnej funkcjonalności przy jednoczesnej poprawie efektywności energetycznej.

W niniejszym artykule przedstawiono wyniki cząstkowych badań drogowych zapotrzebowania na energię w celu realizacji skrętu kół kierowanych samochodu osobowego na postoju i w jeździe miejskiej. Na ich podstawie wskazano obszary wskazujące potencjał oszczędności energii, które są współcześnie wykorzystywane w projektowaniu sterowanych elektronicznie systemów wspomagania w układach kierowniczych.

2. Podstawy teoretyczne zapotrzebowania na energię w układzie kierowniczym

Zmiana kierunku jazdy pojazdu kołowego wymaga w ogólnym przypadku zmiany ustawienia kół kierowanych w stosunku do pojazdu, jak i podłoża. Zmiana ta związana z przemieszczeniem koła powoduje zapotrzebowanie na pewną pracę wynikającą z tego, że ruch koła względem podłoża i pojazdu związany jest z koniecznością pokonania sił wynikających z następujących procesów [6]:

- skrętu koła wokół jego pionowej osi,
- przetaczania koła wokół osi obrotu zwrotnicy,
- unoszenia przodu pojazdu na skutek zastosowania kąta pochylenia osi obrotu zwrotnicy.

Siły te będą wynikać z towarzyszących procesom sił tarcia, oporu toczenia czy też siły grawitacji.

W układach kierowniczych brakuje urządzeń wspomagających pokonanie tych sił. W efekcie potrzebna praca wykonywana jest całkowicie przez kierowcę. W miarę wzrostu masy pojazdów, tym samym obciążeń kół kierowanych, wprowadzania opon o dużym przekroju poprzecznym, stwarzających zwiększone opory przy skręcaniu, wymagana praca zaczyna być trudna do realizacji w oparciu tylko o siłę mięśni kierowcy. Wzrastające opory skrętu kół wymagają coraz większych sił lub momentów uzyskiwanych na wyjściu przekładni kierowniczej. Można to uzyskać poprzez wzrost momentu przykładanego do koła kierownicy albo zwiększone przełożenie w przekładni kierowniczej. W pierwszym przypadku można zwiększać średnicę kierownicy lub wymagać zwiększonego wysiłku kierowcy (do pewnych granic). Z kolei zastosowanie zwiększonego przełożenia przekładni kierowniczej prowadzi do zmniejszenia prędkości skrętu koła kierowanego (co może powodować ograniczenie prędkości pojazdu podczas jazdy po krętych drogach) oraz zwiększa liczbę obrotów koła kierownicy potrzebnych do wykonania skrętu.

Aby zmniejszyć wysiłek kierowcy potrzebny do kierowania pojazdem i umożliwić szybkie i efektywne kierowanie, stosuje się urządzenia wspomagające. Wymagają one doprowadzenia do układu kierowniczego energii niezbędnej do wykonania pracy związanej z pokonywaniem oporów skręcania kół. Pochodzić ona musi ze źródła zewnętrznego, ale działania kierowcy są wtedy ograniczone tylko do odpowiedniego sterowania energią.

3. Badania eksperymentalne zapotrzebowania na energię w układzie kierowniczym

3.1. Obiekt badań i metoda pomiaru

Obiektem wykorzystanym do badań był przednionapędowy samochód osobowy klasy "compact" o masie równej 1530 kg i nacisku na przednią oś równemu 850 kg.

Badania drogowe obciążeń układu kierowniczego wykonane zostały z wykorzystaniem pomiaru sił na drążkach poprzecznych układu kierowniczego samochodu osobowego oraz prędkości ruchu tych drążków. Pomiar zrealizowano z wykorzystaniem pomiaru odkształceń z zastosowaniem tensometrii oporowej i odpowiedniego układu tensometrów w celu eliminacji wpływu odkształceń giętnych na wynik pomiaru.

Badania wykonano dla następujących przypadków pracy układu kierowniczego:

- manewrów parkingowych przy nieruchomym samochodzie na różnych nawierzchniach,
- manewrów podczas eksploatacji w ruchu miejskim.

3.2. Przetwarzanie sygnałów pomiarowych

Proces przetwarzania sygnałów pomiarowych w zakresie przeliczenia wielkości mierzonych bezpośrednio na wielkości fizyczne i realizacja wyznaczenia wielkości mierzonych zostały pośrednio zrealizowane w czasie rzeczywistym podczas pomiaru w systemie akwizycji danych.

Na podstawie iloczynu siły i prędkości wyznaczono moc konieczną w danych warunkach do realizacji skrętu kół. Do zapisania programu obsługującego akwizycję danych i realizującego on-line odpowiednie przekształcenia wykorzystano modelowanie z użyciem systemu Matlab/Simulink, programując odpowiednie zależności.

,

Do wyznaczenia chwilowych wartości mocy skorzystano z zależności:

$$P(i) = |v_{dr}(i)| \cdot \left(|F_1(i)| + |F_p(i)|\right)$$
(1)

gdzie:

60

- P(i) chwilowe zapotrzebowanie mocy dla układu kierowniczego,
- $F_1(i)$ chwilowa wartość składowej równoleg
łej do listwy zębatej siły mierzonej na drążku lewym,
- $F_p(i)$ chwilowa wartość składowej równoleg
łej do listwy zębatej siły mierzonej na drążku prawym,
- v_{dr} chwilowa wartość prędkości listwy zębatej (wyznaczona na podstawie) prędkości obrotowej wału kierownicy).

Wartości $F_1(i)$ oraz $F_p(i)$ obliczono uwzględniając zmienną wartość kąta ustawienia drążka lewego i prawego względem listwy zębatej w funkcji zmian kąta skrętu kół, co miało istotny wpływ na wartość siły przy kątach skrętu powyżej 20° (manewry na postoju). Natomiast w celu obliczenia zapotrzebowania energii dla analizowanego odcinka czasu eksploatacji wykorzystano zależność:

$$E = \sum_{i=1}^{i=n} \left(P(i) \cdot \Delta t \right) \tag{2}$$

gdzie:

E – zapotrzebowanie energii dla analizowanego odcinka czasu eksploatacji,

- Δt krok próbkowania,
- *n* ilość próbek wykorzystanych w analizie.

Aby zilustrować obciążenia układu kierowniczego zdefiniowano także wartość sumarycznej siły obciążającej drążki. Ze względu na to, że w czasie gdy jeden z drążków jest ściskany, drugi rozciągany, siłę sumaryczną zdefiniowano jako różnicę pomiędzy siłą drążków lewego i prawego. W celu analizy zmienności kątów skrętu kół przyjęto wartość średniego kąta skrętu kół obliczoną na podstawie średniej wartości przełożenia kinematycznego pomiędzy kątem obrotu kierownicy i kół.

Na rysunkach 1 i 2 zaprezentowano przebieg zmian mierzonych parametrów dla dwóch przykładowych prób. W zestawieniu ujęto wykres zmian prędkości pojazdu, siły sumarycznej na drążkach poprzecznych układu kierowniczego oraz parametry kinematyczne – amplitudę kątów skrętu wraz z prędkościami skrętu koła kierownicy.

Rysunek 1 przedstawia parametry dla ekstremalnie szybkiego skrętu kół kierowanych podczas postoju pojazdu. Daje to obraz maksymalnego zapotrzebowania mocy w celu realizacji skrętu kół ze względu na fakt obciążenia go maksymalną siłą wynikającą ze skrętu kół, które się nie toczą oraz dużą prędkością realizacji skrętu. Maksymalne siły podczas tej próby osiągały wartość ok. 8000 N, natomiast maksymalne wartości średniego kąta skrętu kół kierowanych nie przekraczały 33°. Maksymalne prędkości skrętu koła kierownicy sięgały 700°/s.

Rysunek. 2 przedstawia przebieg tych samych parametrów zarejestrowanych podczas jazdy samochodu w ruchu miejskim w czasie trwania popołudniowego szczytu komunikacyjnego. W porównaniu z obciążeniami ekstremalnymi w pierwszej próbie widoczne jest znaczące ograniczenie maksymalnych wartości siły sumarycznej, która w tym przypadku nie przekraczała 3500 N, utrzymując się najczęściej poniżej poziomu 500 N.

Prędkość skrętu koła kierownicy osiągnęła maksymalnie w tej próbie 310°/s, w większości przypadków nie przekraczając 100°/s. Wartości kątów skrętu kół kierowanych były nie większe niż 20°.



Rys. 1. Parametry próby realizowanej podczas szybkiego skrętu kierownicy na nawierzchni betonowej na postoju

Fig. 1. Parameters of the test performed during a rapid turn of the steering wheel on a concrete pavement in parking



Rys. 2. Parametry próby realizowanej podczas jazdy w ruchu miejskim na terenie miasta Poznania na wilgotnej nawierzchni asfaltowej

Fig. 2. Parameters of the test ride in urban traffic in the city of Poznań, on a wet asphalt pavement

Na rysunku 3 zestawiono porównanie zapotrzebowania na moc dla dwóch wcześniej opisanych przypadków obciążeń układu kierowniczego. Dla manewrów w trakcie postoju samochodu, przy dużej prędkości skrętu koła kierownicy, maksymalne wartości mocy sięgają 480 W, a wartość średnia to 187 W. Dla próby w trakcie postoju z maksymalną prędkością skrętu na poziomie 200°/s uzyskano maksymalne wartości zapotrzebowania mocy na poziomie 260 W.



Rys. 3. Porównanie zapotrzebowania na moc dla prób skrętu kół na postoju wg parametrów: a) z rys.1, b) podczas jazdy miejskiej wg parametrów z rys. 2

Fig. 3. Comparison of demands for power for the tests of the wheels turning in parking according to the parameters: a) from Fig. 1 and b) during an urban ride according to the parameters from Fig. 2

Uzyskane wartości, przy założeniu, że jest to tylko zapotrzebowanie ze strony układu kierowniczego, bez strat urządzenia wspomagającego, mieszczą się w zakresie danych podawanych dla samochodów kompaktowych przez firmę ZF [7] (rys. 4), dla których wartości mocy urządzeń wspomagających mieszczą się w przedziale 400–500 W dla tej grupy pojazdów, a zakres maksymalnych sił w okolicach 8000 N.

W przypadku jazdy miejskiej przeciętna wartość zapotrzebowania mocy wynosi około 2 W, a wartości maksymalne nie przekraczają 115 W. Dla skrętu kół na postoju wartości te wyniosły odpowiednio 187 W i 480 W. Szczególnie duża różnica dotyczy wartości średniej, co wynika z małego udziału czasu skrętu w ogólnym czasie próby w jeździe miejskiej.



Rys. 4. Przeciętne wartości mocy i sił przekładni kierowniczych zębatkowych ze wspomaganiem elektrycznym (na podstawie [7])

Fig. 4. Average values of power and forces of electric power assisted steering toothed gears (based on [7])

Dla uzyskanych wyników przedstawić można oszacowane zapotrzebowanie energii dla analizowanych odcinków czasu. Wynik przedstawiono na rys. 5.



Rys. 5. Zużycie energii potrzebnej do obsłużenia układu kierowniczego w analizowanych próbach i odcinkach czasu

Fig. 5. Consumption of energy needed for operating the steering system in the analysed tests and intervals

Dokonując przeliczenia zapotrzebowania energii na godzinę jazdy w przypadku eksploatacji w ruchu miejskim, uzyskamy wartości, jak w tabeli 1.

Należy podkreślić, że jest to zapotrzebowanie na energię wynikające z sił koniecznych na danym odcinku czasu eksploatacji do realizacji skrętu kół. W związku z tym, że podczas jazdy prostoliniowej nie dochodzi do skrętu kół, to zapotrzebowanie na energię staje się zerowe. Wartość ta nie odpowiada jednak zużyciu energii przez urządzenia wspomagające układ kierowniczy, które jest znacznie wyższe i wynika ze strat związanych z jałową pracą urządzenia wspomagającego.

W celu wyraźnego rozróżnienia zapotrzebowania mocy i energii od faktycznego zapotrzebowania mocy zasilania urządzenia wspomagającego i zużycia energii warto zwrócić uwagę na kwestię strat energii w tradycyjnym hydraulicznym urządzeniu wspomagającym.

Badając szczegółowo pojazdy osobowe, ustalono, że zastosowanie hydraulicznie wspomaganego układu kierowniczego podnosi przeciętnie zużycie paliwa o około 3% [4]. Dla całkowitych 3% strat na pracę urządzenia wspomagającego zaledwie 1/30 to zużycie energii wywołane obciążeniem wspomagania wynikającym z zapotrzebowania na energię przez układ kierowniczy. W przypadku elektrycznych urządzeń wspomagających straty te są znacznie niższe i wg [4] mogą wynosić zaledwie 6% strat tradycyjnych mechanizmów hydraulicznych. W pracy [4] dla standardowego japońskiego cyklu testu zużycia paliwa ("10–15 mode") podano wartość ok. 157 W dla wspomagania hydraulicznego i 8,5 W dla wspomagania elektrycznego. Wartości te należy traktować jako orientacyjne ze względu na brak precyzyjnego zdefiniowania warunków pracy układu kierowniczego.

65

Tabela 1

Wynik analizy zapotrzebowania na energię i moc dla analizowanych prób badawczych

Próba	Maksymalna siła	Moc maksymalna	Średnia moc	Zapotrzebowanie energii w czasie 300 sekund	Zapotrzebowanie energii w czasie 1 godziny
	[N]	[W]	[W]	[Wh]	[Wh]
Obrót szybki na betonie	8000	480	187	16	192
Obrót wolny na betonie	7000	125	32	3,3	39,6
Jazda w ruchu miejskim – 1	2200	38	0,7	0,065	0,78
Jazda w ruchu miejskim – 2	2200	43	0,8	0,08	0,96
Jazda w ruchu miejskim – 3	4000	115	1,.9	0,23	2,76
Jazda w ruchu miejskim – 4	3200	68	1	0,11	1,32
Jazda w ruchu miejskim – 5	4600	180	1,9	0,12	1,44
Jazda w ruchu miejskim – 6	3800	85	0,6	0,005	0,06
Jazda w ruchu miejskim – 7	5800	220	2	0,21	2,52
Jazda w ruchu miejskim – 8	2800	48	1,1	0,09	1,08
Średnia dla prób podczas jazdy	3575	100	1,3	0,11	1,37



Rys. 6. Straty energetyczne konwencjonalnego hydraulicznego wspomagania układu kierowniczego – wartości podane w % zużycia paliwa (na podstawie [4])

Fig. 6. Losses of energy in a conventional hydraulic assistance system – values in % of fuel consumption (based on [4])

4. Analiza statystyczna przetworzonych sygnałów

Dla badanych wielkości zapotrzebowania mocy przeprowadzono analizę statystyczną w celu wyznaczenia częstości występowania danego zapotrzebowania na moc z uwzględnieniem prędkości jazdy, przy której ono wystąpiło.

W związku z tym, że kolejne próbki chwilowych wartości mocy odpowiadają kolejnym chwilom czasu można zilustrować częstość występowania danego zapotrzebowania na moc jako procentowy udział czasu występowania danej wielkości mocy w ogólnym czasie danej próby.

Do realizacji analizy statystycznej wykorzystano algorytm, który zapisano w procedurze programu Matlab. Realizuje on najpierw zliczenie liczby elementów w przedziałach klasowych mocy, a następnie w każdym z tych przedziałów zlicza liczbę elementów w przedziałach klasowych prędkości. Przyjęto podział na przedziały klasowe mocy, których granice wyznaczono kolejnymi wartościami chwilowej mocy zawartymi w wektorze wierszowym: [0 40 80 120 160 200 240 280 320 360 400 440 480 520].

Dla przedziałów klasowych prędkości wzdłużnej samochodu przyjęto granice zgodnie z wektorem wierszowym: [0 5 10 15 20 25 30 35 40 45 50 55 60 65 70 75 80].

Po dokonaniu zliczenia ilości próbek dane zaprezentowano w postaci trójwymiarowych histogramów na rys. 7.

Wyniki przeprowadzonych analiz wskazują, że w większości czasu eksploatacji samochodu, nawet w ruchu miejskim, zapotrzebowanie na moc w celu realizacji skrętu kół kierowanych jest znikome. Dla analizowanej próby wartości większe niż 20 W pojawiły się w czasie nieprzekraczającym 1,5%.





Fig. 7. Distribution of occurring frequency of demand for power and driving speed for: a) tests of the wheels turning in parking according to the parameters from Fig. 1, b) during an urban ride according to the parameters from Fig. 2

5. Podsumowanie

W artykule przedstawiono wyniki szacunkowych badań zapotrzebowania na moc i energię przez układ kierowniczy w celu realizacji skrętu kół kierowanych w warunkach eksploatacji miejskiej i w sytuacji ekstremalnego zapotrzebowania na moc. Wyniki te wskazują, że wartości ekstremalne są wielokrotnie większe od wartości przeciętnych, co wiąże się z bardzo dużym udziałem czasu eksploatacji, w którym nie ma potrzeby skrętu kół kierowanych lub pojawia się ona przy wyższych prędkościach, przy których poziom zapotrzebowania mocy jest znacznie mniejszy niż dla przypadku ekstremalnego, jakim jest szybki skręt kół podczas postoju samochodu na przyczepnej nawierzchni.

Warto zwrócić uwagę na fakt, że układy kierownicze ze wspomaganiem hydraulicznym wyposażone w pompy o stałej wydajności projektowano tak, aby zapewniały wystarczającą siłę wspomagania już przy prędkości obrotowej silnika równej biegowi jałowemu silnika. Ze względu na wykorzystanie układu hydraulicznego z zaworem centralnie otwartym w układzie występuje stały przepływ płynu, któremu towarzyszą straty przepływu. Ilustruje to rys. 8, zaczerpnięty z pracy [5], który przedstawia symbolicznie zmiany ciśnienia na pompie w trakcie eksploatacji (jazdy).



Rys. 8. Przeciętne warunki pracy układu wspomagania (lub na podstawie [5])

Fig. 8. Average conditions of the assistance system operation (or based on [5])

W celu zmniejszenia strat pracy jałowej urządzeń wspomagających wprowadzono rozwiązania w postaci wspomagania elektrohydraulicznego i elektrycznego [3]. Chociaż podczas pracy tych urządzeń mamy do czynienia z większymi stratami i mniejszymi sprawnościami wynikającymi z zamiany energii mechanicznej na elektryczną i z powrotem na mechaniczną [5], to fakt, iż w czasie braku zapotrzebowania na energię układy te nie pobierają takich ilości energii zasilania jak wspomaganie hydrauliczne powoduje, że sumarycznie uzyskuje się znaczące oszczędności sięgające kilkudziesięciu procent [4, 5]. Efektywność energetyczna mechanizmów wspomagających jest istotna ze względu na potrzebę zmniejszania zużycia energii przez pojazdy. Związane jest to z aspektami ekologicznymi, ale w przypadku pojazdów, w których stosuje się źródła energii o niewielkiej pojemności, np. w pojazdach o napędzie elektrycznym, każda strata energii ma znaczenie praktyczne w postaci ograniczenia stosunkowo niedużego zasięgu takiego pojazdu realizowanego w ramach jednego ładowania akumulatorów.

Dlatego zagadnienie zmniejszania zapotrzebowania na energię przez urządzenia wspomagające jest nadal aktualne i stanowi przedmiot wielu prac naukowych i konstrukcyjnych [1, 2, 5].

Literatura

- [1] Kemmetmüller W., Kugi A., Müller S., Modeling and Nonlinear Control of an Electrohydraulic Closed-Center Power-Steering System, Proceedings of the 44th IEEE Conference on Decision and Control, and the European Control Conference 2005, Seville.
- [2] Kozuma F., Arita T., Tsuda H., *Development of Energy Saving Power Steering*, Proceedings of the 6th JFPS International Symposium on Fluid Power, Tsukuba 2005.
- [3] Kuranowski A., Mirska-Świętek M., Mechanizmy wspomagające w pojazdach samochodowych, cz. 1, Układy kierownicze, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2002.
- [4] Miyazaki H., *Technical Trends in Steering Systems*, Proceedings of the 7th JFPS International Symposium on Fluid Power, Toyama 2008.
- [5] Rösth M., *Hydraulic Power Steering System Design in Road Vehicles Analysis, Testing and Enhanced Functionality*, praca doktorska, Linköping University, Linkoping 2007.
- [6] Szydelski Z., Napęd i sterowanie hydrauliczne, WKiŁ, Warszawa 1993.
- [7] ZF Servolectric[®], *Electric Power Steering System for Passenger Cars and Light Commercial Vehicles*, http://www.zf-lenksysteme.com/ (odczyt z marca 2011).

MECHANIKA CZASOPISMO TECHNICZNE TECHNICAL TRANSACTIONS

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ 3-M/2012 ZESZYT 8 ROK 109 ISSUE 8 YEAR 109

GRZEGORZ ŚLASKI*

ANALIZA SYGNAŁÓW STEROWANIA UKŁADEM KIEROWNICZYM I HAMULCOWYM DLA ZINTEGROWANEGO STEROWANIA ZAWIESZENIEM ADAPTACYJNYM

ANALYSIS OF CONTROL SIGNALS OF BRAKE AND STEERING SUBSYSTEMS FOR INTEGRATED CONTROL OF ADAPTIVE SUSPENSION

Streszczenie

W artykule przedstawiono koncepcję sterowania i przetwarzania sygnałów oraz wyniki eksperymentów przeprowadzonych na samochodzie osobowym w próbach drogowych, wyposażonym w prototypowy układ zintegrowanego sterowania zawieszeniem o zmiennym tłumieniu. Wykazano, że przedstawiona koncepcja wykorzystania prowadzonej w czasie rzeczywistym analizy sygnałów sterowań kierowcy pozwala na sterowanie adaptacją tłumienia zawieszenia do aktualnych wymagań, a tym samym zwiększa poziom bezpieczeństwa i komfort jazdy.

Słowa kluczowe: dynamika samochodu, zawieszenie o zmiennym tłumieniu, sterowanie zawieszeniem, prototypowanie sterowników zawieszenia

Abstract

This paper presents idea of control and signal processing and results of experimental road tests conducted with passenger car equipped with prototype system of adjustable damping suspension. It was proven that presented idea of real time signal processing of driver control signals allows to control adaptive adjusting suspension damping according to requirements of the moment and thanks to it allows to improve driving safety and comfort level.

Keywords: vehicle dynamics, adjustable damping suspension, suspension control, suspension controller prototyping,

^{*} Dr inż. Grzegorz Ślaski, Instytut Maszyn Roboczych i Pojazdów Samochodowych, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Politechnika Poznańska.

1. Wstęp

Zawieszenie samochodu jest podstawowym układem samochodu wpływającym na kształtowanie dynamiki samochodu w zakresie dynamiki pionowej oraz dynamiki przechyłów wzdłużnych i poprzecznych. Dodatkowo przez powiązania tych ruchów przez kinematykę zawieszeń z generowaniem sił, także w kierunkach wzdłużnym i poprzecznym, zawieszenie ma wpływ również na dynamikę poprzeczną (kierowalność i stateczność ruchu samochodu) oraz wzdłużną [2, 7].

Wymuszenia, jakie działają na samochód i wymuszają pracę zawieszenia, można podzielić na:

- wymuszenia kinematyczne oddziałujące na styku kół ogumionych z nawierzchnią drogi,
- wymuszenia od sił masowych generowanych zmianami dynamiki wzdłużnej i poprzecznej oddziaływujące na zawieszenie od strony nadwozia.

Pierwsze z wymuszeń mają na ogół charakter losowy o zróżnicowanych amplitudach i szerokim paśmie częstotliwości składowych [2, 3, 6], natomiast drugie mają charakter skokowy lub impulsowy, czasami harmoniczny i są związane z takimi manewrami jak przyspieszanie, hamowanie czy też zmiana kierunku ruchu. Szybkość narastania ich amplitud jest mniejsza niż w przypadku wymuszeń kinematycznych, natomiast czas trwania na ogół znacznie dłuższy.

Cechą charakterystyczną wymuszeń siłowych jest też to, że zmiany ugięcia zawieszenia są w trakcie ich trwania jednokierunkowe i powodują poprzez kinematykę zawieszenia powstawanie jednokierunkowych zmian w geometrii kontaktu kół z nawierzchnią drogi oraz w kątach skrętu kół, co może mieć istotny wpływ na dynamikę poprzeczną i wzdłużną.

W przypadku wymuszeń kinematycznych mamy do czynienia w ich wyniku z ruchem drgającym kół i nadwozia o różnych poziomach amplitud i różnych częstotliwościach, co w zależności od kształtu wymuszenia, prędkości jazdy i charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych zawieszenia powoduje określony poziom przenoszenia efektów oddziaływania wymuszeń kinematycznych na nadwozie samochodu, wpływając na komfort jazdy kierowcy i pasażerów [3, 10, 12]. Dodatkowo drgające koła i nadwozie powodują zmiany nacisków pionowych kół na nawierzchnię drogi, co z kolei zmienia potencjał stycznych sił przyczepności odpowiedzialnych za możliwość przyspieszania, hamowania samochodu, a także jego kierowanie.

Charakterystyki zawieszenia, które są jedyną formą kształtowania odpowiedzi samochodu na omawiane wymuszenia, zależą od doboru różnych parametrów zawieszeń. Dotyczy to zarówno charakterystyk kinematycznych, jak i charakterystyk dynamicznych.

W przypadku pierwszych parametrami są wielkości geometryczne opisujące wymiary i lokalizację oraz orientację elementów wodzących zawieszeń [2], w przypadku drugich parametrami konstrukcyjnymi są głównie sztywność i tłumienie w zawieszeniu [10].

W prezentowanym artykule poruszono problem adaptacyjnego kształtowania charakterystyk dynamicznych zawieszenia z wykorzystaniem amortyzatorów o zmiennym tłumieniu oraz sygnałów pomiarowych opisujących sterowanie dynamiką samochodu przez kierowcę. Są to sygnały sterowania kołem kierownicy i pedałem hamulca.
2. Zawieszenie o zmiennym tłumieniu

Niemal do końca XX wieku [10] w powszechnie produkowanych samochodach charakterystyki sztywności i tłumienie zawieszenia traktowano jako stałe, dobierane przez konstruktora pojazdu na etapie projektowania i potem już zmienne tylko w wyniku zmian eksploatacyjnych. Jednak wraz z rozwojem techniki do produkcji wprowadzono amortyzatory pozwalające kształtować charakterystyki również w czasie eksploatacji przez zastosowanie dodatkowych zaworów lub cieczy o zmiennej lepkości pod wpływem zmian pola magnetycznego – cieczy magnetoreologicznych [4, 13]. Dawało to potencjał regulacji tłumienia w czasie eksploatacji samochodu.

Aby jednak ten potencjał wykorzystać, konieczne stało się poszukiwanie algorytmów pozwalających na efektywne wykorzystanie możliwości zmian tłumienia w zawieszeniu do poprawy ogólnego poziomu bezpieczeństwa i komfortu jazdy.

Znacząca ilość publikacji [10] dotyczących sterowania tłumieniem dotyczy zagadnień związanych z poprawą charakterystyk dynamicznych zawieszenia w odpowiedzi na wymuszenia kinematyczne. Znacznie mniej związanych jest z analizą możliwości poprawy dynamiki samochodu w odpowiedzi na wymuszenia siłowe związane ze zmianami dynamiki wzdłużnej i poprzecznej [8, 11]. Wynika to po części z przyjmowanej dosyć prostej koncepcji polegającej na stosowaniu w trakcie pojawiania się takiego wymuszenia dostępnej maksymalnej wartości tłumienia, która spowalnia ugięcia zawieszeń i towarzyszące im efekty związane z ewentualnymi zmianami geometrii. Można też spotkać koncepcje bardziej rozbudowane, zmieniające tłumienie wg kryterium minimalizacji drogi hamowania [8], wykorzystujące zjawisko dociążania przedniej osi podczas hamowania.

3. Funkcje algorytmów sterowania zmianami tłumienia w zawieszeniach

Algorytm sterujący zmianami tłumienia zbudowany musi być z kilku modułów, wśród których ten odpowiadający za dobór poziomu tłumienia jest co prawda tym najbardziej merytorycznym, jednak nie jedynym i niewystarczającym.

Wyróżnić można co najmniej trzy poziomy koniecznych działań realizowanych przez algorytm sterowania:

- rozpoznanie stanu dynamiki samochodu pod kątem dostosowania tłumienia,
- podjęcie decyzji o wymaganym poziomie tłumienia,
- opracowanie sygnału sterującego dla członu aktywnego, np. modułu mocy obsługującego zawór proporcjonalny amortyzatora zawieszenia.

Każde z tych działań jest istotne dla końcowego efektu. Pierwsze umożliwia prawidłową ocenę stanu dynamiki lub nawet prognozowania jej zmian. Drugie odpowiada za właściwy dobór poziomu tłumienia, a trzecie umożliwia realizację opracowanego sterowania z uwzględnieniem charakterystyk członów wykonawczych.

Ten schemat budowy algorytmu sterującego dotyczy sterowania zmianami poziomu tłumienia zarówno do wymuszeń kinematycznych, jak i siłowych. Różne są tylko sygnały przetwarzane na pierwszym poziomie.

W przypadku wymuszeń kinematycznych mogą to być takie sygnały jak przyspieszenia pionowe masy resorowanej i nieresorowanej, ewentualnie wielkość ugięcia zawieszenia. Na ich podstawie oszacowane muszą być inne zmienne stanu opisujące dynamikę zawieszenia, konieczne do sterowania tłumieniem. Do wymuszeń siłowych sygnałami pozwalającymi podejmować decyzje co do oceny stanu dynamiki lub nawet bardziej jej prognozowania są sygnały sterowania kierownicą oraz pedałem hamulca, a także sygnał prędkości wzdłużnej samochodu i przyspieszenia poprzecznego.

4. Prototypowy układ sterowania zawieszeniem o zmiennym tłumieniu

Do oceny możliwości prognozowania stanu dynamiki samochodu dla sterowania siłą tłumienia w odpowiedzi na wymuszania od sił masowych, zbudowano prototypowy system zawieszenia o zmiennym tłumieniu, który zastosowano w testowym samochodzie osobowym [10, 11].

Pojazdem testowym był samochód osobowy klasy kompakt, wyposażony w amortyzatory o zmiennym tłumieniu sterowane przez zawór kierujący przepływem w kanale obejściowym [14], sterowane przez autorski prototypowy program sterujący.

4.1. Program sterujący i jego implementacja sprzętowa

Prototypowy układ sterowania miał charakter autonomiczny i był niezależny od jakichkolwiek innych systemów sterowania pojazdu. Wykorzystywał własny system czujników, zabudowany w pojeździe do potrzeb funkcjonowania tego systemu sterowania. Podstawowa struktura funkcjonalna programu sterującego przedstawiona została na rys. 1.



Rys. 1. Struktura funkcjonalna prototypowego programu zintegrowanego sterowania zmianą tłumienia w zawieszeniu

Fig. 1. Functional diagram of the prototype software for an integrated control of an adjustable suspension damping

Użycie prototypowego programu sterującego umożliwiło dowolne konfigurowanie jego funkcjonowania do potrzeb realizacji poszczególnych testów. Został on zaimplementowany na platformie prototypowania układów sterowania firmy dSpace. Widok samochodu testowego wraz z platformą prototypowania układów sterowania przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Wnętrze samochodu testowego z widoczną częścią sprzętową do implementacji prototypowego układu sterowania zmienną charakterystyką tłumienia w zawieszeniu

Fig. 2. The view of some hardware used to implement the prototype suspension controller for control adjustable dampers inside test vehicle

4.2. System czujników

W skład systemu pomiaru wielkości wykorzystywanych do sterowania zawieszeniem wchodziły następujące czujniki:

- mikromechaniczny czujnik przyśpieszenia wzdłużnego i poprzecznego oraz prędkości kątowej odchylania,
- mikromechaniczne czujniki przyśpieszeń pionowych nadwozia, umiejscowione nad poszczególnymi kołami,
- mikromechaniczne czujniki przyśpieszeń pionowych mas nieresorowanych,
- czujnik kąta obrotu kierownicy,
- czujnik przemieszczenia pedału hamulca,
- czujnik GPS prędkości wzdłużnej samochodu.

4.3. Amortyzatory o zmiennym tłumieniu

Zakres zmienności sił tłumienia zastosowanych amortyzatorów pozwala na uzyskanie charakterystyk, które dają średni zakres bezwymiarowego współczynnika tłumienia badanego samochodu pomiędzy wartościami 0,2 a 0,4 [13]. Dokładne sprecyzowanie tej wartości jest utrudnione ze względu na fakt, że charakterystyka amortyzatorów jest asymetryczna i nieliniowa. Zakres ten pozwala prowadzić regulację tłumienia pomiędzy poziomem dostosowanym do maksymalizacji komfortu (-0, 2) a poziomem dostosowanym do maksymalizacji bezpieczeństwa (-0, 4).

Zakres charakterystyki amortyzatorów jest wybierany poprzez sterowanie zaworem proporcjonalnym przy pomocy sygnału PWM pozwalającego uzyskiwać wartości natężenia prądu między wartościami 0 a 1,6 A, zmieniając płynnie i proporcjonalnie wielkość otwarcia tego zaworu, a tym samym poziom uzyskiwanych sił tłumienia.

5. Sygnały sterowania kierownicą i hamulcem

Sygnałami wykorzystanymi do sterowania zmianą poziomu tłumienia w odpowiedzi na wymuszenia siłowe od sił masowych były sygnały sterowań kierowcy, następstwem których jest pojawienie się tych sił. Dla dynamiki wzdłużnej i sił wzdłużnych jest to sygnał uruchamiania hamulców przez kierowcę, dla dynamiki poprzecznej i sił poprzecznych są to głównie sygnały obrotu koła kierownicy oraz przyspieszenia poprzecznego.

5.1. Przetwarzanie sygnału przemieszczenia pedału hamulca

W wyniku przemieszczenia pedału hamulca (co jest związane także z przyłożeniem siły) pojawia się siła hamowania, a wraz z nią siła bezwładności oddziaływująca na bryłę nadwozia i generująca pojawienie się przechyłu wzdłużnego.

W celu wykorzystania tego sygnału do sterowania poziomem tłumienia konieczne jest zrealizowanie w czasie rzeczywistym:

- analizy wartości przemieszczenia pedału hamulca i porównanie jej z wartością graniczną, powyżej której wartość siły hamowania osiąga wartości istotne dla dynamiki przechyłu wzdłużnego,
- analizy prędkości wciskania (ruchu) pedału hamulca i porównanie z wartością progową, powyżej której prawdopodobne jest uzyskanie dużej końcowej wartości siły hamowania,
- podtrzymania nastawy maksymalnego tłumienia po zaniku siły hamowania dla przeciwdziałania dużej prędkości przechyłu wzdłużnego po rozprężeniu elementów sprężystych zawieszenia.

Wszystkie te działania zostały uwzględnione w strukturze algorytmu przetwarzania sygnałów w czasie rzeczywistym, przedstawionym na rys. 3.

W celu usunięcia niepożądanych składowych mierzonych sygnałów w torze pomiarowym zastosowano filtry dolnoprzepustowe w postaci funkcji o transmitancji:

$$H(s) = \frac{\omega_c}{s + \omega_c} \tag{1}$$

gdzie ω_c oznacza częstość odcięcia.

Istotną cechą zastosowanych filtrów było ich niewielkie opóźnienie fazowe w stosunku do sygnału oryginalnego obserwowanych w trakcie realizacji testów drogowych prędkości narastania sygnałów oryginalnych.

Warunki logiczne regulacji poziomu tłumienia wykorzystano w wariancie dwustanowym – wyboru poziomu wysokiego tłumienia – stanu spełnienia warunku. Miał on postać porównania analizowanego sygnału z poziomem progowym i w efekcie algorytm podawał wynik równy 1 w przypadku wystąpienia przewyższenia przez sygnał poziomu progowego. Poziom progowy warunku był dobierany w wyniku prób eksperymentalnych i ich analizy.



Rys. 3. Schemat blokowy funkcji algorytmu przetwarzania sygnału przemieszczenia (skoku) pedału hamulca





Rys. 4. Analiza sygnałów dla próby hamowania – sygnał oryginalny i filtrowany przemieszczenia pedału hamulca, wynik działania algorytmu i efekt w postaci ugięcia zawieszenia



Istotnym elementem toru przetwarzania sygnału jest blok podtrzymania sygnału spełnienia warunku logicznego przez pewien czas po jego zaniku. Wynika to z potrzeby utrzymywania wysokiego poziomu tłumienia także przez pewien krótki okres po zaniku siły hamowania, co zapobiega nadmiernie szybkiemu ruchowi nadwozia w trakcie rozprężenia elementów sprężystych zawieszenia po ustaniu siły hamowania. Jest to istotne szczególnie przy dużych prędkościach jazdy i częściowym hamowaniu, a także ze względu na komfort kierowcy i pasażerów przy hamowaniu do zatrzymania pojazdu.

Badając efektywność zmiany tłumienia w sensie ograniczenia prędkości uginania zawieszenia, wykonano kilkanaście prób drogowych. Dokonano w nich analizy różnych wielkości opisujących zachodzące procesy. Analizując stosunek maksymalnego ugięcia zawieszenia do działającego opóźnienia hamowania, nie stwierdzono wyraźnej tendencji związanej ze zmianą tłumienia. Wynika to z faktu, że sam proces hamowania trwa na tyle długo, że maksymalne ugięcie jest wynikiem przeciwstawienia się sił sprężystości zawieszenia, a nie sił tłumienia momentowi przechylającemu nadwozie.

Jednak analiza szybkości uginania zawieszenia pokazuje już wyraźną tendencję związaną ze zmianą tłumienia. W przypadku najmniejszego tłumienia prędkości te osiągają wartości od 0,21 do 0,27 m/s dla tyłu i od 0,23 do 0,27 m/s dla przodu. Dla tłumienia odpowiadającego amortyzatorom pasywnym jest to przedział od 0,16 do 0,25 m/s z wartością średnią dla przodu równą 0,18, a dla tyłu 0,24 m/s. W przypadku tłumienia największego prędkości te mieściły się w przedziale od 0,10 do 0,20 m/s z wartością średnią dla przodu równą 0,12, a dla tyłu 0,17 m/s.

Stosunek tych prędkości do wielkości opóźnień hamowania wyniósł dla przedniego zawieszenia, odpowiednio dla malejącego tłumienia w zawieszeniu: 0,015; 0,020; 0,027 (m/s)/ (m/s²); oraz dla zawieszenia tylnego w tej samej kolejności: 0,021; 0,026; 0,027 (m/s)/(m/s²). Zilustrowano to na rys. 5.



Rys. 5. Zmiany stosunku prędkości ugięci zawieszenia do opóźnienia hamowania w zależności od poziomu tłumienia



W przypadku zawieszenia z aktywnie sterowaną siłą tłumienia wartości te zbliżone były do poziomu odpowiadającego tłumieniu najwyższemu, co wynikało z przyjętego algorytmu sterowania. Dla zawieszenia przedniego prędkości wyniosły 0,12 a dla tylnego 0,19 m/s, natomiast stosunki tych prędkości do opóźnienia odpowiednio 0,014 i 0,022 (m/s)/(m/s²). Świadczy to o skutecznej detekcji wymuszenia siłowego wynikającego z pojawienia się siły hamowania.

Analizowano także efekt zmiany tłumienia na poziom niski natychmiast po zaniku przemieszczenia pedału hamulca. Uzyskiwano wtedy znaczące zwiększenie prędkości ugięcia zawieszenia oraz wydłużenie czasu zanikania powstałych drgań kątowych nadwozia. Wskazało to konieczność odpowiedniego opóźnienia wyłączenia tłumienia wysokiego po zaniku hamowania. Wynika to z faktu, że podczas hamowania dochodzi do ugięcia zawieszenia, a jego zakończenie oznacza moment oddania energii sprężystości zgromadzonej w ugiętym zawieszeniu i wtedy konieczne jest duże tłumienie, aby ją szybko rozproszyć. W próbach, w których "przytrzymano" pedał hamulca, przedłużając stan wysterowania wysokiego tłumienia, widoczne jest minimalne drganie po zakończeniu hamowania. W próbach z zawieszeniem komfortowym i tych, w których logika bezpieczeństwa wyłączyła wysokie tłumienie, zbyt szybko widać efekt odbicia zawieszenia i wychylenia w stronę przeciwną do pierwotnego ugięcia zawieszenia. Zilustrowano to na rys. 6.



Rys. 6. Zmiany w ugięciu zawieszenia podczas hamowania w przypadku zmniejszenia tłumienia natychmiast po zaniku siły hamowania i z wydłużeniem czasu utrzymania wysokiego tłumienia

Fig. 6. Changes in suspension deflection in case of adjusting dumping to lowest level just after fading away braking and in case of use prolonged time of adjusting high damping level

5.2. Przetwarzanie sygnału skrętu koła kierownicy

Podobnie jak dla dynamiki wzdłużnej, również w przypadku dynamiki poprzecznej jej zmiany inicjowane są działaniami kierowcy. Dla dynamiki poprzecznej wynikają ze sterowania ustawieniem kół kierowanych, przez obrót koła kierownicy. Wykorzystując fakt, że odpowiedź pojazdu w postaci zmiany krzywizny toru ruchu, a w jej następstwie pojawienia się także siły odśrodkowej jest opóźniona w stosunku do sterowania na kole kierownicy, można prognozować pojawienie się przyspieszenia poprzecznego z dostatecznym wyprzedzeniem zmiany poziomu tłumienia w zawieszeniu. Wynika to także z analizy zależności teoretycznych opisujących dynamikę poprzeczną samochodu.

Prędkość kątowa odchylania (obrotu samochodu wokół osi pionowej) zależy od kąta skrętu kół kierowanych oraz prędkości samochodu. Stosunek prędkości kątowej odchylania ψ do kąta skrętu koła kierowanego δ w zależności od wartości prędkości wzdłużnej samochodu V_x określany jest funkcją wzmocnienia prędkości odchylania [5] lub transmitancją prędkości odchylenia względem kąta obrotu kierownicy [9]. Dla liniowego płaskiego modelu samochodu o neutralnej charakterystyce kierowalności (sterowności [1]) poruszającego się ruchem ustalonym po okręgu można wartość wzmocnienia przedstawić zależnością [5]:

$$G_{\dot{\psi}} = \frac{\dot{\psi}}{\delta} = \frac{\frac{V_x}{R}}{\delta} = \frac{V_x}{L}$$
(2)

gdzie:

 $\dot{\psi}$ – prędkość odchylania,

 V_x – wzdłużna prędkość samochodu.

L – rozstaw osi.

Dla pojazdów o charakterystykach podsterownych lub nadsterownych zależność ta jest zmodyfikowana poprzez uwzględnienie gradientu podsterowności K [5]:

$$G_{\psi} = \frac{V_x}{(a+b) + KV_x^2} \tag{3}$$

Podobne zależności stwierdzono dla przyspieszenia poprzecznego a_y i dla liniowego płaskiego modelu samochodu o neutralnej charakterystyce kierowalności poruszającego się ruchem ustalonym po okręgu wartość wzmocnienia przyspieszenia G_{a_y} wyraża się zależnością [5]:

$$G_{a_y} = \frac{a_y}{\delta} = G_{\dot{\psi}} \cdot V_x = \frac{\frac{V_x^2}{R}}{\delta} = \frac{V_x^2}{L}$$
(4)

Podobnie jak poprzednio w przypadku samochodu podsterownego lub nadsterownego konieczne jest uwzględnienie gradientu podsterowności:

$$G_{a_y} = \frac{a_y}{\delta} = \frac{V_x^2}{L + KV_x^2}$$
(5)

W przypadku stanów przejściowych dodatkowo pojawia się przyspieszenie poprzeczne, związane ze zmianą kąta skrętu kół kierowanych.

Te własności dynamiki poprzecznej samochodu wskazują, że w algorytmie analizy sygnału sterowania realizowanego przez zadanie odpowiedniego kąta skrętu koła kierownicy konieczne jest uwzględnienie zarówno kąta skrętu kierownicy, jak i prędkości wzdłużnej samochodu. Uwzględnienie obu tych wielkości jest podstawą odpowiednio szybkiej reakcji w zakresie zmiany poziomu tłumienia, spowalniającego prędkość przechyłu poprzecznego samochodu.

Schemat wykorzystanych sygnałów i ich przetwarzania w algorytmie sterowania zmianą tłumienia w zawieszeniu ze względu na wymagania dynamiki poprzecznej przestawiono na rys. 7.

Ze względu na fakt, iż w procesach przejściowych (np. podwójna zmiana pasa ruchu) wartość kąta skrętu kierownicy może wielokrotnie przechodzić przez granicę przyjmowaną jako punkt zmiany poziomu tłumienia, w roli dodatkowego sygnału potwierdzającego wykorzystano sygnał przyspieszenia poprzecznego. Jednak także w jego przypadku mamy do czynienia z przechodzeniem przez granicę zmian tłumienia, poniżej których tłumienie domyślnie regulowane jest pod kątem maksymalizacji komfortu. Dlatego w algorytmie konieczne było zastosowanie funkcji podtrzymywania wysokiego poziomu tłumienia w wydłużonym czasie po zaistnieniu warunku zmiany na poziom niski. Zrealizowano to z wykorzystaniem odpowiednio skonstruowanej funkcji całkującej, generującej czas opóźnienia przełączenia poziomu tłumienia na poziom specyficzny dla warunku komfortu. Efekt uwzględnienia tego podtrzymania przedstawiono na rys. 8.

80



Rys. 7. Struktura funkcjonalna algorytmu przetwarzania sygnałów dla sterowania zmianą tłumienia w zawieszeniu ze względu na wymagania dynamiki poprzecznej





Rys. 8. Przebieg sygnałów analizowanych przez algorytm sterowania i sygnałów sterujących dla manewru podwójnej zmiany pasa ruchu zrealizowanej zgodnie z normą

Fig. 8. Time histories of signals analyzed by control algorithm and control signals

Podobnie jak dla sygnałów wykorzystywanych w algorytmie dynamiki wzdłużnej również w tym przypadku sygnały pomiarowe przed analizą ich przez algorytm musiały być poddawane wstępnemu przetwarzaniu, które zawierało filtrację dolnoprzepustową filtrem o wcześniej przedstawionej charakterystyce. To pozwoliło uzyskać bardziej jednoznaczny sygnał analizowany następnie przez algorytm zmiany tłumienia.

Na rysunku 9 przedstawiono wyniki prowadzonej filtracji sygnału kąta skrętu koła kierownicy oraz zaprezentowano wielkość opóźnień czasowych odpowiedzi samochodu wynoszących około 0,1...0,15 s, co pozwala wykorzystać ten czas na zmianę poziomu tłumienia amortyzatorów. Jako odpowiedzi do analizy przyjęto prędkość odchylania oraz przyspieszenie poprzeczne, które jest istotne o tyle, że jest przyczyną powstawania przechyłu poprzecznego samochodu i towarzyszących mu zmian geometrii ustawienia kół.

Filtrowany sygnał kąta skrętu kierownicy, na podstawie którego algorytm steruje tłumieniem, względem oryginalnego sygnału kąta skrętu kierownicy jest opóźniony o wartość około 0,02 s. W czasie uzyskania zmiany tłumienia zawieszenia trzeba jednak także uwzględnić opóźnienie w zmianie nastawy zaworu amortyzatora w stosunku do sygnału sterującego, którego odzwierciedleniem na rys. 4 jest linia przedstawiająca wartość sygnału *steer logic on.* Opóźnienie to podczas zmiany tłumienia z niskiego poziomu na tłumienie o poziomie wysokim wynosi ok. 0,040 do 0,055 s.



Rys. 9. Opóźnienia czasowe dla sygnału wymuszenia w postaci impulsu skrętu koła kierownicy (impuls – oryginalny i filtrowany *on-line*) oraz odpowiedzi w postaci sygnałów prędkości odchylania i przyspieszenia poprzecznego



Jednak podobnie jak w przypadku hamowania tutaj również zmiana tłumienia następuje zanim wystąpi znaczące ugięcie zawieszenia, które może być spowolnione przy dużym poziomie tłumienia. Efektem tego jest:

 zmniejszenie prędkości przechyłu poprzecznego, co w przypadku takich efektów jak wpływ przechyłu poprzecznego na kąt skrętu kół (ang. *roll steer* [2, 7]) pozwala dać kierowcy dłuższy czas na przeciwdziałanie temu skrętowi odpowiednią reakcją na kole kierownicy, w przypadku manewrów o charakterze przejściowym o dużej szybkości zmian kątów skrętu kół w przeciwnych kierunkach możliwe jest także zmniejszenie maksymalnych przechyłów poprzecznych, co wynika z tego, że w początkowym okresie ich wartość jest zależna od prędkości przechyłu i czasu jej trwania.

Do oceny funkcjonowania algorytmu przetwarzania sygnałów z uwzględnieniem wymagań dynamiki poprzecznej przeprowadzono kilkadziesiąt testów w ramach prób zrealizowanych w oparciu o metodykę badań stateczności i kierowalności pojazdów – zrealizowano m. in. testy wymuszenia impulsowego na kole kierownicy oraz próby podwójnej zmiany pasa ruchu.

Dokładniejsze omówienie wyników próby podwójnej zmiany pasa ruchu przedstawiono w pracy [11]. Wskazano w niej na podstawie analizy kąta skrętu kierownicą, że dla rosnącego poziomu tłumienia obserwowano zmniejszanie się maksymalnych kątów skrętu koniecznych do przejechania toru manewru we wszystkich jego sekcjach (rys. 10). Ta tendencja może świadczyć o łatwiejszym manewrowaniu samochodu z nastawą wysokiego poziomu tłumienia. Takie były też subiektywne odczucia kierowcy prowadzącego samochód.



Rys. 10. Wartości średnie maksymalnego kąta obrotu kierownicy dla wybranych sekcji zmierzone w czasie testu podwójnej zmiany pasa ruchu (*I* = 0A – tłumienie największe, *I* = 1,6 A – tłumienie najmniejsze, *I* = auto – tłumienie sterowane wg opisywanego algorytmu)

Fig. 10. Average steering wheel angle peak values comparison for chosen sections measured during double lane change test (I = 0A – highest damping, I = 1,6 A – smallest damping, I = auto – damping controlled according to described algorithm)

Różnice w wymaganym do przejechania toru kącie skrętu kierownicy pozostają w relacji z najbardziej widoczną tendencją obserwowaną w prowadzonych testach, jaką jest zwiększanie się maksymalnych wartości prędkości kątowej bocznego przechyłu. W tym przypadku przy prędkość 80 km/h daje się zauważyć wzrost maksymalnej prędkości tego przechyłu z wartości ok. 8°/s dla nastawy największego tłumienia do 9,5°/s dla nastawy średniego tłumienia i 10,5°/s dla najmniejszego tłumienia. W przypadku prędkości 90 km/h jest to przyrost z 12°/s dla nastawy największego tłumienia do prawie 15°/s dla tłumienia najmniejszego.

6. Wnioski

Przedstawiona w artykule koncepcja sterowania tłumieniem w zawieszeniu dla wymuszeń siłowych wykorzystuje możliwość prognozowania zmian stanu dynamiki wzdłużnej i poprzecznej, a w efekcie towarzyszących im zmian w dynamice przechyłów porzecznego i wzdłużnego w oparciu o sygnały sterowań kierowcy układem kierowniczym i hamulcowym.

W praktycznej realizacji algorytmów zwrócono uwagę na istotne znaczenie problemu jakości mierzonych sygnałów, potrzeby ich filtracji i pojawiających się w związku z tym opóźnień. W toku zrealizowanych prac badawczych zastosowano filtry o możliwie niewielkim przesunięciu fazowym pozwalające uzyskiwać niewielkie czasy opóźnień filtrowanych sygnałów względem sygnałów oryginalnych. W połączeniu z czasem odpowiedzi dynamiki pojazdu na wymuszenie daje to czas, który pomimo opóźnienia w sprzętowej realizacji zmiany poziomu tłumienia (czas narastania prądu sterującego, czas przesterowania zaworu) pozwala z sukcesem – w odpowiednim czasie – zmienić poziom tłumienia, tak aby w momencie wzrostu sił wzdłużnych lub poprzecznych ponad wartości typowe dla płynnej jazdy, móc dokonać zmiany tłumienia na wyższy poziom.

Wskazano także na potrzebę predykcji stanu dynamiki samochodu również po zaniku dynamicznych sterowań kierowcy, co zaowocowało zastosowaniem bloku funkcjonalnego podtrzymywania wysterowania wysokiego poziomu tłumienia w czasie poza spełnieniem warunków przesterowania tłumienia z poziomu niskiego na wysoki.

Szczegółowe poziomy graniczne warunków przesterowań wymagają kalibracji każdego pojazdu zgodnie z jego indywidualnymi charakterystykami.

Literatura

- [1] Andrzejewski R., Stabilność ruchu pojazdów kołowych, WNT, Warszawa 1997.
- [2] Dixon J.C., Suspension Geometry and Computation, John Wiley & Sons, Ltd, Chichester, UK 2009.
- [3] Genta G., Morello L., *The Automotive Chassis Volume 2: System Design*, Springer, New York 2009.
- [4] Heißing B., Ersoy M., Chassis Handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives, Vieweg+Teubner, Wiesbaden 2010.
- [5] Karnopp D., Vehicle Stability, Marcel Dekker, Inc., New York 2004.
- [6] Lozia Z., Analiza ruchu samochodu dwuosiowego na tle modelowania jego dynamiki, Tom 41 z Prace naukowe – Politechnika Warszawska, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1998.

- [7] Milliken W.F, Milliken D.L., *Race Car Vehicle Dynamics*, Warrendale, SAE International, 1995.
- [8] Niemz T., Reducing Braking Distance by Control of Semi-Active Suspension, Dissertation at Technische Universität Darmstadt, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 640, VDI Verlag, Düsseldorf 2007.
- [9] Pieniążek W., Wybrane problemy badań poligonowych bezpieczeństwa czynnego pojazdów samochodowych, materiały VIII Międzynarodowej Konferencji Naukowo-Technicznej "Problemy bezpieczeństwa w pojazdach samochodowych", Kielce-Cedzyna, 6–8 lutego 2012.
- [10] Savaresi S.M. i in., *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles*, Oxford: Butterworth-Heinemann Ltd (Elsevier), 2010.
- [11] Slaski G., *Experimental test results of the influence of adaptive damping level on passenger car dynamics during double-lane-change maneuver*, proceedings of the 7th International Scientific Conference TRANSBALTICA 2011.
- [12] Slaski G., *The influence of adaptive damping level on vehicle vibration comfort passenger car experimental tests results*, proceedings of the 7th International Scientific Conference TRANSBALTICA 2011.
- [13] Slaski G., Damping parameters of suspension of a passenger vehicle equipped with semi-active dampers with a bypass valve, Transport Problems, Volume 6, Issue 2, 2011.
- [14] Ślaski G., Amortyzatory o zmiennym w sposób ciągły tłumieniu z zaworem obejściowym budowa i własności, Logistyka, nr 6, 2010.

MECHANIKA CZASOPISMO TECHNICZNE TECHNICAL TRANSACTIONS

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ 3-M/2012 ZESZYT 8 ROK 109 ISSUE 8 YEAR 109

JÓZEF STRUSKI, KRZYSZTOF WACH*

ANALIZA MECHANIZMU PRZYRZĄDU POMIAROWEGO DO WYZNACZANIA TRANSLACJI I ROTACJI KOŁA KIEROWANEGO

ANALYSIS OF THE MEASURING INSTRUMENT'S MECHANISM FOR DETERMINATION OF TRANSLATION AND ROTATION OF STEERED WHEEL

Streszczenie

W artykule przedstawiono teoretyczną analizę przyrządu pomiarowego do wyznaczania translacji i rotacji zwrotnicy wraz z kołem kierowanym względem nadwozia pojazdu. Przyrząd zbudowany jest z sześciu łączników z zabudowanymi czujnikami wydłużenia. W artykule przedstawiono jedną z możliwych struktur tego typu przyrządu. W oparciu o rozwiązanie układu równań więzów geometrycznych jego mechanizmu przeprowadzono analizę błędu pomiarowego.

Słowa kluczowe: samochód osobowy, zawieszenie wielowahaczowe, translacja i rotacja koła kierowanego, błąd pomiarowy

Abstract

In the work the theoretical analysis of the measuring instrument for determination of translation and rotation of the stub axle with the steered wheel against car body was presented. The instrument is made of six links with elongation sensors embedded in it. In the article one of possible structures of instrument of this kind was presented. Basing on solution of the geometrical constraints system of equations of it's mechanism, the analysis of the measurement error was conducted.

Keywords: passenger car, multi-link suspension, translation and rotation of the steered wheel, measurement error

^{*} Dr hab. inż. Józef Struski prof. PK, mgr inż. Krzysztof Wach, Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

Jednym z podstawowych zagadnień z zakresu stateczności i kierowalności jest analiza parametrów ruchu pojazdu po torze krzywoliniowym. Zmiany tych parametrów wywołane są zmianami sił zewnętrznych działających na poruszający się pojazd.

Zmiana sił generowanych na styku koła ogumionego z jezdnią jest wynikiem wielu czynników związanych z konstrukcją opony, układu kierowniczego i mechanizmu prowadzenia koła względem nadwozia.

Koła kierowane prowadzone są względem nadwozia za pomocą przestrzennych mechanizmów z więzami podatnymi. W wyniku istnienia tej podatności rzeczywiste przełożenie kinematyczne układu kierowniczego zależne jest od prędkości jazdy samochodu. Pojawiają się spore różnice pomiędzy teoretycznym i rzeczywistym kątem skrętu koła [10]. Istotne znaczenie ma zatem pomiar rzeczywistych kątów skrętu i pochylenia koła w eksperymentalnych badaniach pojazdów samochodowych. Wyniki tego typu pomiarów wykorzystywane są przy opracowywaniu zależności pomiędzy parametrami ruchu, a także podczas oceny stateczności i kierowalności [4, 10].

Pionowe ruchy kół wywoływane przejazdem przez nierówności, w przypadku zawieszeń niezależnych, powodują zmianę ich rozstawu. Prowadzi to do znoszenia kół i niekorzystnie wpływa na prowadzenie samochodu podczas jazdy na wprost [7, 13].

Pomiar położenia i orientacji koła względem nadwozia należy do bardzo trudnych zagadnień, a w literaturze można spotkać jedynie nieliczne opracowania na ten temat [1, 8]. Jednym z przyrządów umożliwiających tego typu pomiar jest przyrząd RV-4 firmy Datron [14]. Pomiar ten jest jednak skomplikowany, a mierzone wielkości nie są uzyskiwane w sposób bezpośredni, lecz w wyniku złożonych obliczeń. Przyrząd ten ma ponadto duże gabaryty i znaczną masę w stosunku do masy koła, wskutek czego jego trwałość ulega skróceniu pod wpływem obciążeń dynamicznych generowanych podczas jazdy samochodu po nierównościach drogi.

2. Cel i zakres pracy

Celem pracy jest przedstawienie metody pozwalającej na pośredni pomiar translacji i rotacji zwrotnicy wraz z kołem kierowanym względem nadwozia.

Zakres opracowania obejmuje analizę kinematyki mechanizmu wielołącznikowego zawieszenia kół kierowanych samochodu oraz zaproponowanego przyrządu pomiarowego.

Przeprowadzona została analiza możliwej do uzyskania dokładności pomiaru.

3. Struktura mechanizmu wielowahaczowego zawieszenia kół kierowanych

Na rysunku 1 przedstawiono schemat mechanizmu czterowahaczowego zawieszenia kół kierowanych. Punkty B_1 , B_2 , B_4 i B_5 są środkami przegubów kulowych łączących wahacze ze zwrotnicą koła. Punkt B_3 jest środkiem przegubu kulowego, łączącego skrajny drążek mechanizmu zwrotniczego z ramieniem zwrotnicy.

Punkty A_1, A_2, A_4 i A_5 są środkami przegubów kulowych, którymi zastąpiono przeguby metalowo-gumowe, łączące wahacze z nadwoziem. Punkt A_3 jest środkiem przegubu kulo-

wego, łączącego drążek skrajny mechanizmu zwrotniczego z listwą zębatą przekładni kierowniczej. Dolny wahacz przedni, reprezentowany na rysunku przez łącznik A_1B_1 , połączony jest ze stabilizatorem w punkcie W_1 . Z wahaczem tym w punkcie C_1 połączona jest kolumna teleskopowa. Punktami B_6 i B_7 zaznaczono oś obrotu koła. Układy {N} i {K} są związane, odpowiednio, z nadwoziem pojazdu i ze zwrotnicą koła.



Rys. 1. Schemat mechanizmu czterowahaczowego zawieszenia kół kierowanych

Fig. 1. Scheme of four-link steered wheels suspension mechanism

4. Układ równań więzów geometrycznych mechanizmu zawieszenia

Równania więzów geometrycznych mechanizmu pokazanego na rys. 1 zapisane zostały w postaci czternastu nieliniowych równań algebraicznych. Równania te wyrażają kwadraty odległości pomiędzy charakterystycznymi punktami mechanizmu:

$$\begin{cases} \vec{r}_{_{A_{j}B_{j}}}^{T} \vec{r}_{_{A_{j}B_{j}}} = l_{j}^{2}, & \text{dla} \quad j = (1)5, \\ \vec{r}_{_{B_{j}B_{k}}}^{T} \vec{r}_{_{B_{j}B_{k}}} = l_{jk}^{2}, & \text{dla} \quad \begin{cases} j = 1 & \text{i} & k = (2)5 \\ j = 2 & \text{i} & k = (3)5 \\ j = 3 & \text{i} & k = (4)5 \end{cases}$$
(1)

W powyższym układzie równań parametrami zadawanymi są współrzędna z_{B1} punktu $B_1(x_{BI}, y_{B1}, z_{B1})$ i przesunięcie listwy zębatej u_p , dodawane do współrzędnej y_{A3} punktu $A_3(x_{A3}, y_{A3} + u_p, z_{A3})$. Z układu (1) wyznaczane są współrzędne punktów $B_j(x_{Bj}, y_{Bj}, z_{Bk})$, dla j = (1)5 i k = (2)5. Rozwiązania układu równań (1) uzyskano za pomocą metody perturbacji [3], [8]. W dalszej kolejności wyznaczono współrzędne punktów B_6 i B_7 w przestrzeni ruchów resorowania {N}, kąty rotacji {K}: α , β , γ względem{N}, współrzędne wektora $\vec{r}_{B_6 B_7 N}$, wektor jednostkowy \vec{e}_k , leżący na osi obrotu koła, oraz kąty skrętu i pochylenia koła δ_k i γ_k .

Po obliczeniu współrzędnych punktów K i B_j (j = (1)5) można utworzyć trzy wektory \vec{r}_{KB_j} dla $j \in \{1, 2, 3, 4, 5\}$.

Dla każdego z tych wektorów spełnione jest równanie macierzowe:

$$\vec{r}_{\mathrm{KB}_{j},\mathrm{K}} = A_{\mathrm{KN}} \cdot \vec{r}_{\mathrm{KB}_{j},\mathrm{N}} \tag{2}$$

gdzie:

 $\vec{r}_{\mathrm{KB}_{j},\mathrm{K}}$ – wektor w {K},

 $\vec{r}_{KB_j,N}$ – wektor w {N}.

$$A_{\rm KN} = A_{\rm NK}^{\rm T} = \begin{bmatrix} c\beta \cdot c\gamma & c\beta \cdot s\gamma & -s\beta \\ s\alpha \cdot s\beta \cdot c\gamma - c\alpha \cdot s\gamma & s\alpha \cdot s\beta \cdot s\gamma + c\alpha \cdot c\gamma & s\alpha \cdot c\beta \\ c\alpha \cdot s\beta \cdot c\gamma + s\alpha \cdot s\gamma & c\alpha \cdot s\beta \cdot s\gamma - s\alpha \cdot c\gamma & c\alpha \cdot c\beta \end{bmatrix}$$
(3)

Oznaczając współrzędne wektorów: $\vec{r}_{KB_j,K} = [x_{bj}, y_{bj}, z_{bj}]^T$, $\vec{r}_{KB_j,N} = [x_{jb}, y_{jb}, z_{jb}]^T$ i przyjmując j = n, m, v, na podstawie (3), otrzymuje się:

$$\begin{aligned} x_{bn} &= (x_{nb} \cdot c\gamma + y_{nb} \cdot s\gamma)c\beta - z_{nb} \cdot s\beta \\ x_{bm} &= (x_{mb} \cdot c\gamma + y_{mb} \cdot s\gamma)c\beta - z_{mb} \cdot s\beta \\ x_{bv} &= (x_{vb} \cdot c\gamma + y_{vb} \cdot s\gamma)c\beta - z_{vb} \cdot s\beta \end{aligned}$$

$$(4)$$

Z układu równań (4) obliczane są kąty rotacji β i γ . W celu obliczenia kąta α wykorzystano równanie:

$$y_{bv} = (x_{vb} \cdot s\beta \cdot c\gamma)s\alpha - (x_{vb} \cdot s\gamma)c\alpha + (y_{vb} \cdot s\beta \cdot s\gamma)s\alpha + (y_{vb} \cdot c\gamma)c\alpha + (z_{vb} \cdot c\beta)s\alpha$$
(5)

Następnie, mając kąty rotacji układu {K} względem układu {N}, obliczono współrzędne wektora $\vec{r}_{B_{k},B_{7},N}$:

$$\vec{r}_{B_6 B_7 . N} = A_{NK} \cdot \vec{r}_{B_6 B_7 . K}$$
(6)

wektor jednostkowy $\vec{e}_k = [e_{kx}, e_{ky}, e_{kz}]^T$, leżący na osi obrotu koła, oraz kąty skrętu i pochylenia koła:

$$\delta_{k} = -\arctan\left(\frac{e_{kx}}{e_{ky}}\right) \tag{7}$$

$$\gamma_k = -\arcsin\left(e_{kz}\right) \tag{8}$$

Na rysunku 2 pokazane zostały zależności kąta skrętu δ_k i pochylenia koła γ_k od przesunięcia listwy zębatej układu kierowniczego u_p i ugięcia zawieszenia q, uzyskane na podstawie rozwiązania jego kinematyki.

Konstrukcyjne współrzędne punktów mocowania wahaczy do nadwozia i zwrotnicy koła w układzie {N}– odpowiednio A_i, B_i – zostały zaczerpnięte z pracy [2]: A₁ (144,1, 345,2, -92,2); A₂ (-229,2, 362,2, -101,7); A₃ (-99,7, 400,0, 306,2); A₄ (-69,0, 396,3, 413,5); A₅ (134,6, 428,5, 408,9); B₁ (28,7, 690,9, -98,0); B₂ (-24,4, 687,0, -131,6); B₃ (-135,7, 617,1, 286,9); B₄ (-18,1, 639,8, 388,4); B₅ (15,4, 673,3, 389,5). Współrzędne punktów B₆ i B₇ \equiv K leżących na osi obrotu koła: B₆ (0,5, 647,0, 1,1); B₇ (1,0, 747,0, 0,6). Wartości współrzędnych podano w [mm].

90



Rys. 2. Zależności kątów skrętu δ_k i pochylenia koła γ_k od ugięcia zawieszenia – q i przesunięcia listwy zębatej – u_p

Fig. 2. Dependences of the steering angle δ_k and the camber angle γ_k on suspension deflection -q and steering rack displacement $-u_n$

5. Struktura mechanizmu przyrządu pomiarowego

Mechanizm przyrządu pomiarowego służącego do wyznaczania translacji oraz rotacji zwrotnicy wraz z kołem kierowanym może posiadać różną strukturę. Jednym z przykładów może być mechanizm omówiony w opracowaniu [12], którego struktura zbliżona jest do struktury mechanizmu platformy Stewarta. Innego typu przyrząd, którego struktura jest wzo-rowana na mechanizmie o takiej strukturze, został przedstawiony także w pracy [2]. Struktura mechanizmu pomiarowego, przedstawionego w niniejszej pracy, znacznie różni się od struktur wyżej wspomnianych mechanizmów.

Pokazany na rysunku 3 mechanizm pomiarowy zbudowany jest z 6 łączników d_i , i = (1)6 połączonych parami kinematycznymi obrotowo-przesuwnymi s_i , i = (1)6. W punktach D_1 , D_2 , D_3 łączniki zamocowane są do zwrotnicy koła za pomocą par kinematycznych. Charakterystyczne dla tego mechanizmu jest to, że punkt D_1 jest wspólnym środkiem trzech przegubów, z których każdy ma 3 stopnie swobody, a punkt D_2 jest środkiem dwóch takich przegubów. Punkt D_3 natomiast jest środkiem przegubu kulowego. Punktami H_i , i = (1)6, zaznaczono na rysunku środki przegubów łączących łączniki z nadwoziem.

Na podstawie wzoru znanego z teorii mechanizmów i maszyn:

$$R = R_t - R_p \tag{9}$$

gdzie:

$$R_t = 6(n-1) - \sum_{i=1}^{5} i p_i \tag{10}$$

- R ruchliwość rzeczywista mechanizmu,
- R_t ruchliwość teoretyczna mechanizmu,
- R_n ruchliwość pozorna mechanizmu,
- p_i pary kinematyczne *i*-tej klasy,
- n liczba ogniw tworzących mechanizm,

Możliwe jest wyznaczenie liczby stopni ruchliwości omawianego mechanizmu. W omawianym przypadku: n = 13, $p_4 = 6$, $p_3 = 12$, $p_5 = p_2 = p_1 = 0$, $R_t = 18$. Po odjęciu pozornych stopni ruchliwości $R_p = 12$ od ruchliwości teoretycznej, ruchliwość rzeczywista R = 6 jest równa liczbie stopni swobody zwrotnicy koła w {N}.



Rys. 3. Schemat mechanizmu przyrządu służącego do wyznaczania translacji i rotacji zwrotnicy wraz z kołem kierowanym

Fig. 3. Scheme of the mechanism of the device used for determination of steered wheel translation and rotation

6. Kinematyka mechanizmu przyrządu pomiarowego

Środki przegubów oznaczonych jako punkty D_1 , D_2 i D_3 należą do zwrotnicy koła, zatem można obliczyć ich odległości od punktów B_j , j = 1(6). Współrzędne punktów D_1 , D_2 i D_3 w {N} daje się wyznaczyć z układów równań: dla punktu D_1 :

$$\vec{r}_{B_j D_1 . N}^T \vec{r}_{B_j D_1 . N} = l_{B_j D_1}^2, \qquad dla \begin{cases} j = 1\\ j = 2\\ j = 3 \end{cases}$$
 (11)

dla punktu D₂:

$$\vec{r}_{B_{j}D_{2}.N}^{T}\vec{r}_{B_{j}D_{2}.N} = l_{B_{j}D_{2}}^{2}, \qquad dla \begin{cases} j=1\\ j=3\\ i=5 \end{cases}$$
(12)

dla punktu D₃:

$$\vec{r}_{B_{j}D_{3,N}}^{T}\vec{r}_{B_{j}D_{3,N}} = l_{B_{j}D_{3}}^{2}, \qquad dla \begin{cases} j=2\\ j=4\\ j=5 \end{cases}$$
(13)

Możliwe staje się zatem obliczenie względnych wydłużeń s_i łączników d_i , i = (1)6, względem ich odległości konstrukcyjnych. Wydłużenia s_i zależne są od zadawanych parametrów q i $u_p - s_i(q$ i $u_p)$.

W praktycznym zastosowaniu przyrządu pomiarowego do określenia translacji i rotacji zwrotnicy koła kierowanego należy dokonać pomiaru współrzędnych punktów: D_1 , D_2 i D_3 oraz H_i , i = (1)6, przy konstrukcyjnej konfiguracji zawieszenia; potrzebne są również wydłużenia $s_i(q i u_p)$ łączników d_i , i = (1)6, mierzone za pomocą czujników.

Wyznaczanie rotacji i translacji zwrotnicy koła za pomocą przyrządu pomiarowego sprowadza się do rozwiązania zadania odwrotnego. W zadaniu tym przy danych wydłużeniach $s_i(q \ i \ u_p)$ łączników d_i , i = (1)6 i położeniach konstrukcyjnych punktów D_1 , D_2 , D_3 oraz punktu dodatkowego, np. $D_4 \equiv B_7$ należy określić współrzędne tych punktów jako funkcje parametrów $q \ i \ u_p$, co jest możliwe w wyniku rozwiązania układów równań: dla punktu D_1 :

$$\vec{r}_{D_1 H_i.N}^T \vec{r}_{D_1 H_i.N} = (l_{D_1 H_i} + s_i)^2, \qquad dla \begin{cases} i = 1\\ i = 4\\ i = 5 \end{cases}$$
 (14)

dla punktu D₂:

$$\begin{cases} \vec{r}_{D_2 D_1 . N}^T \vec{r}_{D_2 D_1 . N} = l_{D_2 D_1}^2, \\ \vec{r}_{D_2 H_i . N}^T \vec{r}_{D_2 H_i . N} = (l_{D_2 H_i} + s_i)^2, \\ i = 6 \end{cases} dla \begin{cases} i = 2 \\ i = 6 \end{cases}$$
(15)

dla punktu D₃:

$$\begin{cases} \vec{r}_{D_{3}D_{i}.N}^{T} \vec{r}_{D_{3}D_{i}.N} = l_{D_{3}D_{i}}^{2}, & \text{dla } i = (1)2 \\ \vec{r}_{D_{3}H_{3}.N}^{T} \vec{r}_{D_{3}H_{3}.N} = (l_{D_{3}H_{3}} + s_{3})^{2}, \end{cases}$$
(16)

dla punktów dodatkowych D_j , gdzie j = (4)5:

$$\vec{r}_{D_j D_i . N}^T \vec{r}_{D_j D_i . N} = l_{D_j D_i}^2, \quad dla \ i = (1)2$$
 (17)

Na podstawie wyznaczonych współrzędnych punktów D_j, j = (1)5, możliwe jest określenie rotacji: α , β , γ {K} względem {N} oraz kątów skrętu i pochylenia koła δ_{d} , γ_{d} w sposób analogiczny, jak zrobiono to w odniesieniu do współrzędnych punktów B_j. Charakterystyki zawieszenia wyznaczone za pomocą podobnego przyrządu pomiarowego, lecz o strukturze zbliżonej do struktury mechanizmu platformy Stewarta, zostały przedstawione w pracy [12].

Poniżej, w mm, podane zostały konstrukcyjne współrzędne punktów mocowania przyrządu pomiarowego do nadwozia oraz zwrotnicy koła – odpowiednio – H_i, D_i: H₁ (90,0, 355,0,-40,0); H₂ (10,0, 250,0, -70,0); H₃ (-40,0, 280,0, 270,0); H₄ (45,0, 360,0, -90,0); H₅ (110,0, 362,0, 10,0); H₆ (30,0, 300,0, -95,0); D₁ (50,0, 560,0, -30,0); D₂ (25,0, 580,0, -90,0;); D₃ (-50,0, 600,0, 200,0) oraz współrzędne punktów D₄ = K i D₅ należących do osi obrotu koła: D₄ (1,0, 747,0, 0,6); D₅ (0,5, 647,0, 1,1).

7. Wydłużenia łączników przyrządu pomiarowego

Na rysunku 4 pokazane zostały zmiany wydłużeń poszczególnych łączników omawianego przyrządu pomiarowego zależne od przesunięcia listwy zębatej przekładni kierowniczej $-u_n$ i ugięcia zawieszenia -q:



Rys. 4. Zmiany wydłużeń łączników przyrządu pomiarowego w zależności od ugięcia zawieszenia – qi przesunięcia listwy zębatej – u_p

Fig. 4. Changes of the measuring instrument's links elongations depending on suspension deflection – q and steering rack displacement – u_p

8. Analiza błędów pomiarowych

Analiza dokładności, z jaka możliwe jest wykonanie pomiarów za pomoca omawianego przyrządu, została przeprowadzona zgodnie z zasadami rachunku błędów [5]. Przeanalizowane zostały wartości odchyleń standardowych uzyskanych współrzędnych punktów mocowania przyrządu pomiarowego do zwrotnicy koła D, i = (1)3 oraz bezwzględny błąd wyznaczenia położenia środka koła i kątów rotacji zwrotnicy.

Założono, iż zwrotnica jest ciałem idealnie sztywnym oraz że bład obliczeń jest pomijalnie mały w porównaniu z błędem pomiaru. Dokładność czujników pomiarowych przyjęto na poziomie ± 0.02 mm.

Odchylenie standardowe σ jest pierwiastkiem kwadratowym z wariancji:

$$\sigma = \pm \sqrt{\sigma^2} \tag{18}$$

gdzie wariancja obliczona została za pomocą poniższego wzoru:

$$\sigma^{2} = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^{n} (x_{j} - \overline{x})^{2}$$
(19)

gdzie:

n – liczba elementów w próbie,

 x_i – kolejne wartości danej współrzędnej punktu D_i ,

 \overline{x} – średnia arytmetyczna z współrzędnych punktu D.

Bezwzględny błąd, z jakim wyznaczone zostały współrzędne środka koła oraz kąty rotacji zwrotnicy, obliczono jako wartość bezwzględną różnic pomiędzy wartościami zmierzonymi i dokładnymi tych wielkości, co w ogólny sposób można zapisać następująco:

$$\Delta x = \left| x - x_n \right| \tag{20}$$

gdzie:

 Δx – bezwzględny błąd pomiaru wielkości x,

 x_j – zmierzona wartość wielkości x, x_n – dokładna wartość wielkości x.

Na poniższych wykresach pokazane zostały zmiany bezwzględnych błędów wyznaczonych współrzędnych środka koła oraz katów rotacji zwrotnicy za pomocą omawianego przyrządu pomiarowego.



Rys. 5. Zmiany wartości błędu bezwzględnego, wyznaczonych za pomocą omawianego przyrządu pomiarowego współrzędnych środka koła, w zależności od ugięcia zawieszenia – q i przesunięcia listwy zębatej – u_p

Fig. 5. Changes of absolute error's values of determined with the discussed measuring instrument wheel centre's coordinates, depending on suspension deflection – q and steering rack displacement – u_p



Rys. 6. Zmiany wartości błędu bezwzględnego, wyznaczonych za pomocą omawianego przyrządu pomiarowego kątów rotacji zwrotnicy, w zależności od ugięcia zawieszenia – q i przesunięcia listwy zębatej – u_n

Fig. 6. Changes of absolute error's values of determined with the discussed measuring instrument stub axle's rotation angles, depending on suspension deflection – q and steering rack displacement – u_p



Na rysunku 7 przedstawiono wartości odchyleń standardowych wybranych współrzędnych punktów D_i dla i = (1)3 mocowania przyrządu pomiarowego do zwrotnicy koła.

Rys. 7. Odchylenia standardowe wybranych współrzędnych punktów D_i w zależności od ugięcia zawieszenia – q i przesunięcia listwy zębatej – u_p

Fig. 7. Standard deviations of selected coordinates of points D_i depending on suspension deflection – q and steering rack displacement – u_p

9. Zakończenie

Zaproponowany w pracy przyrząd pomiarowy zbudowany jest z sześciu łączników z zabudowanymi czujnikami przemieszczeń. Łączniki za pomocą przegubów połączone są z nadwoziem i zwrotnicą koła. Mechanizm przyrządu pomiarowego może posiadać różnego rodzaju strukturę. Wybór struktury mechanizmu przyrządu pomiarowego uzależniony jest od stopnia uwarunkowania jego układu równań więzów geometrycznych oraz błędu i efektywnego czasu pomiaru. Stopień uwarunkowania układu równań więzów geometrycznych mechanizmu jest zależny od jego konfiguracji konstrukcyjnej [12]. Analiza błędu pomiarowego przyrządu oparta została o rozwiązania układu równań więzów geometrycznych jego mechanizmu. W tym celu zastosowano metodę perturbacji [3]. Metoda ta, w porównaniu do innych metod numerycznych rozwiązywania nieliniowych układów równań algebraicznych, charakteryzuje się najkrótszymi efektywnymi czasami obliczeń. Metoda perturbacji pozwala na uzyskanie rozwiązań analitycznych w postaci szeregów liczbowych.

Jak wynika z analizy przedstawionych wyników obliczeń, zaproponowany przyrząd pomiarowy umożliwia dokładne, ze względów praktycznych, określenie współrzędnych punktów jego mocowania do zwrotnicy. Zmiany odchylenia standardowego od wartości średnich współrzędnych punktów mocowania łączników przyrządu pomiarowego do zwrotnicy D_i przedstawiono na rysunku 7. Obliczone błędy bezwzględne, jako różnice pomiędzy teoretycznymi i średnimi wartościami współrzędnych środka koła oraz kątów rotacji zwrotnicy, pokazano na rysunkach 5 i 6.

W artykule [12] wykazano, że możliwość rozwiązania układu równań więzów geometrycznych mechanizmu przyrządu pomiarowego zbudowanego z sześciu łączników uzależniona jest od jego konfiguracji konstrukcyjnej, zatem praktyczne wykorzystanie takiego przyrządu mogłoby być kłopotliwe. Wynika stąd wniosek, iż należy poszukiwać takiego rozwiązania mechanizmu przyrządu, które nie będzie powodować tego rodzaju ograniczeń.

Prezentowane wyniki badań, zrealizowane w ramach tematu nr M-4/347/DS-M/2012, zostały sfinansowane z dotacji na naukę przyznanej przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.

Literatura

- [1] Blumenfeld W., Schneider W., Opto-elektronisches Verfahren zur Spur- und Sturz- winkelmessung am fahrenden Farzeug, ATZ, 1, 87, 1985, 17-21.
- [2] Góra M., Analiza kinematyczna wielowahaczowych mechanizmów zawieszeń samochodów, rozprawa doktorska, Politechnika Krakowska, Wydział Mechaniczny, Kraków 2008.
- [3] Grzyb A., On a perturbation metod for the analisys of the kinetoststics of mechanisms, Akademie Verlag, ZAMM, Z. Angew. Math. Mech. 72, T615-T618, 1992.
- [4] Janczur R., *Analityczno-eksperymentalna metoda badań sterowności samochodu*, rozprawa doktorska, Politechnika Krakowska, Wydział Mechaniczny, Kraków 2002.
- [5] Kotulski Z., Szczepański W., Rachunek błędów dla inżynierów, WNT, Warszawa 2004.
- [6] Reimpell J., Betzler W., Podwozia samochodów. Podstawy konstrukcji, WKŁ, Warszawa 2002.
- [7] Rill G., Steady State Cornering on Uneven Roadways, SEA Technical Paper No. 860575, Warrendale PA 1986.
- [8] Struski J., Kowalski M., Podstawy teoretyczne uogólnionych zagadnień z zakresu parametryzacji układów prowadzenia kół względem nadwozia, Czasopismo Techniczne, z. 6-M/2008, 119-129.
- Struski J., Przyrząd do pomiaru dynamicznego kąta skrętu kola kierowanego, Patent nr P-267693.

- [10] Struski J., *Quasi-statyczne modelowanie sterowności samochodu*, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Monografia 144, Kraków 1993.
- [11] Struski J., Kowalski M., Wpływ struktury równań więzów geometrycznych mechanizmów wielowahaczowych zawieszeń kół na efektywność numeryczną, Materiały konferencyjne XV Warsztatów Naukowych PTSK, Krynica Zdrój, 7–8 wrzesień 2010.
- [12] Struski J., Wach K., Analiza przestrzenna mechanizmu pomiarowego translacji i rotacji kierowanego koła samochodu, Materiały Konferencyjne – VIII Konferencja Naukowo-Techniczna: "Problemy bezpieczeństwa w pojazdach samochodowych", Kielce, 6–8 lutego 2012 r., 303-310.
- [13] Walczak S., Analiza dynamicznych obciążeń różnych typów niezależnego zawieszenia kół samochodu, rozprawa doktorska, Politechnika Krakowska, Wydział Mechaniczny, Kraków 2003.
- [14] CORSYS DATRON RV-4 Wheel Vector Sensor for Simultaneous Measurement of all Wheel Positions and Orientations in 5 Axes, User manual volume I, Wetzlar, Germany 2008.

100

MECHANIKA CZASOPISMO TECHNICZNE TECHNICAL TRANSACTIONS

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ 3-M/2012 ZESZYT 8 ROK 109 ISSUE 8 YEAR 109

STANISŁAW WALCZAK*

WPŁYW WŁAŚCIWOŚCI DYNAMICZNYCH MODELU OGUMIENIA NA DYNAMIKĘ POPRZECZNĄ SAMOCHODU

THE INFLUENCE OF DYNAMIC PROPERTIES OF TYRE MODEL ON THE LATERAL DYNAMICS OF ROAD VEHICLE

Streszczenie

W artykule przedstawiono sposób modelowania właściwości dynamicznych ogumienia na przykładzie modelu TMeasy, gdzie dynamiczna siła styczna działająca w punkcie styku opony z jezdnią została opisana równaniami różniczkowymi pierwszego rzędu. Przeprowadzono komputerowe symulacje manewru skokowego wymuszenia na kole kierownicy z wykorzystaniem statycznego oraz dynamicznego modelu opony. Symulacje przeprowadzono, wykorzystując opracowany przez autora program CarDyn. Na podstawie wyników symulacji wyznaczono parametry charakterystyki przejściowej pojazdu dla obu modeli opony oraz przeanalizowano wpływ właściwości dynamicznych opony na wartości tych parametrów.

Słowa kluczowe: model opony TMeasy, właściwości dynamiczne opony, symulacja ruchu samochodu

Abstract

This paper presents the modelling of the dynamic properties of tyres on the base of the TMeasy tyre model, where the dynamic tangential force acting in the contact point of the tyre with the road was described using first-order differential equations. The computer simulations for the sudden step steering input using the static and dynamic model of the tyre were performed. Simulations were carried out using a program CarDyn developed by the author. On the basis of simulations, parameters of transient characteristics of the vehicle were determined for both tyre models and the influence of accounting the dynamic properties of the TMeasy model to the values of these parameters were examined.

Keywords: tyre model TMeasy, tyre dynamic properties, simulation of vehicle motion

^{*} Dr inż. Stanisław Walczak, Instytut Inżynierii Cieplnej i Procesowej, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

1. Wstęp

W modelowaniu dynamiki pojazdów lądowych jednym z najważniejszych problemów jest właściwy dobór modelu współpracy opony z jezdnią. Siły i momenty generowane w obszarze kontaktu opony z jezdnią w sposób zasadniczy wpływają na ruch symulowanego pojazdu. Stopień komplikacji modelu pojazdu powinien uwzględniać charakterystyki zastosowanego modelu opony, ponieważ spośród wszystkich sił zewnętrznych działających na samochód największym zmianom podlegają reakcje drogi na koła samochodu. Główną przyczyną są wymuszenia pochodzące od kierowcy (obrót koła kierownicy, naciśnięcie na dźwignię hamulca, itp.) oraz wymuszenia od nierówności drogi. Powodują one zmiany wszystkich trzech składowych reakcji jezdni na koła samochodu. Zmiany reakcji jezdni na koła spowodowane przez kierowcę mają stosunkowo niską częstotliwość (0–3 Hz), natomiast pochodzące od nierówności drogi mogą mieć dużą częstotliwość i amplitudę [6].

Obecnie rozwijane są dwie grupy modeli współpracy opony z jezdnią. Są to modele funkcjonalne dobrze opisujące współpracę opony z jezdną w zakresie niskich częstotliwości oraz wysokoczęstotliwościowe modele strukturalne [5].

Wybór modelu opony podyktowany jest zwykle ograniczeniami dotyczącymi z jednej strony czasu obliczeń, z drugiej strony możliwością zgromadzenia wymaganych danych wejściowych. Złożone strukturalne modele opony wymagają długiego czasu obliczeń, co w sposób znaczący wydłuża czas symulacji całego modelu pojazdu. Zwykle zastosowanie takich modeli wiąże się ze zgromadzeniem znacznej liczby danych doświadczalnych. Z tego względu modele takie stosowane są w przypadku wymuszeń stochastycznych działających na pojazd podczas jazdy po nierównej nawierzchni jezdni [4].

Modele funkcjonalne, teoretyczno-doświadczalne, nadają się do symulacji dynamiki samochodu w szerokim zakresie częstotliwości. Stanowią one kompromis pomiędzy czasem obliczeń, złożonością modelu, ilością wymaganych danych doświadczalnych z jednej strony oraz precyzją odwzorowania rzeczywistych charakterystyk opony z drugiej strony. Badania doświadczalne wykazują, że dynamiczne siły i momenty występujący w obszarze kontaktu opony z jezdnią mogą być opisane z zadowalającą dokładnością za pomocą równań różniczkowych pierwszego rzędu [1, 3, 5].

W pracy przedstawiono sposób modelowania właściwości dynamicznych opony w modelu *TMasy*, za pomocą równań różniczkowych pierwszego rzędu. Przeprowadzono symulacje komputerowe manewru skokowego wymuszenia na kole kierownicy z wykorzystaniem statycznego oraz dynamicznego modelu opony. Symulacje przeprowadzono, wykorzystując opracowany przez autora program CarDyn [6]. Na podstawie wyników symulacji wyznaczono parametry charakterystyki przejściowej pojazdu dla obu modeli opony oraz przeanalizowano wpływ właściwości dynamicznych opony na wartości tych parametrów.

2. Matematyczny model pojazdu

Pojazd w programie CarDyn zamodelowano jako układ 9 brył sztywnych o 17 stopniach swobody (nadwozie – 6 stopni swobody, zawieszenie przednie – 5 stopni swobody, zawieszenie tylne – 2 stopnie swobody, każde z kół – 1 stopień swobody). Ruch kulisty bryły nadwozia względem bieguna N (rys. 1) opisano, wykorzystując kąty quasi-eulerowskie. Do opisu ruchu strukturalnych modeli mechanizmów zawieszeń względem nadwozia wybrano

współrzędne konfiguracyjne. Dla mechanizmu zawieszenia przedniego są to: kąty obrotu wahaczy wokół osi obrotu, kąty obrotu wahaczy wynikające z ich podatnego mocowania do nadwozia, przesunięcie listwy zębatej, natomiast dla mechanizmu zawieszenia tylnego są to kąty obrotu wahaczy wokół osi obrotu.

Układ kierowniczy zamodelowano mechanizmem przestrzennym. W przypadku manewrów z przytrzymaną kierownicą mechanizm ten ma jeden stopień swobody (przesunięcie listwy zębatej), a jego podatność zredukowano do wałka kierowniczego. W modelu przyjęto nieliniowe charakterystyki sprężysto-tłumiące zawieszeń wyznaczone na podstawie badań eksperymentalnych [6]. Do wyznaczenia reakcji jezdni na koła zastosowano model *TMeasy* [1].



Rys. 1. Model pojazdu zastosowany w programie CarDyn

Fig. 1. The vehicle model used in CarDyn

4. Model ogumienia zastosowany w programie CarDyn

3.1. Reakcja normalna jezdni na koło

Do wyznaczenia reakcji normalnej jezdni na koło poruszające się po nierównej drodze wykorzystano zastępcze ugięcia opony, odpowiadające ugięciu opony poruszającej się po gładkiej drodze [6] (rys. 2). Założono, że kierunek reakcji normalnej jezdni na koło jest wyznaczona przez środek ciężkości obszaru deformacji i środek koła. Założono, że F_z można zapisać jako sumę reakcji statycznej i reakcji dynamicznej:

$$F_z = F_z^S + F_z^D, \quad F_z \ge 0 \tag{1}$$

104

gdzie:

Część statyczna jest aproksymowana nieliniową funkcją δ, w postaci:

$$F_z^S = a_1 \delta_z + a_2 \delta_z^2 \tag{2}$$

Część dynamiczna, zależna od prędkości uginania δ_z opisana jest za pomocą wyrażenia:

$$F_z^D = k_z \dot{\delta}_z \tag{1}$$

 k_z – stała opisująca tłumienie promieniowe opony.



Rys. 2. Współpraca opony z powierzchnią drogi: δ_z – zastępcze ugięcie opony, r_{sw} – promień swobodny (nominalny opony), L – długość powierzchni styku, $z_d(x, y)$ – funkcja opisująca powierzchnię drogi, K – teoretyczny punkt styku koła z jezdnią

Fig. 2. Tyre-road interaction: δ_z – tyre deflection, $r_{_{SW}}$ – radius of unload tyre, L – length of the contact path, $z_d(x, y)$ – function of road unevenness, K – theoretical contact point

Jeżeli składowe prędkości poślizgu teoretycznego punktu kontaktu opony z jezdnią wynoszą odpowiednio w kierunku wzdłużnym v_x i poprzecznym v_y (rys. 3), to wypadkowa prędkość tego punktu wynosi:

$$v_{K} = \sqrt{v_{x}^{2} + v_{y}^{2}}$$

$$\sin \varphi = -\frac{v_{y}}{v_{K}}, \qquad \cos \varphi = -\frac{v_{x}}{v_{K}},$$
(4)

Całkowity poślizg wyrażony jest wzorem (dla $\Omega \neq 0$):

$$s = \frac{v_K}{r_d \left|\Omega\right|} \tag{5}$$

gdzie:

- r_d promień dynamiczny opony,
- Ω prędkość kątowa koła.

Poślizg w kierunku wzdłużnym i kierunku poprzecznym jest zdefiniowany jako:

$$s_{x} = s \cdot \cos \varphi = \frac{-v_{x}}{r_{d} |\Omega|}$$

$$s_{y} = s \cdot \sin \varphi = \frac{-v_{y}}{r_{d} |\Omega|}$$
(6)

Promień dynamiczny w pierwszym przybliżeniu, wg [1], można wyznaczyć z zależności:



Rys. 3. Prędkość teoretycznego punktu kontaktu opony z jezdnią

Fig. 3. The velocity of the theoretical tyre-road contact point

3.2. Statyczna reakcja styczna jezdni na koło

Model *TMeasy* umożliwia aproksymację rzeczywistych charakterystyk opony za pomocą funkcji sklejanych [1]. Model ten zmodyfikowano w pracy [6], przez uwzględnienie wpływu współczynnika przyczepności oraz ciśnienia pompowania na siły generowane przez oponę. Przyjęto, że współczynnik przyczepności zależy od prędkości poślizgu. Założono liniowy wpływ ciśnienia pompowania na sztywność pionową, wzdłużną i poprzeczną opony oraz współczynniki odporności na znoszenie. Siła styczna działająca w obszarze kontaktu opon z jezdnią opisana jest zależnością:

$$F = \begin{cases} s_M \cdot dF_0 \cdot \frac{\sigma}{1 + \sigma \cdot \left[\frac{s_M}{F_M} \cdot dF_0 - 2 + \sigma\right]}, & \sigma = \frac{s}{s_M}, & 0 \le s \le s_M \\ F_M - (F_M - F_S) \cdot \sigma^2 \cdot (3 - 2 \cdot \sigma), & \sigma = \frac{s - s_M}{s_S - s_M}, & s_M \le s \le s_S \end{cases}$$
(8)
$$F_S & s > s_S \end{cases}$$

(7)

gdzie:

$$dF_{0} = \frac{p_{0}}{p_{N}} \cdot \sqrt{\left(dF_{x0} \cdot \cos\varphi\right)^{2} + \left(dF_{y0} \cdot \sin\varphi\right)^{2}}$$

$$s_{M} = \mu_{v} \cdot \sqrt{\left(s_{xM} \cdot \cos\varphi\right)^{2} + \left(s_{yM} \cdot \sin\varphi\right)^{2}}$$

$$F_{M} = \mu_{v} \cdot \sqrt{\left(F_{xM} \cdot \cos\varphi\right)^{2} + \left(F_{yM} \cdot \sin\varphi\right)^{2}}$$

$$s_{S} = \mu_{v} \cdot \sqrt{\left(s_{xS} \cdot \cos\varphi\right)^{2} + \left(s_{yS} \cdot \sin\varphi\right)^{2}}$$

$$F_{S} = \mu_{v} \cdot \sqrt{\left(F_{xS} \cdot \cos\varphi\right)^{2} + \left(F_{yS} \cdot \sin\varphi\right)^{2}}$$
(9)

- p_0 ciśnienie powietrza w oponie,
- p_N ciśnienie nominalne,

$$\mu_{v} = \mu_{0} e^{k \cdot v_{K}} \tag{10}$$

 μ_0 – współczynnik przyczepności dla zerowej prędkości poślizgu ($v_K = 0$), k – współczynnik zależny od rodzaju i stanu nawierzchni jezdni, $dF_{x0}, dF_{y0}, F_{xM}, F_{xS}, F_{yS}$ – wielkości charakterystyczne zależne od obciążenia pionowego wyznaczane z zależności:

$$F(F_z) = \frac{F_z}{F_N} \cdot \left[2 \cdot F(F_N) - \frac{F(2F_N)}{2} - \left(F(F_N) - \frac{F(2F_N)}{2} \right) \cdot \frac{F_z}{F_N} \right]$$
(11)

 $s_{xM} s_{yM} s_{xS} s_{yS} -$ wielkości charakterystyczne zależne od obciążenia pionowego wg zależności:

$$s(F_z) = s(F_N) + \left(s(2F_N) - s(F_N)\right) \cdot \left(\frac{F_z}{F_N} - 1\right)$$
(12)

 F_N – obciążenie nominalne opony.

Statyczna siła wzdłużna i poprzeczna opisana jest następującymi zależnościami:

$$F_x = F \cdot \cos \varphi$$

$$F_y = F \cdot \sin \varphi$$
(13)

W tabelach 1 i 2 zamieszczono wartości parametrów charakterystycznych, które pozwalają na wyznaczenie wartości sił stycznych wstępujących na styku koła z nawierzchnią drogi. Wartości dotyczą opony o rozmiarze 145/70 R13 wg [6].

106

107

Tabela 1

Siła wzdłużna	$dF_{x0} = \frac{dF_x}{ds_x}\bigg _0$	S _{xM}	$F_{_{xM}}$	S_{xS}	F_{xS}
$F_{N} = 2.5 \text{ kN}$	42 kN	0,15	2,5 kN	0,4	2,4 kN
$2F_N = 5 \text{ kN}$	75,6 kN	0,18	4,5 kN	0,5	4,35 kN

Wielkości opisujące siłę wzdłużną, dla opony 145/70 R13

Tabela 2

Wielkości opisujące siłę poprzeczną, dla opony 145/70 R13

Siła poprzeczna	$dF_{xy} = \frac{dF_y}{ds_y}\Big _0$	S _{yM}	$F_{_{yM}}$	S _{yS}	F_{yS}
$F_{N} = 2,5 \text{ kN}$	34 kN	0,21	2,25 kN	0,6	2,1 kN
$2F_N = 5 \text{ kN}$	61,2 kN	0,24	4,05 kN	0,8	4 kN

2.3. Dynamiczne reakcje styczne jezdni na koło

Badania doświadczalne wykazują, że dynamiczne siły i momenty występujące w obszarze kontaktu opony z jezdnią mogą być opisane z zadowalającą dokładnością za pomocą równań różniczkowych pierwszego rzędu [1, 3, 5]. Siły styczne działające w obszarze kontaktu opony z jezdnią powodują odkształcenie opony w kierunku wzdłużnym i poprzecznym rys. 3). W przypadku aproksymacji za pomocą równań różniczkowych pierwszego rzędu dynamiczna siła wzdłużna i poprzeczna może być wyrażona zależnościami [3, 5]:

$$\tau_i \dot{F}_i^D + F_i^D = F_i^S \quad i = x, y \tag{3}$$

gdzie:

 F_x^s, F_y^s – wartości sił wzdłużnej i poprzecznej w stanie ustalonym,

 τ_x, τ_y – czas relaksacji siły wzdłużnej i poprzecznej.

Czas relaksacji w kierunku wzdłużnym i poprzecznym może być wyznaczony z tzw. długości relaksacji (długości nabiegania) z zależności [5]:

$$\tau_i = \frac{r_i}{r_d |\Omega|} \text{ gdzie } i = x, y \tag{4}$$

Pomiary pokazują, że długość relaksacji nie jest stała, ale zależy m.in. od poślizgu wzdłużnego i poprzecznego oraz od obciążenia pionowego F_{z} [5].

Siły działające w obszarze kontaktu powodują odkształcenie opony w kierunku wzdłużnym o wartość x_e i w kierunku poprzecznym o wartość y_e (rys. 4). Biorąc pod uwagę te odkształcenia oraz ich prędkości, można wyznaczyć dynamiczną siłę wzdłużną i poprzeczną.



Rys. 4. Odkształcenie opony w kierunku wzdłużnym i poprzecznym wg [1] Fig. 4. Tyre longitudinal and lateral deflection

Na skutek odkształcenia opony składowa wzdłużna prędkości teoretycznego punktu kontaktu opony z jezdnią powiększy się o wartość \dot{x}_e , składowa poprzeczna powiększy się o wartość \dot{y}_e , natomiast wypadkowa siła statyczna, wyznaczona dla stanu ustalonego, $(\dot{x}_e = 0, \dot{y}_e = 0)$, wzrośnie. Można założyć, że dynamiczna siła wzdłużna jest wprost proporcjonalna do wzdłużnego odkształcenia opony x_e oraz prędkości odkształcenia \dot{x}_e , natomiast dynamiczna siła poprzeczna jest wprost proporcjonalna do poprzecznego odkształcenia opony y_e oraz prędkości odkształcenia \dot{y}_e zgodnie z zależnością [5]:

$$F_x^D \left(\mathbf{v}_x + \dot{\mathbf{x}}_e \right) = c_x \cdot \mathbf{x}_e + k_x \cdot \dot{\mathbf{x}}_e$$

$$F_y^D \left(\mathbf{v}_y + \dot{\mathbf{y}}_e \right) = c_y \cdot \mathbf{y}_e + k_y \cdot \dot{\mathbf{y}}_e$$
(16)

Lewą stronę równania (16) można rozwinąć w szereg Taylora względem niewiadomych wartości \dot{x}_e oraz \dot{y}_e . Uwzględniając dwa pierwsze wyrazy tego szeregu, otrzymuje się:

$$\underbrace{F_x(v_x + \dot{x}_e)}_{F_i^D} = \underbrace{F_i(v_x)}_{F_x^S} + \frac{\partial F_x}{\partial v_x} \dot{x}_e$$

$$\underbrace{F_y(v_y + \dot{y}_e)}_{F_y^D} = \underbrace{F_y(v_y)}_{F_y^S} + \frac{\partial F_y}{\partial v_y} \dot{y}_e$$
(17)

Porównując prawe strony równań (16) i (17) oraz dokonując niezbędnych przekształceń, można otrzymać równania postaci:

$$\frac{1}{c_x} \left(k_x - \frac{\partial F_x}{\partial v_x} \right) \cdot \dot{x}_e + x_e = \frac{F_x^S}{c_x}$$

$$\frac{1}{c_y} \left(k_y - \frac{\partial F_y}{\partial v_y} \right) \cdot \dot{y}_e + y_e = \frac{F_y^S}{c_y}$$
(18)
gdzie:

$$\frac{\partial F_x}{\partial v_x} = \frac{\partial F}{\partial s} \frac{\partial s}{\partial v_x} \cos \varphi - F \sin \varphi \frac{\partial \varphi}{\partial v_x}$$

$$\frac{\partial F_y}{\partial v_y} = \frac{\partial F}{\partial s} \frac{\partial s}{\partial v_y} \sin \varphi + F \cos \varphi \frac{\partial \varphi}{\partial v_y}$$
(19)

 $\frac{\partial F}{\partial s}$ – pochodna wypadkowej siły stycznej względem poślizgu wyznaczona z zależności (8).

Porównując postać zależności (14) i (18), oraz uwzględniając zależność na czas relaksacji (15), można zauważyć, że długość relaksacji, wynikające z przyjętego opisu siły dynamicznej dla kierunków wzdłużnego i poprzecznego wyraża się zależnością:

$$r_i = r_d \left| \Omega \right| \cdot \frac{1}{c_i} \left(k_i - \frac{\partial F_i}{\partial v_i} \right), \text{ gdzie } i = x, y$$
 (20)

Przekształcając zależności (18) można uzyskać równania różniczkowe na prędkość odkształcania opony w kierunku wzdłużnym oraz w kierunku poprzecznym:

$$\dot{x}_{e} = \frac{F_{x}^{S} - c_{x} \cdot x_{e}}{K_{x}}$$

$$\dot{y}_{e} = \frac{F_{y}^{S} - c_{y} \cdot y_{e}}{K_{y}}$$
(21)

gdzie:

$$K_i = \left(k_i - \frac{\partial F_i}{\partial v_i}\right), \text{ gdzie } i = x, y$$
 (22)

Po scałkowaniu równań (21) uzyskuje się niewiadome funkcje $\dot{x}_e(t)$, $x_e(t)$ oraz $\dot{y}_e(t)$, $y_e(t)$ na podstawie których z równań (16) wyznacza się dynamiczną siłę wzdłużną i poprzeczną. Do wyznaczenia F_x^s oraz F_y^s wykorzystuje się zależności (13).

Na rysunku 5 przedstawiono charakterystykę siły wzdłużnej oraz długość relaksacji r_x w funkcji poślizgu wzdłużnego różnych wartości obciążenia pionowego, natomiast na rys. 6 przedstawiono charakterystykę siły poprzecznej w funkcji poślizgu poprzecznego oraz wyznaczoną długość relaksacji w kierunku poprzecznym wyznaczone na podstawie danych z tabeli 1 i 2 dla opony małego samochodu osobowego o rozmiarze 145/70 R13. W tabeli 3 podano dane opisujące właściwości sprężysto-tłumiące badanej opony, niezbędnych do wyznaczenia dynamicznych sił stycznych.

Tabela 3

Właściwości sprężysto-tłumiące opony 145/70 R13

cR	kz	cx	kx	су	ky
[N/m]	[N/(m/s)]	[N/m]	[N/(m/s)]	[N/m]	[N/(m/s)]
130000	250	117000	800	78000	900



Rys. 5. Charakterystyka statycznej siły wzdłużnej w funkcji poślizgu wzdłużnego oraz wyliczona ze wzoru (20) długość relaksacji w kierunku wzdłużnym dla $r_d |\Omega| = 60$ km/h





Rys. 6. Charakterystyka statycznej siły poprzecznej w funkcji poślizgu poprzecznego oraz wyliczona ze wzoru (20) długość relaksacji w kierunku poprzecznym dla $r_d |\Omega| = 60$ km/h

Fig. 6. Lateral force characteristics and computed relaxation length for passenger car tyre

4. Badania symulacyjne

Do oceny wpływu właściwości dynamicznych ogumienia na dynamikę poprzeczną samochodu przeprowadzono symulacje komputerowe w programie CarDyn, dla manewru skokowego wymuszenia na kole kierownicy, z wykorzystaniem statycznego oraz dynamicznego modelu opony. Symulacje przeprowadzono, przyjmując następujące założenia:

- wybrano trzy prędkości jazdy: 60 km/h, 80 km/h oraz 100 km/h,
- pominięto wymuszenie kinematyczne od nierówności drogi,
- przyjęto wartość kąta obrotu kierownicy tak aby dla każdej z wybranych prędkości jazdy samochód uzyskiwał w ruchu ustalonym przyspieszenie poprzeczne ok. 4 m/s².



Rys. 7. a) Przebiegi czasowe prędkości kątowej odchylania dla prędkości jazdy v = 60 km/h, v = 80 km/h oraz v = 100 km/h otrzymane dla statycznego modelu opony (1) oraz dla dynamicznego modelu opony (2), b) parametry charakterystyki przejściowej 1) δ_{H} [rad], 2) ψ_{ss} [rad/s], 3) $G_{\psi_{ss}\delta_{H}}$ [1/s], 4) U_{ψ} , 5) $T_{R\psi}$ [s], 6) $T_{\psi_{max}}$ [s], 7) β_{ss} [deg], 8) T_{B} [s·deg]

Fig. 7. a) The yaw rate for the vehicle speed v = 60 km/h, v = 80 km/h, v = 100 km/h received for steady state (1) and dynamic tyre model (2) b) parameters of transient characteristic

Na podstawie uzyskanych z symulacji wyników wyznaczono następujące parametry służące do oceny właściwości dynamicznych pojazdu:

- wartość prędkości kątowej odchylania w stanie ustalonym $\dot{\psi}_{ss}$,
- współczynnik wzmocnienia prędkości kątowej odchylania ψ względem kąta obrotu kie-

rownicy $\delta_H G_{\psi_{ss}\delta_H} = \frac{\dot{\psi}_{ss}}{\delta_H}$, - przewyższenie dynamiczne prędkości kątowej odchylania $U_{\psi} = \frac{\dot{\psi}_{max} - \dot{\psi}_{ss}}{\dot{\psi}_{ss}}$,

- czas $T_{R\psi}$ odpowiedzi układu od chwili, gdy wymuszenie osiągnie wartość równą połowie wartości w stanie ustalonym, do chwili, gdy prędkość kątowa $\dot{\psi}$ osiągnie 90% wartości w stanie ustalonym,
- czas $T_{\psi_{max}}$ odpowiedzi układu od chwili, gdy wymuszenie osiągnie wartość równą połowie wartości w stanie ustalonym, do chwili gdy prędkość kątowa ψ osiągnie wartość maksymalną,
- kąt znoszenia pojazdu w stanie ustalonym $\beta_{ss} = -\arctan\left(\frac{v_{sy}}{v_{sy}}\right)$,
- wskaźnik właściwości dynamicznych pojazdu $T_B = T_{\psi_{max}} \cdot |\beta_{ss}|$.

5. Wnioski

Zaprezentowana w pracy metoda rozwinięcia w szereg Taylora zależności na statyczną siłę styczną względem niewiadomych prędkości odkształceń opony w kierunku wzdłużnym i poprzecznym pozwala uwzględnienie właściwości dynamicznych opony. Dzięki temu rozwinięciu otrzymuje się zależności na długości relaksacji w kierunku wzdłużnym i poprzecznym, które są funkcją obciążenia pionowego oraz poślizgu wzdłużnego i poprzecznego, wprost z charakterystyki opony w stanie ustalonym [5].

Uwzględnienie właściwości dynamicznych opony w modelu samochodu w sposób istotny może zmieniać uzyskiwane wyniki symulacji szczególnie w fazie ruchu przejściowego manewrów charakteryzujących się dużą dynamiką zmian kąta obrotu kierownicy. Jak wynika z rys. 7, aby uzyskać w ruchu ustalonym przyspieszenie poprzeczne wynoszące ok. 4 m/s² dla statycznego modelu opony, konieczny jest mniejszy obrót koła kierownicy niż w przypadku modelu dynamicznego dla wszystkich rozważanych prędkości. Wielkość przewyższenia dynamicznego U_{ψ} różnie wraz z prędkością jazdy. W przypadku uwzględnienia właściwości dynamicznych opony przewyższenie dynamiczne jest znacząco większe niż dla statycznego modelu opony.

Zastosowanie dynamicznego modelu opony w przypadku modelu TMeasy nie powoduje widocznego opóźnienia fazowego prędkości kątowej odchylania względem przebiegu dla modelu statycznego, jak to ma miejsce np. w przypadku modelu IPG-Tyre [3]. Czasy odpowiedzi układu od chwili, gdy wymuszenie osiągnie wartość równą połowie wartości w stanie ustalonym, do chwili, gdy prędkość kątowa ψ osiągnie 90% wartości w stanie ustalonym $T_{R\psi}$ wyznaczone dla modelu statycznego i dynamicznego, dla rozważanych prędkości jazdy, były takie same.

112

Literatura

- [1] Hirschberg W., Rill G., Weinfurter H., *Tyre Model TMeasy*, Vehicle System Dynamics, Volume 45, Issue S1, 2007, 101-119.
- [2] ISO 7401-88 Road Vehicles Lateral Transient Response Test Methods.
- [3] L o z i a Z., Ocena roli stanów nieustalonych ogumienia w badaniach dynamiki poprzecznej samochodu, VII Międzynarodowe Sympozjum IPM WAT "Doskonalenie konstrukcji oraz metod eksploatacji pojazdów mechanicznych", Warszawa–Rynia, 8–10 rudnia 1999, 358-366.
- [4] Riepl A., Reinalter W., Fruhmann G., Rough Road Simulation with tire model RMODK and Ftire, Proc. of the 18th IAVSD Symposium on the Dynamics of vehicles on Roads and on Tracks, Kanagawa, Japan, Taylor & Francis, London 2003.
- [5] R i11, G., *First order tire dynamics*, Proceedings of the 3rd European Conference on Computational Mechanics Solids, Structures and Coupled Problems in Engineering, Lisbon, 2006.
- [6] Walczak S., Analiza dynamicznych obciążeń elementów niezależnych zawieszeń kół samochodu. Politechnika Krakowska, rozprawa doktorska, Kraków 2003.
- [7] Walczak S., Obciążenia dynamiczne zawieszenia przedniego podczas przejazdu przez pojedynczą nierówność, Czasopismo Techniczne 7-M/2004, Wydawnictwo PK, Kraków 2004, 663-670.

CHANIKA ASOPISMO TECHNICZNE CHNICAL TRANSACTIONS

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ 3-M/2012 ZESZYT 8 ROK 109 ISSUE 8 YEAR 109

WOJCIECH SAWCZUK*

METODY DIAGNOZOWANIA PAR CIERNYCH HAMULCA TARCZOWEGO

METHODS OF DIAGNOSIS OF FRICTION SETS OF DISC BRAKE

Streszczenie

W pojazdach szynowych ze względu na coraz większe prędkości jazdy prowadzi się prace nad udoskonalaniem układów hamulcowych, tak aby zatrzymanie pojazdu odbyło się na możliwie najkrótszej drodze hamowania. Większe wymagania stawiane układom hamulcowym wymusza nie tylko okresowe kontrolowanie stanu pary ciernej, ale również stałego monitorowania zużycia elementów układu hamulcowego. Celem artykułu jest przedstawienie aktualnego stanu wiedzy z zakresu diagnostyki układów hamulcowych. W artykule opisano procesy robocze i towarzyszące, występujące w czasie hamowania oraz możliwość ich wykorzystania w diagnostyce stanu urządzenia hamulcowego.

Słowa kluczowe: hamulec tarczowy, zużycie okładzin, diagnostyka hamulca tarczowego, sygnał wibroakustyczny, droga hamowania

Abstract

In rail vehicles, because of higher and higher ride speed, development works on braking systems are carried out to stop the vehicle in the shortest possible braking distance. Higher requirements for braking systems trigger not only seasonal inspections of friction set but also continuous monitoring the wear of elements of braking system. The aim of this article is to present current knowledge about diagnostics of braking systems. In the article working processes and accompanying processes occurring during braking and perspectives of using those processes to diagnose the condition of braking system are described.

Keywords: disc brake, wear of friction pad, diagnostic disc brake system, vibration signal, braking distance

^{*} Dr inż. Wojciech Sawczuk, Instytut Silników Spalinowych i Transportu, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Politechnika Poznańska.

1. Stan wiedzy z zakresu diagnostyki układów hamulcowych

Analizując dostępną literaturę z zakresu diagnostyki układów hamulcowych pojazdów samochodowych oraz szynowych, obserwuje się ich ciągły rozwój jako odpowiedź na większe wymagania stawiane układom hamulcowym pod względem szybkiego rozproszenia nagromadzonej podczas hamowania energii cieplnej do otoczenia. Większe prędkości jazdy pojazdów oraz zmniejszanie wymiarów pary ciernej hamulca (tarcza–okładzina) wymusza stosowanie większych nacisków elementów ciernych na tarczę, również wpływa na wzrost obciążenia cieplnego układu hamulcowego.

W celu zdiagnozowania pary ciernej układu hamulcowego przeprowadza się różnorodne pomiary, które w sposób bezpośredni lub pośredni dostarczają informacji o jego stanie. Metody bezpośrednie odnoszą się głównie do oceny zużycia pary ciernej i są to metody wykorzystujące sprawdziany i przyrządy mikrometryczne. Osobną grupę metod bezpośrednich stanowią metody stosowane w badaniach nieniszczących [12] (penetracyjne i magnetoproszkowe), używane do kontroli i pomiaru długości pęknięć termicznych na powierzchni tarczy hamulcowej. W każdym przypadku metody bezpośrednie wymuszają konieczność częściowego demontażu układu biegowego w przypadku pojazdów samochodowych lub wejścia pod wagon do kanału rewizyjnego w pojazdach szynowych.

W metodach pośrednich oceny stanu układu hamulcowego dokonuje się pomiaru drogi hamowania lub pomiaru szczelności układu albo ciśnienia w układzie hamulcowym. Tego typu metody dostarczają informacji o stanie układu bez konieczności jego demontażu. Niestety, dokonując pomiaru drogi hamowania w pojazdach drogowych i szynowych, nie uzyskuje się pełnych informacji o stanie poszczególnych układów, a jedynie wynik sumaryczny z pracy wszystkich układów, co zostało opisane w pracy [13].

W systemach diagnostycznych układów hamulcowych na szczególną uwagę zasługują trzy zaawansowane systemy pozwalające określić zużycie pary ciernej hamulca. W pojazdach samochodowych wykorzystywany jest system OBD II/EOBD [10], który dodatkowo dostarcza informacje o zużyciu poszczególnych okładzin ciernych. W pojazdach szynowych został opracowany System Wizyjny Hard Soft [1], który poprzez zastosowanie kamer cyfrowych na podwoziu wagonu pozwala na monitorowanie zużycia pary ciernej tarcza–okładzina. Drugim systemem diagnozującym zużycie okładzin ciernych hamulca kolejowego jest Diagnostic Brake Pads System [15], torowy system dokonujący rejestracji obrazu pary ciernej hamulca w chwili przejazdu pociągu. Na podstawie otrzymanych obrazów wyznaczona jest grubość okładziny ciernej, w chwili przekroczenia dopuszczalnego zużycia liniowego wynoszącego 10 mm maszynista pociągu otrzymuje informacje o konieczności wymiany okładziny.

2. Procesy robocze w diagnostyce par ciernych układów hamulcowych

Złożoność układów hamulcowych oraz ich późniejsza eksploatacja sprawia, że zmiana stanu układu rozumiana zużyciem elementów układu hamulcowego oraz emisja sygnałów diagnostycznych to proces losowy. W praktyce rzadko występują zależności funkcyjne ze względu na niemierzalność zakłóceń, które w procesie eksploatacji hamulca podlegają ciągłym zmianom oraz ze względu na występowanie strat w postaci zużycia elementów pary ciernej hamulca. Z reguły występujące zależności są zależnościami stochastycznymi tzn. niejednoznacznymi. W diagnozowaniu układów hamulcowych dąży się znalezienia relacji pomiędzy stanem układu a sygnałem diagnostycznym na podstawie równania (1) [2]:

$$\mathbf{S}(\Theta) = \Phi[\mathbf{X}(\Theta), \mathbf{Y}(\Theta)] + \mathbf{Z}(\Theta)$$
(1)

gdzie:

$\mathbf{S}(\Theta) = \{s_1, s_2, \dots, s_n\}$	_	wektor sygnału diagnostycznego,
$\mathbf{X}(\Theta) = \{x_1, x_2, \dots, x_n\}$	_	wektor parametrów stanu,
$\mathbf{Y}(\Theta) = \{y_1, y_2, \dots, y_n\}$	_	wektor sterowania,
$\mathbf{Z}(\Theta) = \{z_1, z_2, \dots, z_n\}$	_	wektor zakłóceń,
Θ	_	eksploatacyjna miara starzenia (czasu lub przebiegu),
Φ	_	operator przyporządkowania.

Do opisu wektora sygnału $S(\Theta) = \{s_1, s_2, ..., s_n\}$ określającego stan technicznego układu hamulcowego wykorzystuje się parametry procesów roboczych oraz towarzyszących. Uzyskanie modelu diagnostycznego (rys. 1) umożliwia np. metoda analizy regresyjnej, gdzie proponowany model diagnostyczny korzysta z parametrów sygnału diagnostycznego do określenia parametrów stanu zgodnie z zależnością (2) [11]:

$$y_n = f_n \left(x_1, x_2, ..., x_m, a_o, a_1, ..., a_j \right)$$
(2)

gdzie:

 $x_1, x_2, ..., x_n$ – parametry sygnałów diagnostycznych, $a_o, a_1, ..., a_j$ – współczynniki (parametry) równań regresji.



Rys. 1. Model diagnostyczny i system tribologiczny hamulca

Fig. 1. Model diagnostic and tribological brake system

W diagnostyce technicznej zgodnie z [11] bardzo często wykorzystuje się jednowymiarowe modele liniowe o jednym wejściu i jednym wyjściu na podstawie obserwacji systemu tribologicznego hamulca zgodnie z zależnością (3):

$$\hat{y}_n = a_0 + a_i \cdot x_i \tag{3}$$

lub wykorzystuje się modele jednowymiarowe nieliniowe, co przedstawiają zależności (4) i (5):

$$\hat{y}_i = \beta \cdot a^{x_i} \tag{4}$$

$$\hat{y}_i = a \cdot x_i^{y} \tag{5}$$

gdzie:

a, β, y – parametry regresyjnego modelu diagnostycznego.

Układ hamulca t

118

Układ hamulca tarczowego jako przedmiot badań charakteryzuje się jednoczesnym występowaniem różnych procesów: mechanicznych, cieplnych, chemicznych, fizycznych, aerodynamicznych i hydromechanicznych. Jednak układ ten jest złożonym obiektem diagnostycznym ze względu na trudności rozdzielenia sygnału diagnostycznego, związanego ze stanem poszczególnych elementów układy hamulcowego oraz procesów fizycznych, które w nim zachodzą.

Wielkościami, które opisują procesy robocze w diagnostyce układu hamulcowego, są: uzyskany podczas hamowania współczynnika tarcia µ, droga hamowania pojazdu szynowego lub samochodowego oraz ciśnienie powietrza w cylindrach hamulcowych. W wagonach kolejowych z tarczowym układem hamulcowym zasilanych z indywidualnych cylindrów hamulcowych różne wartości ciśnień w cylindrach wpływają na nierównomierne hamowanie poszczególnych wagonów i tzw. nabieganie ich na siebie podczas hamowania.

Pomiar współczynnika tarcia jako parametru diagnostycznego jest stosowany do oceny skuteczności hamowania i odbywa się w warunkach badań stanowiskowych. Podczas badań na stanowisku bezwładnościowym [7] określa się chwilowy współczynnik tarcia μ_a , w każdej chwili hamowania zgodnie z zależnością (6):

gdzie:

$$\mu_a = \frac{F_t}{F_b} \tag{6}$$

 F_r – chwilowa siła styczna odniesiona do promienia hamowania r,

 $\dot{F_{b}}$ – całkowita chwilowa siła nacisku na tarczę hamulcową.

Następnie oblicza się średni współczynnik tarcia μ_m , który jest wyznaczany z całki oznaczonej chwilowego współczynnika tarcia po drodze hamowania s_2 zgodnie z równaniem (7) [7]:

$$\mu_m = \frac{1}{s_2} \int_0^{s_2} \mu_a ds \tag{7}$$

Na podstawie zależności (6) oraz (7) wyznaczane są charakterystyki $\mu_a = f(t)$ oraz $\mu_m = f(v)$. Podczas badań stanowiskowych hamulca kolejowego rejestruje się przebieg chwilowego współczynnika tarcia w czasie hamowania od zadanej prędkości hamowania aż do zatrzymania. Na tej podstawie określa się chwilę osiągnięcia wartości maksymalnej oraz minimalnej chwilowego współczynnika tarcia. Przebiegi otrzymane z zależności (7) stanowią końcowe zestawienia sprawdzające zachowanie się współczynnika tarcia w całym zakresie prędkości hamowania danego pojazdu. Ocenę stanu danej pary ciernej określa się przez naniesienie tolerancji chwilowego i średniego współczynnika tarcia na otrzymane i wyliczone wartości współczynników zgodnie z Kartą UIC 541-3.

Diagnozowanie pary ciernej układu hamulcowego za pomocą drogi hamowania *s* dokonuje się w warunkach poligonowych dla całego pociągu pomiarowego, zestawionego z wagonów danego typu lub dla pojedynczego wagonu, odczepianego podczas jazdy od pociągu pomiarowego. Na podstawie pomierzonej drogi i obliczenia wartość procentu rzeczywistego ciężaru hamującego λ_h z tablic [6] odczytuje maksymalną dozwoloną prędkość pociągu. Innym sposobem diagnozowania pary ciernej jest porównanie pomierzonej drogi hamowania z drogą wyznaczoną na podstawie zależności (8) [6]:

119

$$s = \frac{t_s}{2} \cdot v + \frac{m_c \cdot v^2}{2(F_c + W_m)} \tag{8}$$

gdzie:

- czas napełniania cylindra hamulcowego, s, t_s

- prędkość początku hamowania, m/s,

 m_{a} – masa całkowita wagonu, t,

 F_c^{c} – siła hamowania na obwodzie koła, kN, W_m^{c} – wartość średnia oporu jazdy, kN.

Następnie po obliczeniu drogi hamowania s z tablic [6] odczytuje się procent ciężaru hamującego λ_{i} i oblicza ciężar hamujący *B*, który określa maksymalną sumę nacisków okładzin na tarczę, jaką dany wagon lub skład może realizować.

Pomiar szczelności instalacji pneumatycznej lub częściej pomiar ciśnienia w cylindrze hamulcowym [5] jest najprostsza metoda oceny stanu technicznego hamulca tarczowego. Metoda sprawdza się w warunkach badań stanowiskowych oraz poligonowych, wykonywanych podczas prób na wagonach kolejowych w czasie przeglądów okresowych. Na podstawie zmierzonego ciśnienia w cylindrze hamulcowym oblicza się całkowitą znamionową siłę nacisku na tarczę hamulcową z zależności (9) [12]:

$$F_B = \left(A \cdot p_c - F_f\right) \cdot i_c \cdot \eta \tag{9}$$

gdzie:

A – powierzchnia tłoka, m²,

- ciśnienie w cylindrze hamulcowym, MPa,

 F_{f}^{c} – siła sprężyny tłokowej, N, i_{c}^{c} – przełożenie układu dźwigniowego,

- sprawność układu hamulcowego.

Obliczenie siły nacisku na tarczę hamulcowa umożliwia obliczenie nacisku jednostkowego okładziny z równania (10) [7] przy znanej powierzchni tarcia okładziny i liczbie okładzin:

$$p = \frac{1000 \cdot F_B}{N \cdot S} \tag{10}$$

gdzie:

 $F_{_B}$ – siła nacisku na tarczę hamulcową, kN,

 \tilde{N} – liczba połówek okładziny na tarczę hamulcową,

S – nominalna powierzchnia tarcia jednej połówki okładziny, cm².

Wartości ciśnienia zmierzone w cylindrze hamulcowym w diagnostyce par ciernych układu hamulcowego umożliwiają sprawdzenie realizowanych nacisków jednostkowych okładzin na tarczę. Przy znanej liczbie okładzin przypadających na jedną tarczę hamulcową (np. N = 4) oraz powierzchni nominalnej okładziny (np. $S = 175 \text{ cm}^2 \text{ lub } S = 200 \text{ cm}^2 \text{ w za-}$ leżności od średnicy tarczy) ciśnienie w cylindrze hamulcowym jest wprost proporcjonalne do siły nacisku F_{p} oraz nacisku jednostkowego p, zgodnie z zależnością (11) [4]:

$$p_c = f(F, p) \tag{11}$$

Spadek ciśnienia w pneumatycznym układzie hamulcowym pojazdu szynowego w wyniku nieszczelności, spowoduje obniżenie siły docisku elementu ciernego do tarczy hamulcowej. W przypadku długich składów wagonowych zmienne siły hamowania na poszczególnych wagonach stwarzają dodatkowe zagrożenie, jakim jest wykolejenie wagonów w wyniku nabiegania ich na siebie.

3. Procesy towarzyszące w diagnostyce par ciernych układów hamulcowych

Wśród procesów towarzyszących podczas hamowania należy wymienić: procesy wibroakustyczne w układzie hamulcowym (drgania, hałas), procesy termiczne występujące w parze ciernej oraz zużycie elementów pary ciernej hamulca.

Procesy wibroakustyczne pozwalają odzwierciedlić najważniejsze procesy fizyczne w pracy układu hamulcowego, czyli: uderzenia elementów układu hamulcowego w wyniku luzów, naprężenia czy odkształcenia. Do najważniejszych zalet wibroakustyki (WA) należy zaliczyć łatwość pomiaru, dużą szybkość przekazywania informacji, możliwość oceny stanu całego obiektu lub poszczególnych części oraz dużą zawartość informacji w sygnale.

W diagnostyce wibroakustycznej, przedstawionej w pracach [2, 3], istnieje zależność drgań elementów pary ciernej od prędkości i chropowatości powierzchni określanej parametrem R_a . W ten sposób obliczana jest średnia częstotliwość mikroudarów dwóch współpracujących powierzchni, co przedstawia równanie (12):

$$f \cong \frac{v}{10 \cdot R_a} \tag{12}$$

gdzie:

v – prędkość względna elementu ciernego np. tarczy, m/s,

 R_a – chropowatość powierzchni elementu ciernego, µm.

W diagnostyce tarczowego układu hamulcowego na podstawie średniej częstotliwości mikroudarów, przy znanej prędkości elementu ciernego (tarczy hamulcowej) można określić stan okładzin ciernych [14]. Podczas docierania okładzin w warunkach badań stanowiskowych, brak obserwacji zmian średniej częstotliwości mikroudarów w kolejnych hamowaniach powoduje ustabilizowanie się wartości chropowatości powierzchni i świadczy o dotarciu okładziny bez demontażu jej z obsady. W innym przypadku należy okresowo sprawdzać stan powierzchni okładziny po każdej serii próbnych hamowań, co wiąże się ze stratą czasu na częste zatrzymywanie stanowiska i demontaż okładziny z obsady do oceny okiem nieuzbrojonym jej dotarcia.

Diagnostyka wibroakustyczna, zgodnie z [2], również jest stosowana do określenia zużycia ciernego wyrażonego grubością zużytej warstwy h lub objętością zużytego materiału U, opisanych równaniami (13) i (14):

$$h = k \left[p_o + p_d(t) \right] v \cdot \theta \tag{13}$$

$$U = \left[\frac{k_o \sqrt{p} - k_1 \cdot p}{f} + k_2 \cdot A \cdot p\right] N \tag{14}$$

gdzie:

k – współczynnik stały,

- p_o część stacjonarna nacisku jednostkowego,
- $p_d(t)$ część dynamiczna nacisku o amplitudzie proporcjonalnej do amplitudy drgań względnych,

- v prędkość względna elementów pary ciernej,
- θ czas eksploatacji,
- $k_o, k_1 \text{współczynniki stałe nacisku jednostkowego,}$
- k_2 współczynnik stały amplitudy przyspieszeń drgań,
- *p* nacisk jednostkowy,

A – amplituda przyspieszeń drgań względnych w połączeniu,

- f częstotliwość drgań,
- N liczba cykli drgań.

Analizując zależności (13) oraz (14), można stwierdzić, że drgania są czynnikiem determinującym intensywność procesu zużycia. Przy stałej częstotliwości f ubytek masy zależy liniowo od nacisku p, amplitudy ruchu względnego A oraz liczby cykli N [3].

W pracy [14] do oceny zużycia pary ciernej hamulca tarczowego, wykorzystano drgania okładzin ciernych. Dokonując analizy sygnałów przyspieszeń drgań w dziedzinie amplitud wyznaczono wartości skuteczne amplitudy przyspieszeń drgań zgodnie z równaniem (15):

$$S_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{0}^{T} \left[s(t) \right]^2 dt}$$
(15)

gdzie:

T – czas uśredniania,

t - czas,

s(t) – chwilowa wartość amplitudy przyspieszeń drgań.

Stosując równanie (15) do konkretnego hamowania z naciskiem okładziny N do tarczy i masie hamującej M przypadającej na tarczę hamulcową, można wyznaczyć relację zużycia okładziny, prędkości początku hamowania od wartości skutecznej amplitudy przyspieszeń drgań okładzin zgodnie z zależnością (16):

gdzie:

$$S_{RMS} = f(z, v) \tag{16}$$

z - zużycie okładziny,

t – prędkość początku hamowania.

W diagnostyce wibroakustycznej oprócz analiz w dziedzinie amplitud wykorzystuje się dwa widma, tj. widmo amplitudowe i widmo fazowe w dziedzinie częstotliwości [2]. Natomiast stosując szybką transformatę Fouriera (*FFT*), wyznacza się widma mocy, opisanego równaniem (17) lub widmo gęstości mocy, przedstawione zależnością (18):

$$P(k) = \left(A(k)\right)^2 \tag{17}$$

$$G(k) = \frac{P(k)}{\Delta f} \tag{18}$$

gdzie:

P(k) – widmo mocy,

A(k) – widmo amplitudowe,

G(k) – widmo gęstości mocy,

 Δf – szerokość pasma analizy.

Celem analizy widmowej sygnałów drgań jest wyznaczenie pasm częstotliwości związanych ze zmianą z zużyciem okładzin w czasie pracy układu hamulcowego. Następnie dla danego pasma częstotliwości wyznacza się modele wartości skutecznej przyspieszeń drgań [14].

Rozwój metody wibroakustycznej, ze względu na jej szereg zalet, spośród których szczególnie ważna jest duża wrażliwość na zmianę stanu określonego zużyciem, doprowadził do wytwarzania elementów maszyn z wbudowanymi przetwornikami przyspieszeń drgań. Przykładem jest firma SKF produkująca obudowy łożysk tocznych oraz silników elektrycznych, w których na etapie produkcji na stałe umieszcza się przetworniki przyspieszeń drgań [9]. Na tej podstawie możliwe jest diagnozowanie ciągłe stanu łożysk, determinowane ich zużyciem oraz prognozowanie dalszego okresu ich eksploatacji do osiągnięcia zużycia granicznego.

Procesy termiczne w układach hamulca tarczowego są odzwierciedleniem zjawisk fizycznych występujących w parze ciernej tarcza–okładzina oraz w elementach układu dźwigniowego. Rozkłady temperatury przekraczające wartości maksymalne świadczą o ich nieprawidłowej pracy lub zużyciu. W warunkach badań stanowiskowych dokonuje się pomiaru temperatury tarczy przez zmocowanie termopar na powierzchni ciernej tarczy hamulcowej, natomiast w warunkach poligonowych wykorzystuje się badania pirometryczne. Diagnozowanie stanu hamulca tarczowego przez pomiar temperatury jest wykonywane w celu sprawdzenia występowania luzu między okładziną a tarczą w czasie jazdy wagonu z wyłączonym hamulcem. Przyrost temperatury tarczy może również świadczyć o jej uszkodzeniu (skrzywieniu), wynikiem czego jest jej bicie poprzeczne przekraczającego wartość 0,5 mm zgodnie z [12]. Dokonując jednoczesnego pomiaru rozkładu temperatury wszystkich tarcz hamulcowych wagonu przedstawionego w pracy [13], można ocenić pracę poszczególnych układów hamulcowych.

Procesy termiczne ze względu na powolny charakter zmiany temperatury badanego obiektu, wynikający z przewodzenia i przejmowania cieplnego na granicy tarcza–otoczenie, często dłuższego od czasu trwania pojedynczego hamowania, nie znajdują większego zastosowania w diagnostyce par ciernych układów hamulcowych.

Procesy zużycia są nośnikami informacji diagnostycznej o stanie układu hamulcowego i odnoszą się głównie do okładziny i tarczy hamulcowej. Zużycie okładzin zgodnie z wynikami badań W. Gąsowskiego i M. Kaluby [4] zależy nie tylko od rozproszonej energii, ale jest również związane procesami termicznymi występującymi w parze ciernej, zgodnie z równaniem (19):

 $Z = f(E, T) \tag{19}$

gdzie:

E – energia hamowania,

T – temperatura tarczy (mierzona 1 mm pod powierzchnią tarczy).

W pojazdach kolejowych, podczas wykonywania badań stanowiskowych w zależności od rodzaju hamowania, określa się wagowe zużycie okładzin ciernych, które następnie odnosi się do zużycia obliczonego z równania (20) [4]:

$$Z = C \cdot P \cdot t_H \cdot \frac{T}{T_o}$$
(20)

gdzie:

- $C \text{stała charakteryzująca materiał okładziny (zużycie właściwe okładziny w temperaturze referencyjnej <math>T_o = 50^{\circ}\text{C}$), g/kJ, $P - \text{moc hamowania, } P = \mu(N, v) N \cdot v, \text{ kW},$
- t_{H} czas hamowania, s,
- \ddot{T} temperatura tarczy, °C,
- T_o temperatura referencyjna tarczy, °C,
- $\mu(N, v)$ współczynnik tarcia okładziny po tarczy, będący funkcją nacisku okładziny N i prędkości poślizgu okładziny po tarczy v.

Podczas badań na konkretnej okładzinie dostarczonej przez producenta, dzieląc zależność (20) przez czas hamowania $t_{\mu\nu}$ otrzymuje się szybkość zużycia z wyrażoną w g/s. Przy znajomości stałej materiału *C*, współczynnika tarcia μ , nacisku okładziny *N*, prędkości początku hamowania ν i temperatury referencyjnej T_o , możliwe jest określenie zależności szybkości zużycia od temperatury tarczy (z = f(T)). Wyższe temperatury tarczy powodowane przez większe naciski okładziny i masy hamujące, tarcie okładzin o tarcze w wyniku braku luzu między elementami pary ciernej w czasie jazdy wagonu lub skrzywienie tarczy będą powodowały zwiększoną szybkość zużycia okładzin.

4. Podsumowanie diagnostyki par ciernych układów hamulcowych

Analizując wiedzę z zakresu stosowanej diagnostyki par ciernych układów hamulcowych, można stwierdzić, że stan techniczny układu hamulcowego jest możliwy do opisania za pomocą wielu parametrów procesów roboczych oraz parametrów towarzyszących. W szczególności można stwierdzić, że:

- w diagnostyce układu hamulcowego parametry procesu roboczego są najczęściej określane poprzez badania stanowiskowe, wyjątek stanowi pomiar drogi hamowania, wykonywany podczas prób na określonym torze pomiarowym. Jest to w pojazdach szynowych najbardziej znana metoda diagnostyczna, pozwalająca określić stan układu hamulcowego, na podstawie której określa się maksymalną prędkość pociągu;
- 2) innym parametrem procesu roboczego opisującym stan układu hamulcowego jest ciśnienie w cylindrze hamulcowym. Ciśnieniowa metoda diagnostyczna znalazła zastosowanie w większości zakładów zajmujących się eksploatacją pojazdów szynowych. W tym celu budowane są specjalne stanowiska, w których oprócz sprawdzania samych cylindrów hamulcowych, w ich obwody pneumatyczne podłączane są inne elementy układu hamulcowego podlegającego kontroli;
- wartości zmierzonych ciśnień w cylindrach hamulcowych pozwalają na sprawdzenie występujących nacisków elementów ciernych na tarczę hamulcową oraz dodatkowo umożliwiają diagnozowanie układu hamulcowego pojazdu szynowego w aspekcie nieszczelności cylindra hamulcowego lub instalacji hamulcowej;
- z procesów towarzyszących pracy układu hamulcowego do celów diagnozowania przeprowadzono próby wykorzystania drgań elementów układu hamulcowego, dokonując analiz sygnałów przyspieszeń drgań w dziedzinie amplitud oraz częstotliwości.

Literatura

- Boguś P., Bocian S., Shape deformation analizys of rail car brakes with image processing techniques, Book of Abstracts of European Mechanics Society EUROMECH 406 Colloquium – Image Processing Methods in Applied Mechanics, Warszawa, 6–8 maj 1999, 47-49.
- [2] Cempel C., Diagnostyka wibroakustyczna maszyn, PWN, Warszawa 1989.
- [3] Cempel C., Tomaszewski F., Wibroakustyczna metoda diagnozowania silnika spalinowego lokomotywy w warunkach eksploatacji, Konferencja Naukowa – Rozwój systemów i środków w transporcie – TRANSSYSTEM 89, Warszawa 1989, Sekcja D, 21-24.
- [4] Gąsowski W., Kaluba M., *Trybologiczne badanie okładzin ciernych hamulca* tarczowego pojazdów szynowych, Pojazdy Szynowe, nr 1, 1999, 14-21.
- [5] Kaluba M., Piechowiak T., Wpływ napelnienia przewodu głównego wysokim ciśnieniem na proces luzowania pociągu, XIV Konferencja Naukowa Pojazdy Szynowe 2000, t. 2, Kraków, Arkanów, 9–13 październik 2000, 101-112.
- [6] Karta UIC 544-1, Hamulec: Moc hamowania, Wydanie 1995.
- [7] Karta UIC 541-3, *Hamulec: hamulec tarczowy i okładziny hamulcowe, warunki ogólne dla prób na stanowisku badawczym*, Wydanie 6, listopad 2006.
- [8] Kardacz A., Grzeszczyk R., Diagnostyka układu hamulcowego pojazdów szynowych na podstawie sygnałów wizyjnych, III Krajowa Konferencja Naukowo-Techniczna Diagnostyka Procesów Przemysłowych, Jurata 7–10 września 1998, 361-366.
- [9] Kuře G., Martinez V., *Pokonywanie odległości ze zunifikowanym odometrem kolejowym z SKF*, Evolution, Magazyn Biznesu i Techniki firmy SKF, nr 4, 2009, 21-24.
- [10] Merkisz J., Mazurek S., Pokładowe systemy diagnostyczne pojazdów samochodowych, WKŁ, Warszawa 2000.
- [11] Niziński S., Michalski R., *Diagnostyka obiektów technicznych*, Wydawnictwo i Zakład Poligrafii Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom 2002.
- [12] Rail Consult Gesellschaft für Verkehrsberatung mbH. *Wagon osobowy Z1 02, układ jezdny, tom, 2*, dokumentacja techniczno-ruchowa.
- [13] S a w c z u k W., Badanie rozkładu temperatury kolejowych tarcz hamulcowych w warunkach poligonowych, XVIII Konferencja Naukowa Pojazdy Szynowe, t. 1, Katowice– –Ustroń 2008, 293-303.
- [14] S a w c z u k W., Application of Vibroacoustic Signal to Diagnose Disc Braking System, Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 18, No. 1, 2011, European Science Society of Powertrain and Transport Publication Warsaw 2011, 525-534.
- [15] Brake Pads Wear measuring system (http://www.mermecgroup.com/diagnostics/ rolling-stock-inspection/96/1/brake-pads-wear.php – odczyt z dnia 1.10.2011).

MECHANIKA CZASOPISMO TECHNICZNE TECHNICAL TRANSACTIONS MECHANICS

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ 3-M/2012 ZESZYT 8 ROK 109 ISSUE 8 YEAR 109

WOJCIECH SAWCZUK*

BADANIE WYBRANYCH PARAMETRÓW PROCESU HAMOWANIA HAMULCA TARCZOWEGO

RESEARCH ON SELECTED PROCESS PARAMETERS OF DISC BRAKE

Streszczenie

W niniejszym artykule zaprezentowano metodykę badań oraz wyniki uzyskane na bezwładnościowym stanowisku po przeprowadzeniu badań ciernych na kolejowym hamulcu tarczowym. Na podstawie serii badań o charakterze trybologicznym przebadano pary cierne hamulca tarczowego i wyznaczono charakterystyki procesu hamowania w zależności od prędkości hamowania, docisku okładzin do tarczy hamulcowej oraz mas hamujących. Na podstawie wyników z ciernych badań stanowiskowych wyznaczono zależności współczynnika tarcia (chwilowego i średniego), temperatury oraz drogi hamowania, w funkcji zużycia okładzin i prędkości początku hamowania.

Słowa kluczowe: hamulec tarczowy, średni współczynnik tarcia, temperatura tarczy w chwili zatrzymania, droga hamowania, czas hamowania

Abstract

This paper presents a method of research and results obtained at inertial station after carrying out friction tests of railway disc brake. On the basis of series of tests of tribological character, friction sets of disc brake were tested and characteristics of the process of braking depending on braking velocity, disc's clam to the brake disc and braking masses were defined. On the basis of results from friction stationary research, dependencies of coefficient of friction (instantaneous and average), temperature of disc brake and braking distance in the function of the wear of pads and speed at the beginning of braking were determined.

Keywords: disc brake, average friction coefficient, disc temperature at stoppage, braking distance, time of braking

^{*} Dr inż. Wojciech Sawczuk, Instytut Silników Spalinowych i Transportu, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Politechnika Poznańska.

Ze względu na coraz większe prędkości jazdy pociągów pasażerskich i towarowych hamulec tarczowy staje się podstawowym urządzeniem hamulcowym zarówno w wagonach, jak i w lokomotywach. Również szereg zalet tego rodzaju hamulca, jak np. stały przebieg współczynnika tarcia w funkcji prędkości w stosunku do tradycyjnego hamulca klockowego, uzasadnia jego stosowanie i to zarówno w pojazdach kolejowych, jak i w pojazdach szynowych komunikacji miejskiej. Mimo wielu zalet układu hamulcowego, zamocowanie tarcz hamulcowych na osi pomiędzy kołami zestawu kołowego znacznie utrudnia kontrolę zużycia pary ciernej tarcza–okładzina. Wymusza ono na obsłudze i pracownikach zakładów naprawczych wchodzenie pod wagon w celu zdiagnozowania układu hamulcowego, sprawdzenia poprawności jego działania, kontroli zużycia oraz przeprowadzenia niektórych napraw bieżących. W artykule przedstawiono zależności przebiegu współczynnika tarcia, temperatury tarczy oraz czasu i drogi hamowania w funkcji wybranych grubości okładzin ciernych oraz innych parametrów hamowania uzyskanych po przeprowadzeniu stanowiskowych badań kolejowego hamulca tarczowego w Instytucie Pojazdów Szynowych TABOR w Poznaniu.

2. Metodyka stanowiskowych badań ciernych hamulca tarczowego

Badania dotyczące wyznaczenia charakterystyk procesu hamowania w zależności od zużycia okładzin ciernych zostały przeprowadzone w oparciu o założenia eksperymentu czynnego zgodnie z [6, 7]. W czasie badań celowo i w określony sposób zmieniano parametry wejściowe (stanu układu hamulcowego) i obserwowano ich wpływ na zmianę parametru wyjściowego.

Badaniami została objęta tarcza hamulcowa o wymiarach 610×110 z wentylującymi łopatkami wykonana z żeliwa szarego oraz trzy komplety okładzin hamulcowych typu 200 FR20H.2 firmy Fenoplast. Do badań stanowiskowych zastosowano jedną parę okładzin nowych o grubości G_1 = 35 mm oraz dwie pary zużyte o grubości G_2 = 25 mm i G_3 = 15 mm.

Badania zostały przeprowadzone na stanowisku hamulcowym bezwładnościowym, przedstawionym na rys. 1. Na stanowisku jest możliwe wykonanie badań kolejowego hamulca klockowego oraz hamulca tarczowego, odzwierciedlających rzeczywiste warunki, jakie występują podczas hamowania wagonu.

Badania stanowiskowe na hamulcach kolejowych prowadzono zgodnie z programami zawartymi w karcie UIC 541-3. Każdy program badań odnosi się do specyficznych warunków pracy hamulca w czasie eksploatacji pojazdu. Do badań wybrano program badawczy C – szybka jazda. Parametrami sterowanymi w czasie badań trybologicznych były:

- grubość okładziny ciernej: $G_1 = 35 \text{ mm}, G_2 = 25 \text{ mm} \text{ i } G_3 = 15 \text{ mm},$
- docisk okładziny do tarczy: p = 28 i 44 kN,
- prędkość początku hamowania: v = 50, 80, 120, 160 i 200 km/h,
- masa hamująca przypadająca na jedną tarczę: M = 4,4 i 7,5 t.

Przed rozpoczęciem zasadniczych badań o charakterze trybologicznym przeprowadzono serię hamowań docierającą okładziny cierne. Zgodnie z [4] hamowania wstępne należy prowadzić do chwili uzyskania odnowienia powierzchni ciernej okładziny przekraczającej 75% powierzchni przed docieraniem.



Rys. 1. Stanowisko hamulcowe do badań kolejowych układów hamulcowych (klockowych i tarczowych): a) widok części napędowej stanowiska, b) widok części pomiarowej stanowiska

Fig. 1. Test stand for examining railway braking systems (block and disk brakes): a) view of the bench drive part, b) view of the measuring part

Na rysunku 2 przedstawiono przebieg procesu badań na stanowisku hamulcowym z uwzględnieniem możliwych kombinacji hamowań. W czasie badań zmieniano grubości okładzin ciernych, prędkości hamowania, docisk okładzin ciernych do tarczy oraz masy hamujące. Podczas badań, dla każdej grubości okładziny, prędkości początku hamowania, docisku do tarczy i masy hamującej wykonano po 8 powtórzeń. Uzasadnienie powyższej ilości prób wynika z przeprowadzonych badań wstępnych poprzedzających badania zasadniczych. Minimalnej ilości powtórzeń, zapewniających otrzymanie wyników w zadowalającym przedziale ufności, wynoszącym 95%, przy przyjętym poziomie istotności, $\alpha = 0,05$, przy którym zaobserwowano najmniejszy współczynnik zmienności – wyniosła 8. W sumie podczas badań trybologicznych wykonano 480 hamowań bez docierania okładzin ciernych.



Rys. 2. Schemat przebiegu badań z uwzględnieniem kombinacji hamowań Fig. 2. Scheme of the investigation course considering braking combination

3. Wyniki badań

Badanie współczynnika tarcia przeprowadzono na parze ciernej utworzonej z okładziny typu FR20H.2 wykonanej z materiału organicznego oraz tarczy hamulcowej *Kovis* z żeliwa szarego. Celem badania było wyznaczenie współczynników tarcia w zależności od grubości okładzin ciernych, nacisku *N* okładziny do tarczy oraz masy hamującej *M*.

Wyniki z badań chwilowego współczynnika tarcia dla trzech okładzin (35, 25 i 15 mm) zostały przedstawione na rys. 3 i 4 z uwzględnieniem granicy górnej i dolnej chwilowego współczynnika tarcia dla pojazdów szynowych zawartego w karcie UIC 541-3 [4] dla kolejowego hamulca tarczowego. Po scałkowaniu wartości chwilowego współczynnika tarcia po drodze hamowania *s* oraz ponownym podzieleniu przez *s* otrzymano wartość średnią współczynnika tarcia. Zależność średniego współczynnika tarcia dla tych samych parametrów hamowania, jak przy badaniu chwilowego współczynnika tarcia, przedstawiają rys. 5 i 6. Wyniki zostały odniesione do odchyłki górnej i dolnej średniego współczynnika tarcia wymaganego przez kartę UIC 541-3 [4].



Rys. 3. Zależność chwilowego współczynnika tarcia od prędkości początku hamowania dla okładzin o grubości $G_1 = 35$ mm, $G_2 = 25$ mm i $G_3 = 15$ mm, przy nacisku na tarczę N = 44 kN i masie hamującej M = 7,5 t

Fig. 3. . Dependence of the instantaneous friction coefficient on the braking start speed for linings thicknesses $G_1 = 35$ mm, $G_2 = 25$ mm and $G_3 = 15$ mm, at the pressure on disk N = 44 kN and braking mass M = 7.5 t



Rys. 4. Zależność chwilowego współczynnika tarcia od prędkości początku hamowania dla okładzin o grubości $G_1 = 35$ mm, $G_2 = 25$ mm i $G_3 = 15$ mm, przy nacisku na tarczę N = 28 kN i masie hamującej M = 4.4 t

Fig. 4. Dependence of the instantaneous friction coefficient on the braking start speed for linings thicknesses $G_1 = 35$ mm, $G_2 = 25$ mm and $G_3 = 15$ mm, at the pressure on disk N = 28 kN, and braking mass M = 4.4 t

Podczas badań stanowiskowych stwierdzono, że zakresy wartości chwilowego współczynnika tarcia w funkcji prędkości początku hamowania dla trzech rozpatrywanych grubości okładzin ciernych w dużej części pokrywają się ze sobą. Jedynie różnice określono w obrębie dolnej granicy wartości chwilowego współczynnika tarcia badanych okładzin. W przypadku okładziny nowej o grubości 35 mm uznano wyższą wartość współczynnika tarcia w całym zakresie prędkości początku hamowania względem okładzin o grubości 25 i 15 mm przy docisku okładziny do tarczy z siła N = 44 kN i masą hamującą M = 7.5 t. W pozostałych przypadkach hamowań np. docisk do tarczy N = 28 kN i masą hamująca M = 4.4 t, obserwuje się wpływ grubości okładziny na obniżenie chwilowego współczynnika tarcia dopiero przy hamowaniach z prędkości powyżej 80 km/h. Ponadto podczas badań stwierdzono, że poza hamowaniem z naciskiem okładziny do tarczy N = 44 kN i masie hamującej M = 7.5 otrzymane wartości maksymalnego i minimalnego współczynnika tarcia mieszczą się w przedziale między górna a dolną granicą wartości chwilowego współczynnika tarcia zalecanego przez kartę UIC 541-3 dla pary ciernej: żeliwna tarcza i okładzina z tworzywa sztucznego. Hamowania powyżej 160 km/h dla powyższego przypadku (N = 44 kN i M = 7,5 t) powodują obniżenie wartości minimalnego współczynnika tarcia poniżej wartości dolnej granicy chwilowego współczynnika tarcia, co stwierdzono dla okładziny o grubości 25 i 15 mm.



- Rys. 5. Zależność średniego współczynnika tarcia od prędkości początku hamowania dla okładzin o grubości $G_1 = 35$ mm, $G_2 = 25$ mm i $G_3 = 15$ mm, przy nacisku na tarczę N = 44 kN i masie hamującej M = 7.5 t
- Fig. 5. Dependence of the mean friction coefficient on the braking start speed for linings thicknesses $G_1 = 35 \text{ mm}, G_2 = 25 \text{ mm}$ and $G_3 = 15 \text{ mm},$ at the pressure on disk N = 44 kN and braking mass M = 7,5 t

Z zależności średniego współczynnika tarcia $\mu_m w$ funkcji prędkości początku hamowania wynika, że przy nowej okładzinie o grubości 35 mm rejestruje się najwyższe wartości współczynnika w stosunku do okładzin o grubości 25 i 15 mm. Zaobserwowano, że do prędkości hamowania wynoszącej 80 km/h przebiegi współczynnika tarcia okładziny o grubości $G_1 = 35$ mm pokrywają się z przebiegami współczynnika tarcia dla okładziny o grubości $G_2 = 25$ mm (rys. 5 i 6). Dalszy wzrost prędkości początku hamowania powoduje wzrost średniego współczynnika tarcia μ okładziny nowej względem pozostałych grubości okładzin, niezależnie od docisku okładziny do tarczy i zastosowanej masy hamującej.

Po dokonaniu analizy statystycznej średnich współczynników tarcia stwierdzono, że przy założonym poziomie istotności $\alpha = 0,05$ istotne różnice średnich współczynników tarcia występują w przypadku okładzin o grubościach G_1 oraz G_3 . W przypadku okładziny G_2 , niezależnie od prędkości początku hamowania, obserwuje się nachodzenie na siebie słupków błędu uzyskanych z okładziny G_1 lub okładziny G_3 . Przy hamowaniu z dociskiem do tarczy N = 44 kN i masie hamującej M = 7,5 t (rys. 5), istotne różnice średnich współczynników tarcia okładzin G_1 oraz G_3 występują po hamowaniach z prędkości powyżej 120 km/h. W przypadku hamowań z naciskiem na tarczę N = 28 kN i masie hamującej M = 4,4 t (rys. 6) stwierdzono wyraźną zależność średniego współczynnika tarcia okładziny G_1 względem G_3 w całym zakresie prędkości początku hamowania.



Rys. 6. Zależność średniego współczynnika tarcia od prędkości początku hamowania dla okładzin o grubości $G_1 = 35$ mm, $G_2 = 25$ mm i $G_3 = 15$ mm, przy nacisku na tarczę N = 28 kN i masie hamującej M = 4.4 t

Fig. 6. Dependence of the mean friction coefficient on the braking start speed for linings thicknesses $G_1 = 35 \text{ mm}$, $G_2 = 25 \text{ mm}$ and $G_3 = 15 \text{ mm}$, at the pressure on disk N = 28 kN and braking mass M = 4.4 t

Podczas badań stanowiskowych zaobserwowano w kilku przypadkach obniżenie wartości średniego współczynnika tarcia dla trzech rozpatrywanych grubości okładzin ciernych poniżej dolnej odchyłki średniego współczynnika tarcia. Przy dużych dociskach okładzin do tarczy i masach hamujacych (N = 44 kN, M = 7.5 t), co przedstawiono na rys. 5. Spadek mierzonego współczynnika poniżej wartości dolnej odchyłki średniego współczynnika tarcia okładzina G₁ uzyskuje przy prędkości początku hamowania powyżej 160 km/h, okładzina G₂ przy 120 km/h, a okładzina G₃ już przy 100 km/h. Podczas hamowania z mniejszym dociskiem do tarczy (N = 28 kN i masie hamującej M = 7,5 t), obniżenie wartości współczynnika tarcia poniżej dolnej odchyłki zaobserwowano przy okładzinie G₃ już przy hamowania z prędkości 120 km/h. Większe dociski do tarczy N = 44 kN i małe masy hamujące M = 4.4 t przyczyniają się do obniżenia współczynnika tarcia okładzin G_2 oraz G_3 przy hamowaniu z prędkością 160 km/h. Hamowania z małym naciskiem na tarczę oraz masie hamującej (N = 28 kN i M = 4,4), powoduje obniženie wartości współczynnika tarcia poniżej dolnej odchyłki średniego współczynnika tarcia przy małych prędkościach początku hamowania (do 80 km/h) oraz przy prędkościach dużych, powyżej 160 km/h. Powyższe zależności stwierdzono tylko przy okładzinie ciernej o grubości $G_3 = 15$ mm.

Badanie temperatury tarczy hamulcowej przeprowadzono za pomocą sześciu termopar zainstalowanych po 3 na każdą stronę tarczy zgodnie z wytycznymi w [9].

Celem badań było wyznaczenie zależności między zużyciem okładzin ciernych a temperaturą tarczy hamulcowej uzyskaną w czasie hamowań dla danej grubości okładziny przy założonych prędkościach początku hamowania v, docisku do tarczy N oraz realizowanej masie hamującej M.

Wyniki z badań maksymalnej temperatury tarczy dla trzech grubości okładzin (35, 25 i 15 mm) są przedstawione na rys. 7. Zależność temperatury tarczy w chwili zatrzymania tarczy dla tych samych parametrów hamowania oraz przy badaniu temperatury maksymalnej przedstawia rys. 8.



Rys. 7. Zależność temperatury maksymalnej tarczy od prędkości początku hamowania okładzin o grubości $G_1 = 35$ mm, $G_2 = 25$ mm i $G_3 = 15$ mm, przy nacisku na tarczę N = 28 kN i masie hamującej M = 4.4 t

Fig. 7. Dependence of the disk maximum temperature on the braking start speed for linings thicknesses $G_1 = 35$ mm, $G_2 = 25$ mm and $G_3 = 15$ mm, at the pressure on disk N = 28 kN and braking mass M = 4.4 t

132



• Okładzina $G_1 = 35 \text{ mm}$ • Okładzina $G_2 = 25 \text{ mm}$ • Okładzina $G_3 = 15 \text{ mm}$

Rys. 8. Zależność temperatury tarczy w chwili zatrzymania od prędkości początku hamowania dla okładzin o grubości $G_1 = 35 \text{ mm}$, $G_2 = 25 \text{ mm}$ i $G_3 = 15 \text{ mm}$, przy nacisku na tarczę N = 44 kN i masie hamującej M = 7,5 t

Fig. 8. Dependence of the disk temperature in the moment of stoppage on the braking start speed for linings thicknesses $G_1 = 35 \text{ mm}$, $G_2 = 25 \text{ mm}$ and $G_3 = 15 \text{ mm}$, at the pressure on disk N = 44 kN and braking mass M = 7.5 t

Podczas badań stanowiskowych stwierdzono, że istnieje zależność między temperaturą maksymalną tarczy oraz temperaturą tarczy w chwili zatrzymania a grubością okładziny G, prędkością początku hamowania v, dociskiem do tarczy N oraz masą hamującą M. W każdym przypadku hamowania (kombinacja docisku do tarczy i masy hamującej) odnotowano obniżenie temperatury maksymalnej oraz temperatury w chwili zatrzymania tarczy w zależności od grubości okładzin. Okładzina nowa o grubości $G_1 = 35$ mm, uzyskała wyższe temperatury niż okładziny o grubości $G_2 = 25$ mm i $G_3 = 15$ mm. Uzyskane wartości temperatury maksymalnej tarczy oraz temperatury w chwili zatrzymania tarczy hamulcowej aproksymowano wielomianem drugiego stopnia ze względu na najwyższe wartości współczynnika korelacji wynoszącego powyżej 0,91 względem pozostałych funkcji aproksymujących, co przedstawia zależność (1) [5]:

$$y_{G1,2,3} = A_n \cdot v^n + A_{n-1} \cdot v^{n-1} + A, \quad n \in \mathbb{N}, A_o, \dots, A_n \in \mathbb{R} \quad i \quad A_n \neq 0$$
(1)

gdzie:

 $T_{m(k)G1,2,3}$ – temperatura maksymalna lub w chwili zatrzymania tarczy, C°, v – prędkość początku hamowania, km/h, $A_{n-1,n}$ – współczynniki wielomianu, A_0 – wyraz wolny wielomianu, n – stopień wielomianu, n = 2. Otrzymane wyniki mieszczą się w przedziałach błędu statystycznego przy założonym poziomie istotności $\alpha = 0,05$. Ponadto o małej wrażliwości przyrostu temperatury tarczy na zmianę grubości okładziny dowodzi przebieg współczynnika zmienności dla 25 pomiarów temperatury tarczy, co było wykonane po badaniach rozpoznawczych poprzedzających badania zasadnicze, a nie ujęte w niniejszym artykule. W stosunku do pozostałych wielkości charakteryzujących proces hamowania (średni współczynnik tarcia między okładziną a tarczą, czas i droga hamowania), pomiar temperatury wykazał współczynnik zmienności przekraczający 10%. Jest to związane zależnością procesów temperaturowych od wielu czynników, np. temperatura otoczenia, chłodzenie tarczy, wartość luzu między okładziną a tarczą, temperaturą okładzin oraz temperatura tarczy przed kolejną próbą hamowania.

W jednym przypadku hamowania z małym dociskiem okładziny do tarczy N = 28 kN i masie hamującej M = 4,4 t, przy prędkości początku hamowania powyżej 160 km/h, zaobserwowano widoczną zależność temperatury w chwili zatrzymania tarczy przy hamowaniu z okładziną o grubości $G_1 = 35$ mm oraz w przypadku hamowania z okładziną o grubości $G_3 = 15$ mm.

Przyczyny wyższej temperatury tarczy przy hamowaniu okładziną $G_1 = 35$ mm względem pozostałych okładzin, co stwierdzono podczas badań, można wyjaśnić utrudnionym przepływem ciepła na elementy układu dźwigniowego. Do badań była wykorzystana okładzina z materiału organicznego, która ze względu na swoją grubość – w przypadku nowej okładziny – utrudnia przepływ ciepła do obsady okładziny, a następnie na pozostałe elementy układu dźwigniowego. Okładziny o mniejszej grubości, $G_2 = 25$ mm i $G_3 = 15$ mm, słabiej izolują obsadę okładziny, przez co większa część ciepła hamowania jest odprowadzana do układu dźwigniowego, obniżając temperaturę tarczy.

Badanie drogi i czasu hamowania na stanowisku hamulcowym przeprowadzono jednocześnie. Celem badań było wyznaczenie zależności między drogą i czasem hamowania a zużyciem okładzin ciernych przy założonych prędkościach początku hamowania v, docisku do tarczy N oraz masie hamującej M, przypadającej na jedną tarczę hamulcową. Zużycie okładzin odzwierciedlano zastosowaniem trzech kompletów okładzin o różnych grubościach, tj. 35, 25 i 15 mm. Drogę hamowania wyznaczano przez obliczenie liczby wykonanych obrotów tarczy hamulcowej. Liczba obrotów następnie była przeliczana na obroty zestawu kołowego, na którym zamocowano tarczę hamulcową. W badaniach stanowiskowych założono zestaw kołowy o średnicy w okręgu tocznym 890 mm. Czas hamowania mierzono od chwili rozpoczęcia hamowania z danej prędkości aż do całkowitego zatrzymania tarczy hamulcowej.

Wyniki z badań drogi hamowania oraz czasu hamowania dla trzech grubości okładzin przedstawiono wspólnie na rys. 9 i 10 dla wszystkich rozpatrywanych prędkości hamowania v.

Na podstawie rys. 9 i 10 stwierdzono, że istnieje zależność drogi hamowania i czasu hamowania od zużycia okładzin ciernych, co ustalono w całym zakresie prędkości początku hamowania od 50 do 200 km/h oraz kombinacji docisku do tarczy i masy hamującej. Przeprowadzone badania dowodzą, że zużycie okładziny ciernej, rozumiane jako zmniejszenie się jej grubości, wpływa znacząco na wydłużenie drogi i czasu hamowania. Zbadane wartości czasów hamowania względem dróg hamowania aproksymowano wielomianem drugiego stopnia ze względu na najwyższe wartości współczynnika korelacji. Błąd aproksymacji wyników uzyskanych z pomiaru czasu hamowania i drogi hamowania względem funkcji wielomianowych drugiego stopnia nie przekroczył 3%.



Rys. 9. Zależność drogi hamowania od czasu hamowania dla okładzin o grubości $G_1 = 35$ mm, $G_2 = 25$ mm i $G_3 = 15$ mm, przy nacisku na tarczę N = 44 kN, masie hamującej M = 7,5 t i prędkościach początku hamowania: 1 - v = 50 km/h, 2 - v = 80 km/h, 3 - v = 120 km/h, 4 - v = 160 km/h, 5 - v = 200 km/h

Fig. 9. Dependence of the braking distance on the braking time for linings thicknesses $G_1 = 35$ mm, $G_2 = 25$ mm and $G_3 = 15$ mm, at the pressure on disk N = 44 kN, braking mass M = 7,5 t and braking start speeds: 1 - v = 50 km/h, 2 - v = 80 km/h, 3 - v = 120 km/h, 4 - v = 160 km/h, 5 - v = 200 km/h



Rys. 10. Zależność drogi hamowania od czasu hamowania dla okładzin o grubości $G_1 = 35$ mm, $G_2 = 25$ mm i $G_3 = 15$ mm, przy nacisku na tarczę N = 28 kN, masie hamującej M = 4,4 t i prędkościach początku hamowania: 1 - v = 50 km/h, 2 - v = 80km/h, 3 - v = 120 km/h, 4 - v = 160 km/h, 5 - v = 200 km/h

Fig. 10. Dependence of the braking distance on the braking time for linings $G_1 = 35 \text{ mm}$, $G_2 = 25 \text{ mm}$ and $G_3 = 15 \text{ mm}$, at the pressure on disk N = 28 kN, braking mass M = 4.4 t and braking start speeds: 1 - v = 50 km/h, 2 - v = 80 km/h, 3 - v = 120 km/h, 4 - v = 160 km/h, 5 - v = 200 km/h

4. Wnioski

W wyniku przeprowadzonych badań stanowiskowych stwierdzono:

- 1. Istotna zależność średniego współczynnika tarcia od zużycia okładziny występuje tylko dla okładziny o grubości $G_3 = 15$ mm (okładzina o największym badanym zużyciu). Wartości pośrednie zużycia, np. dla grubości okładziny $G_2 = 25$ mm, nie pozwalają wnioskować o występowaniu zależności współczynnika tarcia od zużycia okładziny. Otrzymane wyniki współczynników tarcia okładzin o grubości G_1 i G_2 mieszczą się w przedziałach błędu statystycznego. Wykonane badania dowodzą, że pogarszający się stan pary ciernej, determinowany zużyciem tarczy hamulcowej i okładzin, ma tendencję do obniżania współczynnika tarcia zużywającej się okładziny aż do przekroczenia wartości dolnej jego odchyłki μ_m , co stwierdzono na okładzinach o grubościach G_2 oraz G_3 przy różnych prędkościach początku hamowania.
- Na obniżenie współczynnika tarcia, szczególnie przy hamowaniach z dużych prędkości (powyżej 160 km/h) mogą mieć wpływ zarówno procesy termiczne oraz zjawisko powstawania warstwy "trzeciej" w styku okładziny z tarczą otrzymanej z produktów zużycia pary ciernej, opisane w pracach [1–3, 10].

- Zużycie okładziny wpływa na wydłużenie drogi i czasu hamowania, co jest związane z obniżeniem się współczynnika tarcia między okładzina a tarczą i pogorszonymi warunkami współpracy okładziny ciernej z tarczą hamulcową.
- 3. Zmniejszenie się grubości okładziny ciernej powoduje nieznaczne obniżenie temperatury tarczy hamulcowej, co można tłumaczyć lepszymi warunkami odprowadzenia ciepła hamowania z tarczy przy okładzinie o najmniejszej grubości. Ze względu na największe wartości odchylenia standardowego wyników temperatury, mieszczącego się w przedziale 1,7–10,2 w zależności od prędkości początku hamowania oraz, o czym świadczy współczynnik zmienności przekraczający 10%, otrzymane wyniki mieszczą się w granicach błędu statystycznego.

Literatura

- D żuła S., Ur b ań c z y k P., Wpływ zużycia elementów pary ciernej klocek hamulcowy – koło zestawu kołowego na silę hamowania, XIV Konferencja Naukowa Pojazdy Szynowe 2000, t. 2, Kraków, Arkanów, 9–13 październik 2000, 231-242.
- [2] Gąsowski W., Kaluba M., *Trybologiczne badanie okładzin ciernych hamulca tar*czowego pojazdów szynowych, Pojazdy Szynowe, nr 1, 1999, 14-21.
- [3] Kaluba M., Zużycie okładzin ciernych hamulca tarczowego pojazdów szynowych, Pojazdy Szynowe, nr 4, 1999, 24-29.
- [4] Karta UIC 541-3, *Hamulec: hamulec tarczowy i okładziny hamulcowe, warunki ogólne dla prób na stanowisku badawczym*, Wydanie 6, listopad 2006.
- [5] Krysicki W., Włodarski L., *Analiza matematyczna w zadaniach*, Wydawnictwo PWN, Warszawa 2007.
- [6] Leszek W., *Badania empiryczne, Studia i rozprawy*, Instytut Technologii Eksploatacji, Radom 1977.
- [7] Mańczak K., Technika planowania eksperymentu, WNT, Warszawa 1976.
- [8] Piec P., Analiza zjawisk kontaktowych typu sick-slip w miejscu styku koła z klockiem hamulcowym, Monografia, Kraków 1995.
- [9] PN-EN 14535-1 Kolejnictwo tarcze hamulcowe kolejowych pojazdów szynowych Część 1: Tarcze hamulcowe wtłaczane lub mocowane skurczowo na osiach zestawów tocznych lub napędnych, wymiary i wymagania dotyczące jakości.
- [10] Ścieszka S.F., *Hamulce cierne. Zagadnienia materiałowe, konstrukcyjne i tribologiczne*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice-Radom 1998.

ASOPISMO TECHNICZNE

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

SELIM OLEKSOWICZ*, KEITH BURNHAM**, ANDRZEJ GAJEK***

ON THE LEGAL, SAFETY AND CONTROL ASPECTS OF REGENERATIVE BRAKING IN HYBRID/ELECTRIC VEHICLES

O ASPEKTACH PRAWNYCH, BEZPIECZEŃSTWA ORAZ STEROWANIA HAMOWANIEM REKUPERACYJNYM W POJAZDACH HYBRYDOWYCH/ELEKTRYCZNYCH

Abstract

This paper highlights some of the legal and safety requirements, which concern the development, control system design and optimisation of regenerative braking modalities in H/EVs. Moreover, some early stage investigation within regenerative braking strategies especially during an active driving safety systems event will be introduced. The paper also includes simulation results, as well as road tests results for H/EV, which are highlighted with a view to the desirable characteristics for regenerative braking technology.

Keywords: hybrid/electric vehicles, regenerative braking, regenerative braking control

Streszczenie

W artykule przedstawiono wybrane aspekty dotyczące przepisów homologacyjnych oraz bezpieczeństwa, które wpływają na kierunek rozwoju oraz sterowania hamowania regeneracyjnego w pojazdach o napędzie hybrydowym i elektrycznym. Omówiono wstępne badania dotyczące strategii hamowania regeneracyjnego, szczególnie podczas działania aktywnych układów bezpieczeństwa ruchu. Zaprezentowano również wyniki symulacji oraz badań drogowych hamowania regeneracyjnego pojazdu o napędzie hybrydowym.

Słowa kluczowe: pojazdy hybrydowe, elektryczne, hamowanie rekuperacyjne, sterowanie hamowaniem rekuperacyjnym

*** PhD. Andrzej Gajek, Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

^{*} Dr inż. Selim Oleksowicz, Control Theory and Applications Centre (CTAC), Coventry University, UK.

^{**} Prof. Keith Burnham, CTAC, Coventry University, UK, and Faculty of Engineering, Wroclaw University of Technology, Poland.

1. Introduction

The introduction of hybrid/electric (H/E) propulsion systems has been prompted primarily by two factors. The first is connected with diminishing fossil fuel supplies. The use of H/E plug-in vehicles make it possible to reduce the use of fossil fuels by utilizing electricity, which can be produced with a use of renewable sources. This idea reveals, however, some major issues connected with energy availability, charging infrastructure, and power grid capability (e.g. power grid balance). The second issue concerns the international legislative force to bring down CO₂ emission, hence fuel consumption [1]. In a view of H/E vehicles (H/EVs) both presented factors can be fulfilled by incorporation of a regenerative braking mode. In this mode, part of the vehicle kinetic energy can be recaptured via regenerative action during a braking manoeuvre and fed back to energy storage devices installed on-board. An increase in the regenerative braking recaptured energy ratio (specified as the restored energy to the sum of the energy restored and energy dissipated in the friction brakes) is of key importance in terms of total vehicle efficiency improvement. Currently available vehicles on the market (equipped with a regenerative braking mode) have the ability to regenerate some part of the vehicle kinetic energy. The limitation in the recaptured energy ratio is caused by the relatively low level of electric motor (E-Motor) torque and storage devices charging ratio. For current vehicles equipped with regenerative braking technology, the maximum vehicle deceleration generated only by an E-Motor can reach up to 0.1g. Higher levels of regenerative braking ratio are currently not available; however, even a small ratio (vehicle deceleration) is of great importance from the reduction of fuel consumption point of view. In recent years, much research effort has been made in order to improve this situation; however, the regenerative braking ratio remains on the same low level. The main problem that concerns the regenerative braking mode, as well as the electro-mechanical limitations, is the control issue, which in the case of deceleration greater than 0.1g, requires the interaction of regenerative braking control with vehicle active driving safety systems (ADSS) [2, 3].

2. EU regenerative braking legislation

The development of vehicle brake systems is driven by two factors. The first concerns its main purpose – safe vehicle speed reduction (to a halt) or vehicle hold if already halted. The second is connected with legal regulations, which concern the braking system. The European Union regulations regarding the braking systems in passenger vehicles are described by two documents:

- 1) European Directive 71/320/EEC [4],
- 2) ECE Regulation 13H and 13.11 [5].

These regulations are largely similar in terms of vehicles with conventional propulsion systems (non H/EVs). The only difference concerns the requirements for H/EVs, which are given in the ECE Regulation 13H and 13.11. The Regulations 13H and 13.11 divide the braking systems equipped with a regenerative braking mode into two categories; A and B, where the category B is split further into two systems; non-phased and phased.

Category A – describes the braking systems in which the regenerative braking system is not a part of the main braking system. Such systems use the regenerative braking only for throttle-off braking.

Category B, non-phased – includes the braking systems in which the regenerative braking exists as a part of the main braking system. The regenerative braking torque can be delivered together with the friction braking torque or slightly after an activation threshold – parallel braking strategy.

Category B, phased – the regenerative braking is a part of the main braking system. However, in this category the regenerative braking torque can be deployed before the braking torque generated by the friction brakes. Such a system allows the maximum amount of energy to be recovered.

In addition to the above systems interactions, some additional requirements, which concern the regenerative braking control, are described in Regulations 13H and 13.11.

For all systems with regenerative braking capability, the anti-locking braking system (ABS) must have control over regenerative braking torque.

For the systems described in Category B the braking input from other sources of braking (e.g. E-Motor) may be suitably phased in order to allow the regenerative braking only application with the two conditions being fulfilled. The first concerns the inertial variations of the regenerative braking torque, which should be automatically compensated with the use of foundation brakes (in this study the term foundation brakes has the same meaning as friction brakes). This also includes the compensation of system nonlinearity, e.g. caused by battery state of charge (SoC). The second refers to the braking rates, which should remain related to the driver's braking request with reference to the available tyre/road friction coefficient. Moreover, the braking system should automatically act on all wheels. In a practical sense, the system should possess the ability to automatically apply the braking torque on the non-regenerative braking axle in the case when the regenerative braking axle encounters a low friction coefficient surface (e.g. ice) in order to maintain the driver's expected deceleration until the low friction coefficient surface reaches both axles. Such restriction does not exist for non-H/EVs.

The above regulations influence the foundation brakes and regenerative braking technology considerably, especially the regenerative braking control strategy in terms of regenerative braking control and their interactions with the ADSS. This is currently of great interest and is being investigated by research groups around the world.

3. Regenerative braking strategies

3.1. Preliminary regenerative braking and friction brakes blending

Regenerative braking strategies are usually focused on a few aspects that are important from safety, economic and ride comfort points of view. The most fundamental assumption concerns the vehicle safe operation. However, economical aspects are of great importance not only for car manufacturers but also for customers. This requirement can be fulfilled by an increase of the regenerative braking ratio whilst maintaining the vehicle steer-ability and stability for all encountered road conditions (e.g. low mu surface) and manoeuvres (e.g. emergency braking). This requires an interaction of the regenerative braking control with the vehicle ADSS for maximum energy recovery. The first regenerative braking strategy considered is dependent upon the way the regenerative braking and friction brake operation is combined. The regenerative braking can be considered as [6].

• Parallel braking strategy, where the regenerative brake starts to operate together with the friction brake, see Fig. 1, left.

The first strategy (parallel braking) is already used in H/EVs. A variation of such a system was used in the Porsche Cayenne Hybrid (all wheel drive vehicle). This strategy ensures the regeneration some of the vehicle kinetic energy during the braking activity, also during an ADSS operation. This relatively simple braking strategy presents, however, the lowest energy recuperation ratio. Unquestionably, this strategy eliminates the requirement for use of an additional system for 'pedal feel' simulation.



Fig. 1. Parallel (left) and serial (right) regenerative braking actuation strategy

Rys. 1. Strategia równoległa (lewa) oraz szeregowa (prawa) aktywacji hamowania rekuperacyjnego

• Serial braking strategy, where the regenerative brake starts to operate ahead of the friction brake, see Figure 1, right. In this strategy, the regenerative braking ratio can be increased in comparison to the parallel braking strategy. The friction brake starts to operate only in the case, when the regenerative brake reaches its maximum, which is lower than that requested by the driver.

The serial regenerative braking strategy is also used in H/EVs, however, the regenerative braking share in the total braking activity is relatively small. This ratio is apparently reduced in order to prevent the interaction of the regenerative braking with the ADSS. In the literature for serial regenerative braking strategies, the deceleration generated by a regenerative braking (E-Motor) does not exceed 0.1 g. The regenerative brake operates in the early move of the brake pedal, and then the regenerative braking torque stays at the assumed maximal level (this level can be variable according to the E-Motor torque characteristic). The difference between driver braking torque request and the regenerative braking maximum torque is compensated with the use of friction brakes. This strategy, however, creates a need for use of a 'pedal feel' simulator.

• Regenerative braking system as a main braking system (Fig. 2). This system requires fulfilling more conditions in comparison to systems presented above. The first concerns the need for individual wheel torque control. In this case, the use of one E-Motor fitted with an axial differential cannot be successful because of the potential lack of availability of separate wheel torque control.

142

In addition, use of the electronic differential (E-Diff) does not solve this issue as the E-Diff operates too slowly for implementation of the ADSS functions. Another very important point is that the continuous regenerative braking torque delivery must be independent e.g. on battery SoC or battery temperature.



Fig. 2. Regenerative brake as the main braking system



3.2. Regenerative braking strategies during an ADSS event

For maximum energy recovery, the interaction between the regenerative braking control and the ADSS has been assumed. The origin of this assumption is connected with expected interaction of the mentioned control systems in the case of braking situations, which greatly exceeds the deceleration level of 0.1 g. The level of 0.1 g denotes the situation when even for a low mu surface the vehicle is still free of the ADSS intervention. In this research, the following strategies have been taken into account:

- regenerative braking cut off during ADSS event (without blending phase);
- torque ramp down to a variable level (only friction torque modulation for ADSS purposes);
- regenerative braking torque modulation for ADSS purposes.

3.2.1. Regenerative braking cut off during an ADSS event

The first strategy for regenerative braking control during the ADSS event does not assume any blending phase between the regenerative braking and friction braking (Fig. 3).



Fig. 3. Regenerative and friction brake torque trace for 1st strategy after an ADSS event occurs

Rys. 3. Przebieg momentu hamującego generowanego przez silnik elektryczny oraz hamulce cierne, w trakcie aktywności systemów ADSS, dla pierwszej strategii sterowania

The regenerative braking torque is immediately reduced to zero without a blending phase. Such a control strategy generates a temporary braking torque deficit. This, however, helps to regain the wheel grip but adversely affects the braking distance. In this strategy, the ADSS functions (e.g. ABS torque modulation) can be introduced only with the use of foundation brakes.

3.2.2. Ramp down regenerative braking to a variable level

In this second strategy the regenerative braking torque, during the ADSS events, is reduced gradually to the variable level (Fig. 4). The level of regenerative braking torque ensures obtaining a greater recapture energy ratio. For special circumstances (e.g. low mu surface and high deceleration request), the regenerative braking may be reduced to zero.





Rys. 4. Przebieg momentu hamującego generowanego przez silnik elektryczny oraz hamulce cierne, w trakcie aktywności systemów ADSS, dla drugiej strategii sterowania

In this regenerative braking strategy, the ADSS braking torque modulation is executed via foundation brakes. Theoretically, the vehicle that uses this strategy will be prone to frequent use of ADSS, as part of the braking torque (delivered by regenerative braking source) is out of the ADSS control.

3.2.3. Regenerative braking torque modulation for ADSS purposes

The third strategy ensures the 'best' energy recapture ratio in comparison to the first two regenerative braking strategies. The main advantage of this strategy is that the regenerative braking torque is not reduced during an ADSS event. Moreover, the braking torque modulations are preformed with use of regenerative braking source (or sources), Fig. 5. This is, however, highly dependent the E-Motor parameter and its characteristic. In addition to this, the driveline configuration is of key importance for considering the use of this strategy.




Rys. 5. Przebieg momentu hamującego generowanego przez silnik elektryczny oraz hamulce cierne, w trakcie aktywności systemów ADSS, dla trzeciej strategii sterowania

4. Regenerative braking additional functionalities

4.1. Low velocity regenerative braking switch off threshold

Use of the E-Motors instead of (or together with) foundation brakes generate some additional safety problems, e.g. the generation of negative torque. This is especially dangerous for low velocity brake applications such as up/down hill braking situations. For this consideration, the regenerative braking switch off threshold should be set up. The level of the threshold is a trade-off between the recaptured energy via regenerative braking and the safety considerations, which is determined by the control system and the E-Motor properties. It may also be dependent upon the E-Motor and wheels connection, e.g. the fixed driveline ratio will required higher regenerative braking switch off velocity level in comparison to the driveline equipped with a multi-speed or Continuously Variable Transmission (CVT) gearbox.

4.2. Throttle-off replication

The vehicle model used in this study has the possibility to replicate the throttle-off functionality. For the assumed vehicle driveline architecture the throttle-off braking torque has been simulated via activation of the E-Motor with the use of a vehicle supervisory controller (VSC). The braking torque trace as a function of vehicle velocity is presented in Fig. 6. The maximal value of throttle-off torque has been established at the level of 400 Nm.



Fig. 6. Throttle-off torque characteristic, as a function of vehicle velocity, replicated by an E-Motor Rys. 6. Przebieg momentu hamującego, dla funkcji hamowania silnikiem, generowanego przez silnik elektryczny

5. Description of the simulation platform

With the purpose of building a comprehensive vehicle representation model the simulation platform used in this research was developed with the use of three software products that are appropriate for different system simulation domains [7].

5.1. Model integration

All created models have been integrated using the MATLAB/Simulink software. Moreover, in Simulink the brake torque apportionment controller (BTAC), electronic brake force distribution model (EBD) and VSC have been designed. Drive line, E-Motor, hydraulic brake circuit and friction brakes, as well as their interactions have been modelled with a use of Dymola. In IPG CarMaker the road features and environment, vehicle dynamics, suspension model, driver model and tyre were modelled. Figure 7 presents the model physical connections assumed for an E-Motor fitted with a rear axle differential.



Fig. 7. Model integration diagram for rear wheel drive vehicle with one E-Motor connected to Rear Differential (continuous line – mechanical connection, dashed line – hydraulic connection, dashed dot line – electrical connection)

Rys. 7. Blokowy schemat układu napędowego z napędzaną tylną osią za pomocą silnika elektrycznego połączonego z mechanizmem różnicowym (linia ciągła – połączenie mechaniczne, linia przerywana – połączenie hydrauliczne, linia przerywana punktowa – połączenie elektryczne)

5.2. Driveline architecture and model parameters

In this research, the serial hybrid vehicle with rear axle regenerative braking facility has been investigated. The vehicle model has been modelled with use of the IPG CarMaker software (Fig. 8). The vehicle chassis model was created assuming a rigid body and with use of parameters presented in Table 1. The created vehicle model has been validated with use of road tests results for a braking system operation and systems characteristics, which are presented in [7, 8].

The tyre model has been created using the Magic Formula MF-Tyre 5.2 [9] with an additional term, which simulates the relaxation behaviour of the tyre. The simulation platform has the possibility of replicating vehicle handling situations with the use of the IPG Driver (lateral vehicle dynamics).



Fig. 8. Basic vehicle representation for low mu surface braking manoeuvre

Rys. 8. Widok modelu samochodu podczas symulacji hamowania na powierzchni o niskiej przyczepności

Table 1

Parameter	Unit	Value	
Unloaded Weight	[kg]	1796	
Wheelbase	[mm]	3032	
Turning Circle	[m]	12.3	
Max Steering Angle	[deg]	500	
Drag Coefficient	_	0.29	
Wheel Size Front	_	19/45/245	
Wheel Size Rear	-	19/40/275	
Main Body	-	rigid body	

Vehicle parameters

The regenerative braking torque source (E-Motor modelled using Dymola software) has a nonlinear torque characteristic represented by a 1st order dynamical relationship and has been fitted with a rear differential through a three speed gearbox.

The BTAC has been designed for regenerative braking and friction brakes control. The more detailed operation of this controller will be described in a further publication. The main functions of the BTAC are focused on determination of the driver braking torque demand from brake pedal position and blending the regenerative braking torque with the foundation brakes.

The friction brakes model has been realised using the Dymola software with an assumed friction coefficient nonlinearity as a function of the brake lining temperature.

The driveline model has also been modelled using Dymola software. A rear axle electrically driven driveline architecture has been used.

6. Simulation results

The vehicle model described above has been simulated against a single, straight line braking manoeuvre on the high mu road surface. In this paper, some of the key results are shown and analyzed. The simulations have been carried out for the parameters presented in Table 2.

Table 2

Test specification	Parameter	Initial velocity	Mu coefficient	Normaliz pedal positi decele	ed brake ion/vehicle ration
[-]	unit	[km/h]	[-]	$[-]/[m/s^2]$	
Braking Torque Blending	value	100.0		0.10	0.25
Regenerative Braking Power and Energy Potential	value	50.0/70.0/90.0	1.0 2		-3.0

Simulation manoeuvres parameters

The proposed braking manoeuvre has been simulated against two different regenerative braking switch off thresholds 3.0 and 12.0 km/h (Fig. 9). The velocity thresholds chosen have been proposed following the idea of maximum recaptured braking energy (3.0 km/h). This, however, requires advanced control strategies and a high performance electro-mechanical system (e.g. controller, inverter, E-Motor). The second threshold (12.0 km/h) enables a reduction of the control algorithm complexity especially for low velocity coasting. In order to present the throttle-off characteristic in the simulation the normalized brake pedal positions corresponding to the levels of 0.10 and 0.25 have been chosen. The normalized brake pedal position is calculated by dividing actual brake pedal position and the maximal available brake pedal position. Normalized brake pedal position of 1.0 means a fully pressed brake pedal.

6.1. Braking torque blending

The chosen manoeuvre (single, straight line braking) also enables the assessment of the regenerative braking and foundation brakes blending strategy. Fig. 9 presents single braking results for the 0.25 normalized brake pedal position. The left part of the Fig. 9 shows results for braking with the regenerative braking switch off threshold on the 3.0 km/h level. The right part of Fig. 9 presents the results for braking with the same threshold on the level of 12.0 km/h.



Fig. 9. Comparison of simulation results for 0.25 normalized brake pedal position initial velocity v = 100 km/h, and road surface coefficient mu = 1.0. Left for 3.0 km/h regenerative braking switch off threshold, right – 12.0 km/h regenerative braking switch off threshold

Rys. 9. Porównanie wyników symulacji dla 0,25 znormalizowanej pozycji pedału hamulca, prędkości początkowej v = 100 km/h, na drodze o wysokim (1,0) współczynniku tarcia. Wyniki dla deaktywacji hamowania rekuperacyjnego na poziomie 3,0 km/h – kolumna lewa, dezaktywacji hamowania rekuperacyjnego na poziomie 12,0 km/h – kolumna prawa

6.2. Regenerative braking power and energy potential

The main purpose of this simulation is to examine the restored/dissipated energy during the braking manoeuvre. Moreover, the investigation of power potential during the braking manoeuvre is possible, which is of importance from a hardware evaluation point of view. Fig. 10 presents the simulation results for a single brake application for the parameters presented in Tab. 2. All tests have been carried out on the fine mu road surface (mu = 1.0).

The numerical results corresponding to the simulations conducted are presented in Tab. 3. For all tests, the maximum regenerative braking power was limited to 78 kW (the E-Motor power limit). Further analysis shows that the amount of restored energy for the 0.10 brake pedal position is greater than that restored for the 0.25 brake pedal position. This observation is connected with the E-Motor power limit and vehicle load transfer, which for rear axle regenerative braking vehicle limits the possible braking force in the case of a braking manoeuvre with a high level of deceleration.



Fig. 10. Comparison of simulation results for 0.10 (left) and 0.25 (right) normalized brake pedal position, initial velocity v = 90 km/h, and road surface coefficient mu = 1.0

Rys. 10. Porównanie wyników symulacji dla 0,1 (kolumna lewa) oraz 0,25 (kolumna prawa) znormalizowanej pozycji pedału hamulca, prędkość początkowa v = 90 km/h na drodze o wysokim (1,0) współczynniku tarcia

Table 3

Initial vehicle velocity v [km/h]	Normalized brake pedal position [–]	Front axle friction brake maximum power [kW]	Rear axle friction brake maximum power [kW]	Re-gen maximum power [kW]	Front axle dissipated energy [Wh]	Rear axle dissipated energy [Wh]	Rear axle restored energy [Wh]
50.0	0.10	53.8	4.2	41.7	28.8	0.5	23.6
	0.25	110.2	9.1	52.9	34.6	3.1	15.7
70.0	0.10	76.4	4.2	60.6	55.5	0.5	47.2
	0.25	160.5	18.0	70.7	66.9	7.5	30.1
90.0	0.10	98.9	4.2	77.8	90.8	0.5	78.2
	0.25	210.8	39.2	78.0	109.1	16.8	46.4

Manoeuvre energy and power potential

An analysis of the simulation results obtained shows that in the case of a high deceleration braking manoeuvre (0.25 normalized brake pedal position) the recaptured energy ratio is of a greater value for the lower initial vehicle velocity (50 km/h – 29.4%, 70 km/h – 28.8% and 90 km/h – 26.9%). This is directly connected with the E-Motor power limit and can be observed in an increase of the dissipated energy via rear axle friction brakes. This phenomenon, however, has been not observed for low deceleration levels (0.1 normalized brake pedal position) as the E-Motor power limit (78.0 kW) exceeds the value of power (77.8 kW) used in this simulation.

7. Road tests

In order to present the recaptured energy ratio for road tests, the passenger hybrid vehicle with serial-parallel propulsion system (Fig. 11) has been considered.



Fig. 11. The model of tested propulsion system hybrid vehicle

Fig. 11. Blokowy schemat układu napędowego badanego pojazdu hybrydowego

The driveline set-up presented enables the front axle regenerative braking by the operation of the E-Motor in a generator mode. The foundation brake system, which brakes all wheels, is handled by the electro-hydraulically activated brake system (EHB) with a brake pedal position sensor, brake pedal feel simulator, high pressure pump and a high pressure hydraulic accumulator.

During the braking activity, the control system uses the brake pedal position signal from the sensor. This signal is converted into the driver requested deceleration level. On this basis, the control system calculates the braking forces and executes the regenerative braking on the front axle. If the maximal regenerative braking deceleration is lower than the driver's deceleration request the EHB system is activated. The braking process is also supported by the internal combustion engine (ICE), however the throttle-off braking is reduced by the change in the timing angles, which reduces the compression pressure in the combustion chamber (use of the Atkinson cycle).

The road tests have been performed for the straight road single braking manoeuvre on a high mu surface (dry asphalt). The tests have been performed for three different initial

152

vehicle velocities; 50, 70, and 90 km/h. The brake pedal position was established at a certain level that guarantees the vehicle deceleration in the range between 2.0 m/s² and 3.0 m/s². For all vehicle velocities, the number 'n' of repetitions have been performed with a continuously logged sum of the restored energy, given as:

where:

$$E = \sum_{i=1}^{n} \int_{t_{1}}^{t_{2}} U(t)I(t)dt$$

U – charging voltage,

I – charging current,

 $t_2 - t_1 - \text{charging/braking time.}$

Recaptured energy readings were obtained with use of the on-board vehicle computer for which the measurement error is in a range between -25.0 Wh and 0 Wh. The recorded results have been normalized with the vehicle kinetic energy at the beginning of the braking test. The sum of the energies for 'n' tests is given by:

$$E_{\rm kin} = \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{mv_0^2}{2} + \frac{I_w \omega_0^2}{2} \right)$$

where:

m – vehicle mass,

 I_w – second moment of inertia for rotating elements (e.g. wheels),

 v_0, ω_0 – initial vehicle velocity, initial angular velocity of the wheels.

The recaptured energy ratio was calculated as follows:

$$k_{\rm reg} = \frac{E}{E_{\rm kin}} 100\%$$

The road tests results are presented in Fig. 12. The calculation error of the recaptured energy ratio (k_{reg}) is caused by the error of the initial vehicle velocity measurements and the accuracy of the readings corresponding to the recaptured energy (in the range of -2% to 5%).

For the low deceleration braking with an average braking deceleration in the range between 2.0 m/s² and 3.0 m/s² it was possible to regenerate between 21% and 46% of the initial vehicle kinetic energy. The greater percentile recovery of the energy has been recorded for the lower initial vehicle velocity. This phenomenon is connected with the limited charging current of the battery and the E-Motor power limit ($P_{\rm gen}$) in comparison to the continuous braking power described as:

$$P_{b,\max} = mg_b v$$

where:

m – vehicle mass,

- g_{h} braking deceleration,
- v vehicle velocity during braking.



Fig. 12. The recaptured energy ratio as a function of the initial vehicle velocity

Rys. 12. Wartości współczynnika odzysku energii hamowania

For the initial vehicle velocity 70 km/h and the braking deceleration in a range between 2.0 m/s² and 3.0 m/s² the initial braking power for the tested vehicle reached the range between 60.5 kW and 90.5 kW, whereas the maximal E-Motor power limit is 50 kW. For the initial velocity 50 km/h and deceleration, the initial braking power is between 43.0 kW and 65.0 kW. For this velocity, the percentile energy recovery level can be considerably higher in comparison to that received for 70 km/h and 90 km/h initial velocities. The level of recaptured energy also depends on the battery state of charge (SoC) before the braking manoeuvre.

The road tests of the hybrid vehicle in the city traffic environment show that the regenerative braking activity covers almost 23% of the driving time. However, the amount of recovered energy is highly driver ride technique dependent.

8. Conclusions

The paper presents some of the key regenerative braking mode considerations, which are of importance for the development of operation-ready applications. Part of the requirements is already determined by EU Regulations, which have been briefly presented in this paper. Other important requirements are determined by the driver and passengers accepted vehicle behaviour, e.g. ride comfort, brake pedal feel. Moreover, the presented material explicitly shows that there still exist a number of challenges, which are connected with the interaction of the regenerative braking controller and the safety systems already installed on a vehicle. In this case, the regenerative braking strategy determines the regenerative braking ratio. In addition, the complexity of the system is highly dependent on the regenerative braking strategy.

The simulations of the various road tests indicate the following observations:

- 1. The use of regenerative braking switch off threshold is required for vehicle safe operation.
- 2. In the case of high regenerative braking deceleration (greater than 0.1 g) the interaction of regenerative braking control with the ADSS needs to be acknowledged and controlled.
- 3. The high regenerative braking deceleration (greater than 0.1 g) can be difficult to achieve by the electro-mechanical system limitations (e.g. power limit, charging capacity limit), as well as the vehicle safe operation in terms of vehicle dynamics.

The research presented in this paper has been produced via scientific cooperation between Coventry University, UK and Cracow University of Technology, Poland.

References

- [1] Yimin G., Liping C., Mehrdad E., *Investigation of the Effectiveness of Regenerative Braking for EV and HEV*, SAE Paper, No. 1999-01-2910.
- [2] Cieslar D., Linden J.G., Burnham K.J., Hancock M., Assadian F., Modelling of Hybrid Electric Vehicle All Wheel Drive Driveline System Incorporating Clutch Models, Syst. Eng. 2008, Las Vegas, NV, 77-82.
- [3] Hano S., Hakiai M., New Challenges for Brake and Modulation Systems in Hybrid Electric Vehicles and Electric Vehicles, SAE Paper, No. 2011-39-7210.
- [4] European Directive 71/320/EEC, Council Directive 2006/96/EC of 20.11.2006, L 363 81.
- [5] ECE 13-H, Passenger Cars With Regards To Braking, United Nations Rev.2/Add.12H/ Amend, 4 of 6, August 2007.
- [6] Oleksowicz S., Burnham K.J., *Early stage study on regenerative brakes management system*, The 17th ICSS, Wroclaw 2010.
- [7] Cheng C., McGordon A., Jones R.P., Jennings P.A., Comprehensive forward dynamic HEV powertrain modelling using Dymola and MATLAB/Simulink, IFAC Symposium Advances in Automotive Control, 12-14 July 2010, Munich 2010.
- [8] Breuer B., Bill K., Brake Technology Handbook, SAE International 2008.
- [9] Pacejka H.B., Besselink I.J.M., Magic formula tyre model with transient properties, Vehicle System Dynamics, Vol. 27 (Suppl.), 1997, 234-249.

SOPISMO TECHNICZNE

NICAL TRANSACTIONS

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KBAKOWSKIEJ 3-M/2012 ZESZYT 8 ROK 109 ISSUE 8 YEAR 109

SELIM OLEKSOWICZ*, KEITH BURNHAM**

ASSESSMENT OF HYBRID VEHICLE BRAKING TECHNOLOGIES

OCENA TECHNOLOGII HAMOWANIA W POJAZDACH HYBRYDOWYCH

Abstract

More than ever before the current automotive market offers a variety of vehicles. This diversity is concerned with not only different vehicle body or traction parameters but also the variety of propulsion systems. In particular the conventional systems (equipped with internal combustion engine only), hybrid electric, as well as fully electric drivelines are now becoming available. The fully electric vehicles require significant development, as the current technology (e.g. in area of storage devices) needs to be markedly improved. The interim solution will be the hybrid electric vehicles, which appear to be technically mature and affordable for typical vehicle users. However, hybrid electric vehicles can be even more technically advanced than the fully electric vehicles due to need to switch (blend) between the propulsion modalities. This paper presents selected road test results for two commercially available hybrid electric vehicles equipped with front and all wheel drive systems. The results are considered to be important from a regenerative braking technology point of view, combining their control strategies and interactions with vehicle safety systems such as the anti-locking braking system (ABS) taken in to account. The examined vehicles but also for fully electric vehicles.

Keywords: hybrid vehicles, regenerative braking, braking strategies

Streszczenie

Rynek samochodowy bardziej niż kiedykolwiek obfituje w różne typy pojazdów. Zróżnicowanie to dotyczy nie tylko typu nadwozia czy parametrów trakcyjnych, ale również różnych systemów napędowych, takich jak konwencjonalne systemy wyposażone w silnik spalinowy, pojazdy hybrydowe oraz pojazdy z napędem elektrycznym. Pojazdy o napędzie elektrycznym wymagają istotnego wkładu w ich rozwój ze względu na obecny, niezadowalający stan technologii (np. w zakresie urządzeń gromadzących energię). Pośrednim rozwiązaniem mogą być pojazdy o napędzie hybrydowym, które wydają się technicznie dopracowane oraz finansowo dostępne dla użytkowników. Jakkolwiek pojazdy hybrydowe może cechować znacznie wyższy poziom zaawansowania technicznego w porównaniu z pojazdami elektrycznymi, ze względu na zastosowanie systemu przełączania pomiędzy systemami napędowymi. W artykule zaprezentowano wyniki wybranych testów drogowych komercyjnie dostępnych pojazdów hybrydowych, wyposażonych w napęd przednich oraz wszystkich kół. Otrzymane rezultaty dotyczące technologii hamowania rekuperacyjnego są istotne w aspekcie strategii sterowania oraz współdziałania z systemami bezpieczeństwa, np. anti-locking braking system (ABS). Zaobserwowane strategie pracy prezentują postęp w rozwoju algorytmów sterowania hamowaniem rekuperacyjnym, nie tylko w aspekcie

Słowa kluczowe: pojazdy hybrydowe, hamowanie rekuperacyjne, strategie hamowania

** Prof. Keith Burnham, CTAC, Coventry University, and Faculty of Electronics, Wroclaw University of Technology.

^{*} Dr inż. Selim Oleksowicz, Control Theory and Applications Centre (CTAC), Coventry University.

1. Introduction

Developments in the automotive sector have been focused on many different factors, e.g. vehicle top velocity, power, comfort, and others. Nowadays, the vehicle safety, operational cost, etc. are still of great importance, however the current development in the automotive sector is mainly focused on increased vehicle efficiency and reduction of vehicle CO_2 emission. The hybrid electric vehicles and fully electric vehicles are of great interest due to the possibility to reduce the CO_2 emission not only by the higher efficiency of current vehicle technology but also by the possibility of using the electricity generated by the use of renewable sources. The capacity for CO_2 reduction and overall vehicle efficiency increase are directly connected with the regenerative braking mode [1]. Regenerative braking technology helps to restore the vehicle kinetic energy, normally dissipated in the friction brakes during velocity reduction (braking process).

Hybrid electric vehicles already exist on the automotive market. Their marketing success is connected with eco-friendly systems, which help to increase vehicle efficiency and reduce CO_2 emission. Nowadays, a great majority of car manufacturers offer vehicles with hybrid electric propulsion systems. The unquestionable popularity is connected with the reasonably low price of the initial vehicle cost in comparison to fully electric vehicles, which are considerably more expensive, mainly due to the cost of the battery pack. In addition, the limited range of fully electric vehicles can be an issue for some users, particularly in rural areas.

Regenerative braking technology can be described as being under development as the systems currently available on the market present some functionalities, which are not always desired by the driver [2]. However, appropriate understanding of the limitations, which are present in hybrid electric vehicles, will help in the further development of such vehicles, as well as in the development of fully electric vehicles, and their control strategies. The limitations and conditions, which should be fulfilled in hybrid electric vehicles, are connected with the following requirements: legal, safety, and user perspective (e.g. pedal feel characteristic).

In order to examine the current development level of regenerative braking technology that exists in hybrid electric vehicles two vehicles have been selected and tested under typical road conditions.

2. Specification of tested vehicles

The road tests have been performed for two hybrid electric vehicles, together with their conventional equivalents. In this paper only the general description of the vehicles without their brand names will be given. The description of the tested vehicles is presented in table 1, and includes; front wheel drive (FWD) non-hybrid, FWD hybrid, all wheel drive (AWD) non-hybrid and AWD hybrid, numbers 1, 2, 3, and 4, respectively.

For the FWD hybrid vehicle, there exist two coastdown mode characteristics that can be selected by the transmission lever. In addition to the standard a 'D' mode (for drive) a 'B' mode (for brake) is available. In the 'B' mode, regenerative braking is activated for the acceleration pedal throttle-off position. Moreover, in the case of approaching a 100% state of charge (SoC) the internal combustion engine (ICE) starts the throttle-off procedure, which enables the speeding up the ICE by the motor-generator Number 1 (MG1), see Fig. 1, which receives earlier regenerated (in a regenerative braking process) energy by the motor-generator number 2 (MG2). Fig. 1 also shows the axial differential (Diff), and power split device. A similar FWD hybrid driveline, as tested in this study, has been described in [3] and [4].

159

Table 1

No		Kerb vehicle mass	Traction E-Motor peak power	ICE + E-Motor (peak power)	Battery capacity	CO ₂ rating	Vmax
	Units	[kg]	[kW]	[kW]	[kWh]	[g/km]	[km/h]
1	1.6L Petrol Manual, FWD	1315	_	97	_	146	195
2	1.8L Petrol (Atkinson) CVT, FWD Power Split Full Hybrid	1420	60 (Permanent Magnet)	101	1.3 (Ni Metal Hydride)	89	180
3	3.0L V6 Diesel autom. transm., AWD	2100	_	176	_	195	218
4	3.0L V6 Supercharged Petrol autom. transm., AWD Parallel Full Hybrid	2240	34 (3 Phase Sync)	279	1.7 (Ni Metal Hydride)	193	242

The data for tested vehicles



Fig. 1. FWD hybrid power split drivetrain

Rys. 1. Równoległo-szeregowy układ napędowy pojazdu hybrydowego typu FWD

The driveline architecture of an AWD hybrid vehicle is presented in Fig. 2. This powertrain has been equipped with the ICE, only one motor/generator (MG), and a clutch in-between. The correct torque direction for the AWD system has been achieved by making use of three differentials; two axial and one inter-axial. A vehicle, which uses a similar configuration of powertrain, has been described in [5].



Fig. 2. AWD hybrid power split drivetrain



3. Road tests

In order to investigate the behaviour of the chosen hybrid vehicles, as well as non-hybrid equivalents, a number of specific road tests have been performed.

3.1. Test descriptions

For this study, only a straight-line braking manoeuvre has been investigated. However, a range of conditions and settings have been tested:

- Low (0.3) and high (0.9) mu surface, also mu transition (from high to low mu).
- Low and high SoC.
- Low and high vehicle deceleration.
- For FWD hybrid vehicle two different lever positions; 'D', and 'B'.
- For AWD hybrid vehicle two ICE operation modes; on and off.

The high mu surface was simulated by dry asphalt with road mu coefficient of approximately 0.9. Use of wet basalt tiles, with an approximate mu coefficient of 0.3, simulates the low mu surface.

160

3.2. Measurement descriptions

For all tests, the parameters presented in Table 2 were logged. Some of the parameters have been accessed via a controller area network bus (CAN Bus), such as vehicle velocity and electric motor (E-Motor) torque, the others were measured with a use of additional, external measuring equipment.

It should be noted that for the FWD hybrid vehicle it was possible to log the E-Motor torque via a CAN Bus, whereas for the AWD hybrid vehicle only the battery current data (without current direction sensing) was accessible.

Table 2

Measurement description	Unit	Origin	Vehicle
Vehicle velocity	[m/s]	CAN Bus	FWD/AWD
Front left wheel velocity	[m/s]	wheel speed encoder	FWD/AWD
Front right wheel velocity	[m/s]	wheel speed encoder	FWD/AWD
Rear left wheel velocity	[m/s]	wheel speed encoder	FWD/AWD
Rear right wheel velocity	[m/s]	wheel speed encoder	FWD/AWD
Vehicle deceleration	[m/s ²]	decelerometer	FWD/AWD
Buttery current (without current direction sensing)	[A]	current sensor	AWD
Brake pedal effort	[N]	load cell	FWD/AWD
Brake pedal travel	[mm]	travel transducer	FWD/AWD
Front left calliper pressure	[bar]	pressure transducer	FWD/AWD
Front right calliper pressure	[bar]	pressure transducer	FWD/AWD
Rear left calliper pressure	[bar]	pressure transducer	FWD/AWD
Rear right calliper pressure	[bar]	pressure transducer	FWD/AWD
E-Motor (MG2) torque	[Nm]	CAN Bus	FWD

Parameters measured during tests

3.3. Road tests results

Selected results from the vehicle benchmarking are presented here. Attention has been focused on the regenerative braking characteristic and the associated vehicle operation.

3.3.1. Low velocity regenerative braking switch off

The regenerative braking system uses an E-Motor in generator mode as a braking device. The main difference between the E-Motor and friction brakes (apart from working principles) is that the E-Motor produces negative torque, which can have an adverse influence on the vehicle safe operation. The case of near standstill vehicle velocities is of special interest according to this phenomenon. In order to examine the hydraulic brakes operation for low velocity (end stop blending) a low deceleration (0.1 g) braking manoeuvre with a medium initial velocity (70 km/h) on a high mu surface has been performed, see Fig. 3.



Fig. 3. Road test results for FWD hybrid vehicle. High mu surface, 0.1 g deceleration with transmission lever on 'D' position

Rys. 3. Wyniki testu drogowego dla hybrydowego pojazdu z napędem FWD. Opóźnienie 0.1 g, lewarek skrzyni biegów w pozycji 'D'

In this test the brake pedal effort and pedal position are maintained at the steady level regardless of changes in the vehicle deceleration. For t = 20.0 s (8 km/h) the regenerative braking is terminated and the hydraulic pressure starts to rise in order to activate the friction brakes that can safely reduce the vehicle speed to zero.

3.3.2. E-Motor assistance in grip recovery for high wheel slip

For a transition from high to low mu surface test with high initial vehicle velocity, the E-Motor assistance in grip recovery has been recorded. Fig. 4 presents a braking manoeuvre, where for t = 2.60 s the road condition has changed from high mu (0.9) to low mu surface (0.3). In this case the front left wheel achieved high slip together with the front right (slightly lower slip level). Attention should be focused on the substantial increase of MG current, which suggests the E-Motor assistance in elimination of the wheel slip. The E-Motor current is reduced, when the front axle wheels velocities match the rear axle wheels velocities.

A similar situation is presented in Fig. 5, which shows the road test results for FWD hybrid vehicle during low-level braking on the low mu surface. Approximately, from t = 5.20 s the front wheels start to slide reaching a considerable high slip level for t = 6.20 s, when the front brakes pressure is reduced. Prior to this (t = 6.10 s) the E-Motor (MG2) torque has been increased from a negative level to zero for t = 6.20 s and further increased supplying a positive torque, which helps to recover from a high value of slip.



Fig. 4. Transition high to low mu surface test for AWD hybrid vehicle, low-level brake application

Rys. 4. Wyniki testu drogowego dla hybrydowego pojazdu z napędem AWD – przejście pomiędzy wysokim a niskim współczynnikiem przyczepności, niskie opóźnienie



Fig. 5. Road test results for FWD hybrid vehicle, low mu surface, low-level brake application
Rys. 5. Wyniki testu drogowego dla hybrydowego pojazdu z napędem FWD. Niski współczynnik przyczepności, niskie opóźnienie

3.3.3. Deceleration responsibility

For a braking manoeuvre on a low mu surface (0.3) for both tested hybrid vehicles (FWD and AWD) the individual wheel braking pressure control has been recorded. The braking strategy allows the system of fulfil the Regulation 13 [6], stated as follows:

"5.2.7.2 Wherever necessary, to ensure that braking rate remains related to the driver's braking demand, having regard to the available tyre/road adhesion, braking shall automatically be caused to act on all wheels of the vehicle".

In other words, the paragraph 5.2.7.2 of the Regulation 13 states that in the case of one axle (wheel) being if a higher slip the other axle (wheel) should take over the responsibility for generation of the driver requested deceleration.

Figure 5 illustrates the functionality described by the paragraph 5.2.7.2 in Regulation 13, which presents results for low level braking on the low mu surface for FWD hybrid vehicle. From t = 6.20 s the front axle brakes pressure decreases in order to reduce front wheels slip. At the same time, the rear axle brake pressure is increased in order to maintain the requested driver vehicle deceleration.

Figure 6 presents the situation, where the front right wheel has the lowest slip starting from t = 3.40 s. For t = 3.65 s the front left wheel pressure has been considerably reduced with a simultaneous increase of the front right wheel pressure, as this wheel presents the lowest slip among all the wheels.



Fig. 6. Road test results for AWD hybrid vehicle. Low mu surface, low level of brake application Rys. 6. Wyniki testu drogowego dla hybrydowego pojazdu z napędem AWD. Niski współczynnik przyczepności, niskie opóźnienie

In addition to this the battery current should also be examined. The battery current, which in this case also represents the regenerative braking torque in a qualitative way, was maintained at the high level up to t = 3.65 s, when it was reduced along with front left brake pressure. A similar operation was repeated for t = 4.60 s.

3.3.4. Modified electronic brake-force distribution

During tests, a modification to the standard electronic brake-force distribution (EBD) operation has been noted. In conventional – non-hybrid vehicles, the EBD, system, when required reduces the rear axle braking pressure in order to prevent the possibility of wheel lock-up. However, the rear axle brake pressure is always calculated as a percentile of the front axle brake pressure, which implies that the only possibility of receiving zero a level rear axle brake pressure is also zero [7]. Fig. 7 shows road test results for a FWD hybrid vehicle carried out for a low mu surface braking manoeuvre where the modified EBD system operation (modified in comparison to the well known EBD system operation presented in [7]).



Fig. 7. Road test results for FWD hybrid vehicle. Low mu surface, low-level brake application with lever on 'D' position

Rys. 7. Wyniki testu drogowego dla hybrydowego pojazdu z napędem FWD. Niski współczynnik przyczepności, niskie opóźnienie, lewarek skrzyni biegów w pozycji 'D'

Figure 7 presents the periods when the rear axle brake pressure is maintained at the zero level; from t = 4.80 s to t = 5.15 s and t = 6.50 s to t = 7.0 s, even though there is no wheel slip. The modified EBD system enables maximum energy recovery, as the regenerative braking axle (front axle in this example) is fully responsible for vehicle braking. The short brake pressure spikes, which follow these periods, should be noted.

3.3.5. ICE on/off state

Both investigated hybrid vehicles (FWD and AWD) behaved comparably to their nonhybrid equivalent vehicles. However, for the AWD hybrid vehicle (parallel full hybrid), the ICE tends to be deactivated after approximately 5.0 seconds of throttle-off mode application. This action affects the vehicle operation when the sudden application of the acceleration pedal is performed. It is observed that for this action approximately 1.0 second elapses between the total back-off of the braking action and application of positive torque for the requested acceleration. This is referred to as a torque time lag.

3.3.6. Coastdown characteristic according to shift lever position

The FWD hybrid system is equipped with the two driving positions 'D' and 'B'. For the 'B' lever position the regenerative braking is deployed in the case of an acceleration pedal throttle-off application, producing approximately 0.05 g vehicle deceleration, whereas for tests with the 'D' lever position the throttle-off braking does not take place. The 'D' lever position results in a so-called vehicle 'sailing' coastdown.

3.3.7. Deceleration versus pedal position and ICE operation

It has been noted that for high and low mu road surfaces for the hybrid systems the vehicle deceleration is not consistent when the pedal position is at a steady value, whereas this is not observed for non-hybrid vehicles. For the AWD hybrid vehicle, the following observations have been made:

- The vehicle deceleration tends to decay for a constant brake pedal position for deactivated ICE, see Fig. 9. This does not occur for an active ICE, see Fig. 8.
- Also for deactivated ICE the brake pedal displacement tends to be shorter, see Fig. 9.



Fig. 8. Road test results for AWD hybrid vehicle. High mu surface, ICE on, 0.2 g deceleration
Rys. 8. Wyniki testu drogowego dla hybrydowego pojazdu z napędem AWD. Wysoki współczynnik przyczepności, włączony silnik spalinowy, opóźnienie 0,2 g



Fig. 9. Road test results for AWD hybrid vehicle. High mu surface, ICE off, 0.2 g deceleration

Rys. 9. Wyniki testu drogowego dla hybrydowego pojazdu z napędem AWD. Wysoki współczynnik przyczepności, wyłączony silnik spalinowy, opóźnienie 0,2 g

3.3.8. Friction brakes downsizing and SoC limit

For the tested FWD hybrid vehicle the front axle (regenerative braking axle) friction brakes have been downsized. The friction brakes on the front axle are similar to the brakes used in a non-hybrid vehicle, which is more than 100 kg lighter. This is possible only in the case of permanent regenerative braking energy absorption/dissipation capability (e.g. with the use of a rheostat element). The independency of the regenerative braking activity has been achieved by making a use of a strategy, which is deployed all powertrain elements (ICE, MG1, MG2). In the case of the 100% SoC the regenerative braking is still active but instead of transferring the recovered electrical energy to the battery it is sent to the MG1, coupled with the ICE. The ICE changes the operation to throttle-off mode, for which the possibility of dissipation of the recovered energy delivered to the crankshaft exists.

4. Summary

Results for simulated road tests of the hybrid electric vehicles and their equivalent nonhybrid counterparts have been reported. The vehicles under consideration are commercially available passenger cars with hybrid propulsion systems:

- Power split full hybrid with front wheel drive system.
- Parallel full hybrid with all wheel drive system.

The road tests results have been analysed in view of regenerative braking control and their implications in comparison to the equivalent conventional vehicles (with internal combustion engine). The following observations have been made:

- Deceleration of hybrid electric vehicles are inconsistent in comparison to conventional vehicles for steady brake pedal demands.
- Front wheel drive power split full hybrid requires less brake pedal force in comparison to conventional vehicle to achieve the same vehicle deceleration. Such dependency is not observed for the all wheel drive parallel full hybrid vehicle.
- All wheel drive parallel full hybrid vehicle has an internal combustion engine deactivate possibility.
- All wheel drive parallel full hybrid vehicle indicates long lag time for sudden change in deceleration (from deceleration to acceleration request).
- All hybrid vehicles have a low speed regenerative braking switch off trigger.

The simulation tests results indicate that there is much scope for improvement in regenerative braking strategies for hybrid electric, as well as fully electric vehicles.

References

- [1] Yimin G., Liping C., Mehrdad E., *Investigation of the Effectiveness of Regenerative Braking for EV and HEV*, SAE Paper No. 1999-01-2910.
- [2] Hano S., Hakiai M., New Challenges for Brake and Modulation Systems in Hybrid Electric Vehicles and Electric Vehicles, SAE Paper No. 2011-39-7210.
- [3] Kim N., Rousseau A., Rask E., Autonomie model validation with test data for 2010 Toyota Prius, SAE International 2012-01-1040.
- [4] Takaoka T., Komatsu M., Biebuyck B., Newly Developed Toyota Plug-in Hybrid System and its Vehicle Performance under Real Life Operation, SAE International, DOI: 10.4271/2011-37-0033.
- [5] Birch S., Inside Porsche's Cayenne Hybrid Project, SAE Automotive Engineering, Vol. 116, No. 2, Pennsylvania 2008.
- [6] European Directive 71/320/EEC, Council Directive 2006/96/EC of 20.11.2006, L 363 81.
- [7] Breuer B., Bill K., Brake Technology Handbook, SAE International, 2008.

168

MECHANIKA CZASOPISMO TECHNICZNE TECHNICAL TRANSACTIONS MECHANICS

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ 3-M/2012 ZESZYT 8 ROK 109 ISSUE 8 YEAR 109

SŁAWOMIR LUFT , TOMASZ SKRZEK*

DWUPALIWOWY SILNIK O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM – PRZEGLĄD WYBRANYCH WYNIKÓW BADAŃ

DUAL-FUEL COMPRESSION IGNITION ENGINE - RESULT OF THE INVESTIGATION

Streszczenie

W Instytucie Eksploatacji Pojazdów i Maszyn Politechniki Radomskiej od lat prowadzone są badania dwupaliwowego silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym od inicjującej zapłon dawki oleju napędowego. W artykule dokonano przeglądu wyników badań dotyczących silnika zasilanego takimi paliwami głównymi jak: alkohol metylowy, alkohol etylowy, propanbutan, gaz naturalny. Uzyskane wyniki w zakresie osiągów silnika, jego sprawności ogólnej oraz zawartości składników w spalinach porównano dla różnych rodzajów paliwa głównego. W podsumowaniu zauważono pewne wspólne charakterystyczne cechy silnika dwupaliwowego niezależne od rodzaju stosowanego paliwa głównego.

Słowa kluczowe: silnik dwupaliwowy, metanol, etanol, LPG, CNG

Abstract

The staff of the Institute of Vehicles and Machines Maintenance in Radom Technical University has been involved, for many years, in research projects relating to a dual-fuel compression ignition engine with the pilot diesel fuel injection. The paper presents results of the investigation on such engine operating on the following fuels: methanol, ethanol, LPG and natural gas. The obtained results regarding engine performances, overall efficiency and harmful exhaust emissions were compared for various main fuels. In result, some common features of the investigated dual-fuel engine were revealed, regardless of the kind of the applied main fuel.

Keywords: dual-fuel engine, methanol, ethanol, LPG, CNG

^{*} Prof. dr hab. inż. Sławomir Luft, mgr inż. Tomasz Skrzek, Instytut Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Wydział Mechaniczny, Politechnika Radomska.

Wobec przewidywanego zmniejszania się wydobycia ropy naftowej, a także coraz ostrzejszych norm związanych z ochroną środowiska powstają różne koncepcje modyfikacji systemu zasilania silnika o zapłonie samoczynnym umożliwiające spalanie innych paliw, dotychczas nietypowych dla tego typu silników. Obserwuje się, że coraz częściej prowadzone są badania dwupaliwowego zasilania silnika, w którym dawka oleju napędowego stosowana jest jedynie do inicjacji zapłonu paliwa głównego zazwyczaj o małej wartości liczby cetanowej [1–5]. Ogólny schemat obrazujący taki system zasilania przedstawiony jest na rys. 1.



Rys. 1. Ogólny schemat dwupaliwowego systemu zasilania silnika o zapłonie samoczynnym, w którym głównym paliwem zamiennie jest: metanol, etanol, propan-butan, gaz ziemny; 1 – silnik, 2 – zbiornik ON, 3 – pompa paliwa, 4 – filtr paliwa, 5 – pompa wys. ciś, 6 – zasobnik, 7 – czujnik ciśnienia, 8 – wtryskiwacz ON, 9 – sterownnik CR, 10 – czujnik położenia wału korbowego, 11 – sterownik paliwa głównego, 12 – wtryskiwacz paliwa głównego

Fig. 1. Overall scheme of dual fuelling of a compression ignition engine where the main fuel is (interchangeably): methanol, ethanol, LPG and CNG; 1 – engine, 2 – DF reservoir, 3 – fuel pump, 4 – fuel filter, 5 – high pressure pump, 6 – rail, 7 – pressure sensor, 8 – DF injector, 9 – CR controller, 10 – crankshaft position sensor, 11 – main fuel controller, 12 – main fuel injector

Przy tak przyjętej koncepcji rozwiązania układu zasilania jednym z ważniejszych zagadnień jest dobór wartości inicjującej zapłon dawki oleju napędowego oraz kąta wyprzedzenia wtrysku tej dawki. Obie te wartości wpływają bowiem w sposób istotny na osiągi silnika, jego sprawność, a także poziom zawartości składników w spalinach. W większości rozwiązań regulacja mocy silnika zrealizowana jest zmianą wartości dawki paliwa głównego, co prowadzi do zmienności składu mieszaniny tegoż paliwa z powietrzem wraz ze zmianą obciążenia silnika.

Wydaje się, że za wyborem takiej koncepcji dwupaliwowego zasilania silnika o zapłonie samoczynnym przemawiają następujące pozytywne efekty:

- możliwość uzyskania porównywalnych osiągów z wersją standardową silnika (zasilanego klasycznie olejem napędowym). Za tym stwierdzeniem przemawia fakt porównywalnej wartości opałowej mieszaniny stechiometrycznej oleju napędowego z powietrzem i takich paliw jak: metanol, etanol, propan-butan i gaz ziemny, które mogą być brane pod uwagę jako paliwa główne w proponowanym systemie zasilania;
- możliwość uzyskania poprawy sprawności ogólnej silnika dwupaliwowego. W tego typu silniku istnieje bowiem możliwość zrealizowania procesu spalania w krótkim czasie i przeprowadzenia tego procesu przy korzystnym położeniu wału korbowego z punktu widzenia uzyskania dużej pracy indykowanej obiegu. Należy tu zwrócić uwagę na zbliżenie tego procesu spalania do coraz częściej badanego i opisywanego systemu spalania objętościowego HCCI (homogeneous-charge compression ignition);
- omawiany system dwupaliwowy umożliwia jednocześnie kontrolę rozpoczęcia procesu spalania poprzez regulację kąta wyprzedzenia wtrysku inicjującej zapłon dawki oleju napędowego;
- latwość rozruchu silnika dwupaliwowego, gdyż proces ten może być realizowany jedynie przy użyciu oleju napędowego;
- możliwość uzyskania poprawy składu spalin, gdyż paliwo główne (gaz ziemny, LPG w fazie gazowej, pary metanolu) jest bardzo dobrze wymieszane z powietrzem w czasie suwu dolotu i sprężania tworząc korzystną z punktu widzenia składu spalin homogeniczną mieszaninę paliwa i powietrza;
- niewielki zakres przeróbki silnika bazowego polegający na zabudowaniu systemu dostarczania paliwa głównego do kolektora dolotowego bez konieczności ingerencji w konstrukcję podstawowych zespołów silnika bazowego.

Istnieją także negatywne zjawiska wynikające z dwupaliwowego zasilania silnika o zapłonie samoczynnym. Należą do nich:

- możliwość występowania niekontrolowanych samozapłonów mieszaniny paliwa głównego z powietrzem pod koniec suwu sprężania, szczególnie przy większych obciążeniach silnika, kiedy to sprężana mieszanina powietrzno-paliwowa staje się bogatsza. Sposobem na odsunięcie niebezpieczeństwa występowania tego zjawiska jest ograniczenie udziału paliwa głównego lub zmniejszenie stopnia sprężania;
- możliwość spalania stukowego mieszaniny powietrza i paliwa głównego poza obszarem spalania dawki inicjującej na skutek gwałtownego wzrostu ciśnienia po rozpoczęciu spalania. Sposobem na ograniczenie tego zjawiska jest jego identyfikacja przy użyciu czujnika stuku i opóźnienie momentu początku wtrysku inicjującej zapłon dawki oleju napędowego lub zmniejszenie stopnia sprężania (jak ma to miejsce w prototypowych rozwiązaniach silników o ZI, np. Saab, Nissan, MCE-5).

W Zakładzie Silników Spalinowych i Pojazdów Politechniki Radomskiej od lat prowadzone są badania opisanego systemu zasilania silnika o zapłonie samoczynnym przy użyciu różnych paliw głównych i każdorazowo z inicjacją zapłonu od dawki oleju napędowego. W niniejszym artykule podjęta została próba porównań i pewnych uogólnień, co do osiągów, sprawności, emisji związków szkodliwych w spalinach dla różnych stosowanych paliw głównych oraz różnych sposobów dostarczania tych paliw do kolektora dolotowego.

Porównano wyniki badań dla następujących przypadków zasilania silnika dwupaliwowego:

- a) zasilanie odparowanym alkoholem metylowym z wykorzystaniem mieszalnika w kolektorze dolotowym (wtrysk dawki oleju napędowego z wykorzystaniem klasycznej sekcyjnej pompy wtryskowej),
- b) zasilanie ciekłym alkoholem etylowym z wtryskiwaczem umieszczonym w kolektorze dolotowym (wtrysk dawki oleju napędowego z wykorzystaniem systemu common rail).
- c) zasilanie ciekłym paliwem propan-butan (LPG) z wtryskiwaczem umieszczonym w kolektorze dolotowym (wtrysk dawki oleju napędowego z wykorzystaniem systemu common rail).
- d) zasilanie gazem ziemnym wtryskiwanym w fazie lotnej do kolektora dolotowego (wtrysk dawki oleju napędowego z wykorzystaniem systemu common rail).
 We wszystkich opisanych wyżej przypadkach badania przeprowadzono na jednocylindrowym stacjonarnym silniku o zapłonie samoczynnym 1HC102.

2. Wyniki badań osiągów oraz sprawności silnika dwupaliwowego

Badania przeprowadzono w warunkach sporządzania charakterystyk obciążeniowych. Wyniki przedstawiono w postaci charakterystyk jednostkowego zużycia energii wobec faktu różnych wartości opałowych stosowanych paliw.

Poniżej zestawiono charakterystyki sporządzone przy podobnych prędkościach obrotowych badanych wersji silnika. Przytoczono te charakterystyki, które uzyskano dla poprawnie dobranych wartości regulacyjnych kąta wyprzedzenia wtrysku inicjującej zapłon dawki oleju napędowego oraz wartości tej dawki z punktu widzenia osiągów, sprawności ogólnej oraz zawartości składników w spalinach. Należy tu dodać, że omówione parametry regulacyjne są indywidualnie dobrane dla różnych stosowanych paliw i systemów zasilania (opisanych we wstępie przypadków a, b, c, d).

Bliższa analiza przedstawionych charakterystyk prowadzi do następujących spostrzeżeń:

- w każdym z opisanych przypadków zasilania silnika dwupaliwowego (a, b, c, d rozdz. 1) możliwe jest uzyskanie porównywalnego lub większego maksymalnego momentu obrotowego w porównaniu do wersji standardowego zasilania jedynie olejem napędowym. Wartość tego momentu zależy wyraźnie od regulacji kąta wyprzedzenia wtrysku inicjującej zapłon dawki oleju napędowego oraz od jej wartości. Dobór właściwej regulacji tych parametrów zależy od stosowanego systemu zasilania oraz od rodzaju paliwa głównego;
- wszystkie wersje silnika dwupaliwowego mogą charakteryzować się poprawą sprawności ogólnej (zmniejszenia jednostkowego zużycia energii) w obszarze pełnych obciążeń silnika (przy znacznym udziale paliwa głównego). Możliwość uzyskania poprawy sprawności ogólnej zależy także od przyjętych regulacji kąta wyprzedzenia wtrysku inicjującej zapłon dawki oleju napędowego oraz od jej wartości;

 dla wszystkich wersji silnika dwupaliwowego istnieje możliwość doboru takich regulacji kąta wyprzedzenia wtrysku inicjującej zapłon dawki oleju napędowego oraz jej wartości by silnik dwupaliwowy w porównaniu do wersji standardowej (zasilanej jedynie olejem napędowym) osiągał poprawę zarówno maksymalnego momentu obrotowego, jak i sprawności ogólnej.



Rys. 2. Porównanie charakterystyk obciążeniowych jednostkowego zużycia energii dla przypadków: a [2], c [3], b, d – badania własne (opis jak we wstępie)

Fig. 2 . Comparison of load characteristics of the specific energy consumption for cases: a [2], c [3], b, d – own research (description as in the introduction)

3. Wyniki badań stężenia składników w spalinach

W trakcie sporządzania charakterystyk obciążeniowych jednostkowego zużycia energii dokonywano także pomiarów stężenia podstawowych składników w spalinach (CO, HC, NO_x), a także zadymienia spalin. Uzyskane wyniki przedstawione są w kolejnych rozdziałach.

Przyjęte przy sporządzaniu charakterystyki regulacje kąta wyprzedzenia wtrysku inicjującej zapłon dawki oleju napędowego oraz jej wartości są takie same jak w przypadku sporządzania charakterystyk jednostkowego zużycia energii.

3.1. Porównanie stężenia CO w spalinach dla opisanych badanych wersji układu zasilania

Poniżej przytoczono charakterystyki zmienności zawartości CO w funkcji obciążenia dla badanych wersji układów zasilania silnika.

Analiza zamieszczonych wyżej charakterystyk wykazuje, że dla każdego z przebadanych przypadków zasilania można zaobserwować, że dla obciążeń częściowych występuje wzrost stężenia CO w spalinach silnika dwupaliwowego w porównaniu z wersją zasilaną standardowo oraz zmniejszenie zawartości tego składnika dla obciążeń zbliżonych do maksymalnych. Należy dodać, że stężenia CO w spalinach silnika dwupaliwowego oraz przyjętej regulacji kąta wyprzedzenia jej wtrysku.

3.2. Porównanie stężenia HC w spalinach dla opisanych badanych wersji układu zasilania

Poniżej przytoczono charakterystyki zmienności stężenia HC w funkcji obciążenia dla badanych wersji układów zasilania silnika.

Analiza przedstawionych na rys. 4 charakterystyk wykazuje, że dla każdego z badanych przypadków stosowanego układu zasilania silnika dwupaliwowego głównie w zakresie obciążeń częściowych obserwuje się wzrost zawartości HC w spalinach w porównaniu z wersją standardowo zasilaną jedynie olejem napędowym. Jednocześnie wraz ze wzrostem obciążenia do obszaru zbliżonego do maksymalnego stężenia HC w spalinach silnika dwupaliwowego spada i zbliża się do wartości charakterystycznych dla przypadku zasilania standardowego. Należy tu także zauważyć silną zależność stężenia HC w spalinach silnika dwupaliwowego od wartości inicjującej zapłon dawki oleju napędowego, a także od wartości kąta wyprzedzenia wtrysku tej dawki.



Rys. 3. Porównanie stężenia CO w spalinach dla przypadków: a [2], c [3], b, d – badania własne (opis jak we wstępie)







Fig. 4. Comparison of HC concentrations in the exhaust gas for cases: a [2], c [3], b, d – own research (description as in the introduction)

3.3. Porównanie stężenia NO, w spalinach dla opisanych badanych wersji układu zasilania

Charakterystyki zmienności stężenia NO_x w funkcji obciążenia przedstawiono na rys. 5. Analiza zamieszczonych na rys. 5 charakterystyk wykazuje, że stężenie NO_x w spalinach silnika dwupaliwowego jest mniejsza w obszarze obciążeń częściowych i wzrasta wraz ze wzrostem obciążenia silnika. Przy porównaniu przebiegów tych charakterystyk z charakterystykami uzyskanymi podczas badań silnika zasilanego standardowo jedynie olejem napędowym dla większości przypadków regulacji kąta wyprzedzenia wtrysku inicjującej zapłon dawki oleju napędowego oraz jej wartości, obserwuje się mniejszą zawartość NO_x w spalinach silnika dwupaliwowego przy obciążeniach częściowych i wzrost stężenia tego w obszarze obciążeń zbliżonych do maksymalnych. Należy tu dodać, że stężenie NO_x w spalinach silnika dwupaliwowego silnie zależy od przyjętej regulacji kąta wyprzedzenia wtrysku inicjującej zapłon dawki oleju napędowego oraz od wartości tej dawki.



Rys. 5. Porównanie stężenia NO_x w spalinach dla przypadków: a [2], c [3], b, d – badania własne (opis jak we wstępie)

Fig. 5. Comparison of NO_x concentrations in the exhaust gas for cases: a [2], c [3], b, d – own research (description as in the introduction)

3.4. Porównanie zadymienia spalin dla opisanych badanych wersji układu zasilania

Charakterystyki zmienności współczynnika zadymienia spalin przedstawiono na rys. 6. Wszystkie zamieszczone poniżej charakterystyki wykazują, że przy małych obciążeniach silnika zasilanego dwupaliwowo zadymienie spalin jest porównywalny z przypadkiem zasilania standardowego. Wraz ze wzrostem obciążenia do obszaru zbliżonego do maksymalnego obserwuje się wyraźny spadek zadymienia spalin dla silnika dwupaliwowego



Rys. 6. Porównanie charakterystyki zadymienia spalin dla przypadków: a [2], c [3], b, d – badania własne (opis jak we wstępie)

Fig. 6 . Comparison of smoke level for cases: a [2], c [3], b, d – own research (description as in the introduction)

4. Podsumowanie wyników badań stężenia składników w spalinach

Zmniejszenie emisji CO w zakresie dużych obciążeń silnika dwupaliwowego świadczy o poprawnym przebiegu procesu spalania. Jest to także potwierdzone zmniejszeniem jednostkowego zużycia energii (poprawą sprawności ogólnej silnika) (patrz wyniki i podsumowanie – rozdz. 2). Nieznaczny wzrost emisji CO w zakresie obciążeń częściowych dla przypadku zasilania dwupaliwowego może wynikać z faktu niecałkowitego spalania bardzo ubogiej ($\lambda > 10$) mieszaniny powietrza i paliwa głównego w obszarach komory spalania nieobjętych płomieniem od strugi wtryskiwanej dawki inicjującej. Wzbogacenie tej mieszaniny w obszarze obciążeń zbliżonych do maksymalnych skutkuje wg interpretacji autorów podjęciem procesu spalania w omawianej części komory spalania, a zatem spadkiem emisji CO oraz zmniejszeniem jednostkowego zużycia energii *ge** (poprawę sprawności ogólnej).

Analiza porównawcza charakterystyk emisji węglowodorów wykazuje wyraźny wzrost emisji tego składnika dla przypadku zasilania dwupaliwowego w obszarze obciążeń częściowych i jej spadek do poziomu charakterystycznego dla silnika zasilanego standardowo olejem napędowym w obszarze obciążeń zbliżonych do maksymalnych. Wydaje się, że tak jak i w przypadku emisji CO za zjawisko to odpowiada niecałkowite spalanie bardzo ubogiej mieszaniny paliwa głównego i powietrza poza obszarem płonącej strugi inicjującej zapłon dawki oleju napędowego. Za taką interpretacją przemawiają także charakterystyki jednostkowego zużycia energii *ge**(rozdz. 2). Pamiętać należy że wraz ze wzrostem obciążenia silnika wyraźnemu wzbogacenie ulega mieszanina paliwa głównego i powietrza, co skutkuje utrudnionym dostępem tlenu do drobin oleju napędowego i w konsekwencji pogorszeniem procesu spalania tego paliwa.

Analiza porównawcza charakterystyki emisji tlenków azotu prowadzi do spostrzeżenia, że w obszarze wyższych obciążeń silnika dwupaliwowego (charakteryzującym się poprawą zarówno sprawności ogólnej oraz momentu obrotowego) wzrasta emisja tych związków. Jest to efekt wzrostu obciążenia silnika dwupaliwowego (w efekcie wzrostu ciśnienia i temperatury w procesie spalania).

W każdym z analizowanych przypadków zasilania obserwuje się wyraźne zmniejszenie zadymienia spalin w obszarze pełnych obciążeń silnika dwupaliwowego. Jest to cecha charakterystyczna dla przypadku stosowania paliw gazowych oraz alkoholu.

5. Wstępna analiza przebiegu procesu spalania

W trakcie sporządzania charakterystyk obciążeniowych dla kolejnych ustalonych obciążeń silnika rejestrowano po kilkadziesiąt cykli przebiegu ciśnienia (p) w komorze spalania w funkcji kąta obrotu wału korbowego φ [°OWK]. Rejestracje te przeprowadzono dla wszystkich omówionych przypadków stosowanego paliwa w silniku dwupaliwowym, a także dla przypadku standardowego układu zasilania jedynie olejem napędowym, wyniki zestawiona na rys. 8.



Rys. 7. Przebiegi ciśnień w komorze spalania w funkcji kąt obrotu wału korbowego dla silnika zasilanego ON Fig. 7. Combustion pressure in the combustion chamber versus the crankshaft angle for an engine operation on DF

Analiza przebiegów ciśnień przy podobnym poziomie obciążeń (M = 45 Nm) dla każdego z przypadków zasilania prowadzi do wniosku, że zasilanie dwupaliwowemu towarzyszy większa szybkość narastania ciśnienia w procesie spalania oraz większe wartości osiąganego maksymalnego ciśnienia. Wartości te silnie zależa od regulacji kata wyprzedzenia wtrysku inicjującego zapłon dawki oleju napędowego, ale także od innych parametrów regulacyjnych (jak wartość tej dawki, oraz jej podziału). Zjawisko to niekorzystnie wpływa obciążenia mechaniczne i termiczne elementów silnika a także na wspomniana wcześniej emisje tlenków azotu. Należy także zwrócić uwage na fakt, że w silniku dwupaliwowym o stopniu spreżania charakterystycznym dla silnika o zapłonie samoczynnym spreżana jest mieszanina powietrza i paliwa głównego. Jest ona podatna zarówno na występowanie przedwczesnych samozapłonów, jak i na spalanie stukowe już po inicjacji procesu spalania. Znane są wyniki badań opisujące to zjawisko [1]. Jednym ze sposobów dotychczas stosowanych na odsunięcie niebezpieczeństwa występowania spalania stukowego jest opóźnienie momentu wtrysku dawki inicjującej oleju napędowego (opóźnienie momentu zapłonu mieszaniny powietrza i paliwa głównego) sposób ten, choć skuteczny, nie jest najbardziej korzystny gdyż towarzyszy jemu przesunięcie procesu spalania w kierunku suwu rozprężania, co częstokroć prowadzi do obniżenia sprawności, wzrostu temperatury spalin itp. Innym przewidywanym możliwym sposobem odsunięcia tego zjawiska jest regulacja stopnia sprężania (podobnie jak w silnikach o zapłonie iskrowym). W dalszej części badań przewidziane jest przebadanie wpływu zmian stopnia sprężania w silniku dwupaliwowym na jego podstawowe parametry robocze, poziom emisji oraz przebiegi charakterystyk procesu spalania.


- Rys. 8. Uśrednione przebiegi ciśnień w komorze spalania w funkcji kąt obrotu wału korbowego dla przypadków: a [2], c [3], b, d badania własne (opis jak we wstępie)
- Fig. 8. Mean combustion pressure in the combustion chamber versus the crankshaft angle for cases: a [2], c [3], b, d own research (description as in the introduction)

6. Wnioski

6.1. Wnioski dotyczące osiągów

Dla wszystkich wersji silnika dwupaliwowego istnieje możliwość doboru takich regulacji kąta wyprzedzenia wtrysku inicjującej zapłon dawki oleju napędowego oraz jej wartości by silnik dwupaliwowy w porównaniu do wersji standardowej (zasilanej jedynie olejem napędowym) osiągał poprawę zarówno maksymalnego momentu obrotowego jak i sprawności ogólnej.

6.2. Wnioski dotyczące zawartości składników w spalinach

- dla wszystkich rodzajów zasilania silnika dwupaliwowego obserwuje się wzrost stężenia CO w zakresie obciążeń częściowych i jego spadek poniżej poziomu charakterystycznego dla standardowego silnika w obszarze obciążeń maksymalnych;
- wzrost zawartości HC w zakresie obciążeń częściowych i jego spadek dla przypadku zasilania CNG oraz etanolem) do poziomu charakterystycznego dla zasilania standardowego o obszarze obciążeń maksymalnych;
- spadek zawartości NO_x w zakresie obciążeń częściowych i jego wzrost powyżej poziomu charakterystycznego dla silnika zasilanego standardowo w zakresie obciążeń maksymalnych;
- wyraźne zmniejszenie zadymienia spalin dla każdego przypadku zasilania w porównaniu z zasilaniem standardowym ON.

6.3. Wnioski dotyczące analizy procesu spalania

Wstępna analiza procesu spalania wykazuje że spalaniu w silniku dwupaliwowym towarzyszy niebezpieczeństwo pojawienia się znacznej szybkości narastania ciśnienia oraz wzrost wartości ciśnienia maksymalnego. Zjawiska te prowadzą do wzrostu obciążeń cieplnych i mechanicznych, a także do wzrostu emisji NOx. Wydaje się celowym przeanalizowanie wpływu stopnia sprężania na podstawowe parametry pracy silnika dwupaliwowego (podobnie jak ma to miejsce w silniku o ZI).

Literatura

- [1] Kozioł S., Ocena trwałości układu tłokowo-korbowego silnika o ZS zasilanego głównie mieszaniną propanu i butanu, rozprawa doktorska.
- [2] Luft S., Studium silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego alkoholem metylowy, Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, Monografia Nr 29, 1997.
- [3] L u ft S., Dwupaliwowy silnik o zapłonie samoczynnym z wtryskiem ciekłego LPG do kolektora dolotowego, Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, Monografia Nr 54, Radom 2002.
- [4] Stelmasiak Z., Wpływ niektórych parametrów regulacyjnych na osiągi dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego gazem ziemnym, Zeszyty Naukowe Politechniki Częstochowskiej Nr 155, Mechanika Nr 25, Częstochowa 2003.
- [5] Stelmasiak Z., Studium procesu spalania gazu w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym gazem ziemnym i olejem napędowym, praca habilitacyjna, Wydawnictwo ATH, Bielsko-Biała 2003.

CZASOPISMO TECHNICZNE

CHNICAL TRANSACTIONS

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KBAKOWSKIEJ 3-M/2012 ZESZYT 8 ROK 109 ISSUE 8 YEAR 109

ANTONI ISKRA, JAROSŁAW KAŁUŻNY, MACIEJ BABIAK*

WPŁYW TEMPERATURY CIECZY CHŁODZĄCEJ I OLEJU NA STRATY TARCIA W TŁOKOWYM SILNIKU SPALINOWYM

THE INFLUENCE OF OIL AND COOLANT TEMPERATURE ON FRICTION LOSSES OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Streszczenie

MECHANIKA

W artykule przedstawiono wyniki badań strat tarcia w silniku spalinowym, uzyskane na stanowisku modelowym, wyposażonym w specjalny układ regulacji temperatury, zapewniający znacznie większą stabilność temperatury niż ma to miejsce w standardowych układach. Podstawowym warunkiem obiektywności badań silników spalinowych jest utrzymanie powtarzalnych warunków prowadzenia eksperymentu. Omówiono wyniki badań laboratoryjnych zależności momentu wywołanego tarciem od temperatury oleju w misce olejowej oraz wyniki symulacji komputerowych zmian momentu tarcia wywołanych lokalnym przyrostem temperatury na gładzi cylindrowej. Sprecyzowane wnioski pozwalają ocenić wpływ temperatury oleju na straty tarcia w głównych węzłach tarcia silnika spalinowego.

Słowa kluczowe: film olejowy, straty tarcia

Abstract

In the paper the results of researches, which were obtained at test stand equipped with special temperature control system which assures much more stabilization of temperature than in regular temperature control systems, are presented. The main requirement of every test objectiveness, especially of combustion engine tests, is to ensure the conditions repeatability. The results of laboratory researches over friction torque and lubricating oil temperature relation are discussed. Computer simulations results of friction torque changes caused by local oil temperature increment on the cylinder liner are also presented. Precise conclusions allow to evaluate the influence of the oil temperature at the friction losses in main friction pairs of the combustion engine.

Keywords: oil film, friction losses

^{*} Prof. dr hab. inż. Antoni Iskra, dr inż. Jarosław Kałużny, dr inż. Maciej Babiak, Instytut Silników Spalinowych i Transportu, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Politechnika Poznańska.

Badania silników spalinowych, szczególnie silników trakcyjnych, zamontowanych na hamowni silnikowej odgrywają kluczową rolę w poznaniu wielu zjawisk zachodzących w silniku, takich jak omawiane w artykule problemy dotyczące parametrów filmu olejowego. Obliczenia numeryczne oraz testy jezdne nie zastępują hamowni silnikowej, lecz uzupełniają możliwości badawcze. Należy zwrócić uwagę, że montaż silnika trakcyjnego w hamowni silnikowej znacząco zmienia warunki pracy, co musi zostać uwzględnione w zmianach konstrukcyjnych wprowadzanych między innymi w układzie chłodzenia silnika. Oczekuje się, że wprowadzone zmiany będą miały charakter adaptacyjny i nie zmienią przebiegu zjawisk w stosunku do tych zachodzących w silniku napędzającym pojazd. Wymienione uwarunkowania uzasadniają szczególną rolę układu chłodzenia silnika zabudowanego na hamowni. Od laboratoryjnego układu chłodzącego oczekuje się nie tylko zdolności do odprowadzenia nadmiaru ciepła w każdych warunkach pracy silnika, ale również precyzyjnej stabilizacji temperatury.

Przez pojęcie temperatury silnika rozumie się temperaturę cieczy chłodzącej wypływającej z głowicy silnika. Definicja taka traci swoją precyzję w przypadku silników, w których niezależne termostaty regulują inną temperaturę dla strumienia cieczy opuszczającej głowicę silnika i inną, zwykle nieco wyższą, temperaturę dla kadłuba silnika. Temperatura cieczy chłodzącej ma istotny wpływ na strumień ciepła przekazywany w procesie sprężania i spalania do ścianek komory spalania i warunkuje w ten sposób przebieg takich zjawisk jak: opóźnienie samozapłonu w silnikach ZS, próg spalania stukowego w silnikach ZI, emisja związków toksycznych i inne. Temperatura cieczy chłodzącej kadłub silnika determinuje temperaturę ścianek cylindra oraz warstwy oleju pokrywającej gładź cylindra i w ten sposób ma istotny wpływ również na procesy tarcia zachodzące w głównych węzłach tarcia silnika. Oprócz skojarzenia tłok–pierścienie–cylinder do całkowitych strat tarcia silnika porównywalny udział wnoszą łożyska główne i korbowe wału korbowego silnika traktowane razem. Podstawę dla określenia temperatury łożysk wału korbowego stanowi nie temperatura cieczy chłodzącej, lecz temperatura oleju, mierzona zwykle w misce olejowej.

2. Stanowisko modelowe do badania strat tarcia

Stanowisko modelowe zbudowano z kompletnego kadłuba silnika FIAT 170A.046 z wałem korbowym, korbowodami i tłokami oraz głowicy silnika. Model silnika spalinowego napędzany jest z zewnątrz przez silnik elektryczny z możliwością regulacji i stabilizacji prędkości obrotowej. Na wale łączącym model silnika tłokowego z napędzającym go silnikiem elektrycznym umieszczono momentomierz umożliwiający rejestrację momentu obrotowego z wysoką rozdzielczością w funkcji kąta obrotu wału korbowego. W zabudowanym na stanowisku silniku odłączono napęd układu rozrządu, pozostawiając zawory w pozycji zamkniętej. Pompa oleju oraz pompa cieczy chłodzącej napędzane są z zewnątrz przez niezależne silniki elektryczne. Ich działanie nie wpływa na wartość rejestrowanego momentu obrotowego. Do cylindrów silnika nie jest dostarczane paliwo i nie można realizować procesu spalania.

W miejsce świec zapłonowych zamontowano jednokierunkowe zawory zwrotne umożliwiające w fazie ruchu tłoka w kierunku DMP zassanie powietrza do cylindra i uzupełnienie strat wynikających z przedmuchów do skrzyni korbowej, nieuniknionych w procesie sprężania. Zawory uzupełniania ładunku mogą być zablokowane, co sprawia, że po wielu kolejnych cyklach sprężania średnie ciśnienie w cylindrze znacznie się obniża, tym samym możliwe jest wariantowanie warunków pracy mechanizmu tłokowo-korbowego względem wartości sił gazowych. Ciśnienie w cylindrze może być rejestrowane przez umieszczony w głowicy czujnik piezokwarcowy.

Układ chłodzenia silnika został zasadniczo przebudowany w celu zapewnienia możliwości wariantowania temperatury cieczy i oleju oraz stabilizacji nastawionych wartości temperatur. W przebudowanym układzie wykorzystano zewnętrzną, elektryczną pompę cieczy i oleju, wymiennik ciepła woda-olej oraz chłodnicę woda-powietrze z wentylatorem o prędkości obrotowej regulowanej przez regulator PID. Dodatkowo zastosowano układ elektrycznego podgrzewania cieczy o regulowanej mocy.

Stanowisko prezentowane na rysunku 1, opisane w [1], umożliwia badanie wpływu zmian konstrukcji lub warunków pracy elementów, takich jak tłok, pierścienie tłokowe, łożyska główne i korbowe, na całkowite straty tarcia. Nawet niewielka różnica całkowitych strat tarcia uzyskiwanych przed wprowadzeniem i po wprowadzeniu zmiany w konstrukcji jednego z wymienionych elementów jest zwykle istotna dla pracy silnika. W celu zapewnienia powtarzalności badań konieczne jest zapewnienie możliwie stabilnej regulacji temperatury cieczy chłodzącej silnik i temperatury oleju. W opisywanym stanowisku zbudowano układ umożliwiający regulację temperatury oleju w zakresie od 40°C do 100°C z dokładnością $\pm 0,2°C$.



Rys. 1. Widok ogólny stanowiska modelowego do badania strat tarcia w węzłach tarcia mechanizmu korbowego

Fig. 1. Overall view of the test stand of friction losses in crank mechanism

3. Wpływ temperatury oleju na całkowite straty tarcia

Przyjęta koncepcja budowy stanowiska umożliwia rejestrowanie momentu obrotowego z dużą dokładnością i częstotliwością pomiarową, przy czym mierzona wartość momentu wynika ze strat tarcia w mechanizmie tłokowo-korbowym i nie jest istotnie zakłócona działaniem żadnych innych mechanizmów silnika. Pomiar momentu obarczony jest wpływem zjawisk termodynamicznych zachodzących w silniku i przedmuchów ładunku do skrzyni korbowej. Wpływu wymienionych zjawisk nie można wprawdzie wyeliminować, ale można przyjąć, że ich przebieg w znikomym stopniu zależy np. od badanych wariantów pokrycia powierzchni nośnej tłoka i tym samym umożliwia wzajemne porównanie tychże wariantów w zakresie wytwarzanych strat tarcia.

Całkowity moment strat tarcia w funkcji prędkości obrotowej zmierzony dla różnych temperatur oleju pokazano na rysunku 2. Dla każdej temperatury zrealizowano dwie serie pomiarowe – z uzupełnianiem ładunku w cylindrze i bez uzupełniania, co dawało mniejsze ciśnienia sprężania i siły gazowe.



Rys. 2. Całkowity moment strat tarcia w funkcji prędkości obrotowej; seria pomiarowa z otwartymi zaworami umożliwiającymi uzupełnianie ładunku oznaczona została literą "z", w odróżnieniu od serii z literą "b" – bez uzupełniania ładunku – w rozszerzeniu nazwy

Fig. 2. The total friction losses torque as a function of the crankshaft rotational speed; "z" – measurement series with refill valves opened; "b" measurement series with refill valves closed

Zgodnie z oczekiwaniami wynikającymi z hydrodynamicznej teorii smarowania zwiększanie prędkości obrotowej powoduje zwiększenie momentu hamującego. Prawidłowość ta została potwierdzona dla prędkości obrotowych większych niż 1500 obr./min. Dla silnika pracującego bez uzupełniania ładunku, dla temperatur 50°C i 70°C obserwowany wzrost momentu hamującego ma charakter monotoniczny w całym zakresie prędkości obrotowych. W tych samych warunkach, przy temperaturze oleju równej 90°C obserwuje się wystąpienie lokalnego minimum momentu hamujacego dla predkości obrotowej 1000 obr./min. Dla najwyższej temperatury oleju zmniejszenie predkości obrotowej z 1000 do 500 obr./min powoduje zwiększenie całkowitych strat tarcia. Taki charakter przebiegu momentu obrotowego tłumaczyć należy lokalnym znacznym zmniejszeniem grubości badź przerwaniem filmu olejowego, co wynika ze zmniejszenia jego nośności ze zmniejszeniem prędkości obrotowej i wynikającej z temperatury lepkości oleju. Za powyższym uzasadnieniem przemawia wystapienie podobnego efektu lokalnego minimum strat tarcia w funkcji predkości obrotowej dla silnika pracującego z uzupełnianiem ładunku. W tym przypadku zwiększone obciążenia wynikające z sił gazowych powodują, że nawet przy temperaturze 50°C i 70°C obserwowane są lokalne minima strat tarcia dla prędkości obrotowej 1000 obr./min. Dalsze zwiększenie temperatury oleju do 90°C powoduje przesunięcie analizowanego minimum funkcji w strone większych predkości obrotowych - do 1500 obr./min. Uzyskane przebiegi odpowiadają wykresom Stribecka.

Analizując wpływ temperatury oleju na całkowite straty tarcia, można stwierdzić, że dla średnich prędkości obrotowych zmiana temperatury z 50°C do 90°C powoduje kilkudziesięcioprocentowe różnice w stratach tarcia. Dla zrozumienia zjawisk zachodzących w silniku szczególne znaczenie ma analiza wpływu temperatury oleju na straty tarcia w rozdziale na poszczególne mechanizmy.

4. Wpływ temperatury oleju na straty tarcia w łożyskach wału korbowego

Opisane stanowisko modelowe wyposażono w układ do rejestracji trajektorii osi czopa łożyska głównego wału korbowego. Pomiar realizowany jest za pomocą czterech nieruchomo zamocowanych w panwi czujników indukcyjnych, pozwalających na śledzenie przestrzennej trajektorii osi czopa w czasie pracy silnika. Obszerne informacje o budowie układu, jego cechowaniu oraz rejestracji wyników autorzy zamieścili w publikacjach [1, 2]. Znajomość trajektorii osi czopa pozwala na obliczenie strat tarcia dla łożyska z wykorzystaniem modelu numerycznego opracowanego w zakładzie silników spalinowych Politechniki Poznańskiej [3]. Uzyskane wyniki przedstawiono na rys. 3. Dla oznaczenia serii pomiarowych zastosowano nomenklaturę przyjętą do opisu rys. 2.

Wyniki uzyskane dla łożyska głównego pozwalają na stwierdzenie, że – niezależnie od prędkości obrotowej wału korbowego i wartości sił gazowych – wyższa temperatura oleju pozwala na obniżenie strat tarcia. Szczególnie duże różnice powstają przy dużych prędkościach obrotowych. Dla prędkości obrotowej równej 2500 obr./min, w warunkach pracy z uzupełnianiem ładunku, obniżenie temperatury oleju z 90°C do 50°C powoduje około trzykrotny wzrost strat tarcia.



Rys. 3. Wpływ temperatury oleju na straty tarcia w łożysku głównym wału korbowego Fig. 3. The influence of the oil temperature on the friction losses in main crankshaft bearing

5. Wpływ temperatury oleju na straty tarcia w grupie tłokowo-cylindrowej

Wpływ temperatury oleju na straty tarcia wywiązujące się pomiędzy tłokiem i pierścieniami a cylindrem oszacowano przez odjęcie od całkowitych zmierzonych strat tarcia strat obliczonych dla łożysk wału korbowego. Uzyskany wynik przedstawiono na rysunku 4. W tym przypadku uzyskane przebiegi mają charakter bardziej nieliniowy, zbliżony do wykresów Stribecka. Odwrotnie niż w przypadku łożyska wzrost temperatury oleju powoduje zwiększenie strat tarcia, szczególnie w zakresie niskich prędkości obrotowych. Zaobserwowane prawidłowości pozwalają sądzić, że w skojarzeniu tłok–pierścienie–cylinder może dochodzić do przerywania ciągłości filmu olejowego lub co najmniej do zmniejszenia jego grubości w warunkach wysokiej temperatury oleju, małej prędkości obrotowej i dużych obciążeń.



Rys. 4. Wpływ temperatury oleju na straty tarcia w grupie tłokowo-cylindrowej Fig. 4. The influence of the oil temperature at the friction losses in the cylinder-piston group

6. Wnioski

Temperatura cieczy chłodzącej silnik w sposób bezpośredni kształtuje warunki współpracy grupy tłokowo cylindrowej i ma istotny wpływ na całkowite straty tarcia tłokowego silnika spalinowego. Temperatura oleju mierzona w misce olejowej jest miarodajna przede wszystkim w opisie procesów tarcia zachodzących w łożyskach wału korbowego. W badaniach wykorzystano stanowisko modelowe, w którym mierzone są precyzyjnie całkowite straty tarcia w mechanizmie tłokowo-korbowym, przy czym pozostałe mechanizmy silnika są unieruchomione lub wyposażone w niezależny napęd elektryczny. Badania przeprowadzone na modelowym stanowisku silnikowym pozwalają na oszacowanie wpływu temperatury oleju na całkowite straty tarcia w mechanizmie tłokowo-korbowym.

Przeprowadzone symulacje numeryczne z wykorzystaniem zarejestrowanej w czasie badań trajektorii osi czopa łożyska głównego umożliwiają dokonanie podziału zmierzonego całkowitego momentu strat tarcia na moment pochodzący od łożysk wału korbowego i grupy tłokowo-cylindrowej. Uzyskane wyniki pozwalają na sformułowanie niżej przedstawionych wniosków końcowych.

- Wzrost temperatury oleju smarującego silnik, mierzonej w misce olejowej, w zakresie od 50°C, przez 70°C do 90°C prowadzi do stopniowego zmniejszania strat tarcia w łożyskach wału korbowego. Dla prędkości obrotowej równej 2500 obr./min, w warunkach pracy z uzupełnianiem ładunku, straty tarcia w łożyskach przy temperatury oleju równej 50°C są około trzykrotnie większe niż przy temperaturze wynoszącej 90°C. Intensywność zmian strat tarcia jest większa w niższych temperaturach.
- Wpływ temperatury oleju na straty tarcia w grupie tłokowo-cylindrowej jest bardziej złożony i w przeciwieństwie do łożysk wału korbowego wzrost temperatury nie wiąże się jednoznacznie ze zmniejszeniem strat tarcia. W przypadku najmniejszych prędkości obrotowych i zwiększonych wartości działających na tłok sił gazowych najniższe straty tarcia w grupie tłokowo-cylindrowej uzyskuje się dla temperatury oleju równej 50°C. W rozpatrywanych warunkach wzrost temperatury oleju skutkuje zwiększeniem strat tarcia w grupie tłokowo-cylindrowej o około 50%.
- Dla zbadanego stosunkowo wąskiego zakresu temperatur oleju zaobserwowano duże zmiany całkowitych strat tarcia. Celowa niezależna regulacja temperatury cieczy chłodzącej i oleju mogłaby istotnie przyczynić się do poprawy sprawności mechanicznej silnika spalinowego pracującego w warunkach bardzo małych obciążeń i prędkości obrotowych.

Literatura

- [1] Kałużny J., Wpływ kształtu powierzchni nośnej tłoka na parametry filmu olejowego pokrywającego gładź cylindra, praca doktorska, Politechnika Poznańska, Poznań 2004.
- [2] I s k r a A., *Parametry filmu olejowego w węzłach mechanizmu tlokowo-korbowego silnika spalinowego*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2001.
- [3] I s k r a A., *Studium konstrukcji i funkcjonalności pierścieni w grupie tlokowo-cylindrowej*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1996.

190

MECHANIKA CZASOPISMO TECHNICZNE TECHNICAL TRANSACTIONS MECHANICS

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ 3-M/2012 ZESZYT 8 ROK 109 ISSUE 8 YEAR 109

JURAJ SANIGA, DALIBOR BARTA, MARTIN MRUZEK, JÁN REPKA, PETER TUČNÍK, PAVOL KUKUČA*

HEAT REGENERATOR OF STIRLING ENGINE WITH AN UNCONVENTIONAL MECHANISM FIK

REGENERATOR CIEPŁA W SILNIKU STIRLINGA Z NIEKONWENCJONALNYM MECHANIZMEM FIK

Abstract

The paper deals with the solution of the parts internal Stirling engine with an unconventional mechanism of FIK. In order to increase its efficiency the internal engine includes the heat regenerator. Its task is the accumulation of heat released from combustion chamber. It is therefore necessary to consider its appropriate design and material solutions. This paper deals with the simulation of media flow through the regenerator made with Fluent software

Keywords: regenerator, engine, FIK

Streszczenie

W artykule przedstawiono rozwiązanie wewnętrznych części silnika Stirlinga z niekonwencjonalnym mechanizmem FIK. Aby zwiększyć jego skuteczność, wewnątrz silnika umieszczono regenerator ciepła. Jego zadaniem jest akumulacja ciepła wydzielanego z komory spalania. Konieczne jest zatem przeanalizowanie odpowiednich rozwiązań konstrukcyjnych i materiałowych. W artykule przedstawiono symulację przepływu czynników przez regenerator, wykonaną za pomocą programu Fluent.

Słowa kluczowe: regenerator, silnik, FIK

^{*} Eng. Juraj Saniga, PhD. Eng. Dalibor Barta, Eng. Martin Mruzek, Eng. Ján Repka, Peter Tučník, prof. PhD. Eng Pavol Kukuča, Department of Automotive Technology, Faculty of Mechanical Engineering, University of Žilina.

1. Introduction

One way how to use the unconventional mechanism of engine FIK (Fitz, Istenic, Kokuca) [1] with inclined board is his modification in Stirling engine. In this design configuration Stirling engine use air as a driving medium which is heated in the heat cylinder from the cylinder wall and the cylinder head.

The basic concept of the Stirling engine with unconventional mechanism FIK with inclined board compose two heated and two cooled cylinders connected with regenerator. The basic dimensions of the piston group were taken from air cooled vehicle engine with the diameter of cylinders 75 mm and stroke 72 mm. At the proposal of this engine were used the theoretical calculations. Subsequently, was made the proposal of inclined board and other main dimensions of the engine. Then the 3D model was created in Catia V5R20 software. Figure 1 shows virtual model of unconventional mechanism FIK.



Fig. 1. Virtual model of Stirling engine with unconventional mechanism FIK: 1 – regenerator,
2 – cooled cylinder, 3 – swing plate, 4 – heated cylinder, 5 – flywheel, 6 – heat output, 7 – heat input
Rys. 1. Wirtualny model silnika Stirlinga z niekonwencjonalnym mechanizmem FIK: 1 – regenerator,
2 – cylinder chłodzony, 3 – płyta wahadłowa, 4 – ogrzany cylinder, 5 – koło zamachowe,
6 – odprowadzenie ciepła, 7 – doprowadzenie ciepła

2. Working principle

The heated cylinders are heated from outside with directed flow of heat air from hot-air device. The parameters of hot-air device are performance 2000 W, air flow 650 l/min and temperature of heated air from 50 to 600°C. Also next sources of heat can be used for heating for example gas-jet. The limiting factor is the temperature at the internal wall of cylinder, which due to maintain of lubricating properties of oil could not go over 240°C. In case of mechanism FIK are successive cylinders connected with regenerator by pipes. Phase shift between the pistons in heated and cooled cylinders is 90°. In order to achieve the highest thermal stability in the cylinders, the highest efficiency and performance of engine and the best utilize of heat, the design of engine includes the heat regenerator. Its role is to capture heat from the hot medium at his transfer to the cooled cylinder and backwards to release the heat to the heated cylinder when moving back. The thermodynamic properties of the Stirling engine are influenced by shape and dimensions of regenerator.

3. Regenerator and its simulation

Regenerator consists of a steel shell and core made of different filler (steel, aluminum spoons, respectively sawdusts with different porosity, rolled aluminum sheet, aluminum net with size 0.5 mm), see Fig. 2.



Fig. 2. Filler of the regenerator – steel spoons, aluminium net Rys. 2. Wypełniacz regeneratora – stalowe łyżki, siatka aluminiowa

Using of software FLUENT, we performed several simulation of work of regenerator connected to heated working and cooled swap cylinder. The Fluent program includes the possibility of modelling fluent flow, turbulence, heat transfer, reaction for the industrial applications, combustion in internal combustion engines and boilers. FLUENT provides complete mesh flexibility, including the ability to solve your flow problems using unstructured meshes that can be generated about complex geometries with relative ease. Supported mesh

types include 2D triangular/quadrilateral, 3D tetrahedral/ hexahedral/ pyramid/wedge/ polyhedral, and mixed (hybrid) meshes.

Program Fluent use these main steps of CFD analysis:

- the basic formulation of the task (problem definition),
- creating a geometric model and the control area (use of CAD system),
- creating boundary and initial conditions,
- set the correct physical model with regards to the studied problem,
- creation and generation of adequate mesh (structure, size, or local concentration).

CFD calculation (the assessment of convergence solution, eventually review of model parameters):

- data processing to obtain results,
- comparison with other results (experimental when available),
- critical evaluation of the obtained results.

For our problem was created 2D geometry of cylinders, pipes and regenerator (Fig. 3) in Catia software. Skatch was exported as a step file to the Gambit program, which is used to create of computing grid.



Fig. 3. Scatch of 2D geometry of cylinders, pipes and regenerator

Rys. 3. Szkic w 2D geometrii cylindrów, przewodów i regeneratora

The mesh presents system of distribution computing areas on 2D cells in two-dimension space as you can see on Fig. 4. Cell number belong among the main limiting factor of mathematical modelling, therefore the goal of every investigator is to reduce the number of cells to the minimum necessary regarding to the length of calculation time. Minimizing the number of cells should not be detrimental to the quality of the mesh.

Quality mesh consists of the sequential geometrically regular elements which are have approximately the same size and are regularly distributed throughout the computing area. A mesh can be triangular, square, tetrahedral or their combination.

194



Fig. 4. Computing mesh

Rys. 4. Siatka obliczeniowa

In our case it was used triangular elements of size 1 for meshing the regenerator and knees area. Cylinders areas were divided by rectangular elements. So divided areas can be easily used to set dynamic mesh with system layering.

Gambit allows also the definition of boundary conditions, which may be of two types:

- boundary conditions at the border,

conditions for the continuity areas.

After mesh creating and definition of the boundary conditions was the mesh exported to the FLUENT program as a .msh file. To move the pistons we use existing in-cylinder function in FLUENT.

For the simulation of air flow between the heated cylinder, cooled cylinder and regenerator of Stirling engine was necessary creating a profile file containing the values of piston stroke depending on the angle of rotation of the swing plate. The profile file was created on the base of the theory which is describing the kinematics unconventional mechanism FIK. In the calculation of piston stroke for each cylinders was used the equation (1).

$$z_{p} = z + \sqrt{l_{0}^{2}} - (x_{ov} - x)^{2} - (y_{ov} - y)^{2}$$
(1)

where:

piston stroke

 Z_p coordinate (z) of the piston pin on swing plate, z

coordinate (y) of the piston pin on swing plate, v

coordinate (x) of the piston pin on swing plate, х

coordinate (x) axis of cylinder according to crankshaft axis, x_{ov}

coordinate (z) axis of cylinder according to crankshaft axis, Y_{ov}

length of the connecting rod.

The piston stroke is influenced by pitch angle of swing plate, radius of swing plate, length of connecting rod, position of the cylinders axis.

In the case that the swing plate is not moving, the turning of the top plate according to the bottom plate can change the compression ratio and piston stroke. Above – mentioned data are referred to the base coordinate system, which passes through the crankshaft axis. The basic coordinate system, as well as the methodology calculation of the piston stroke is reported in the literature [1].

Proposed and considered were regenerators with different size, work areas, different volume, filling, material and porosity. The basic requirement for regenerator is to capture the maximum amount of heat contained in the working medium-air, when moving from the heated to cooled cylinder and then backward to reabsorb it when moving of cooled air from cooled cylinder to heated cylinder.

It is therefore necessary to propose a regenerator with a space large enough and not too big volume, lowering the final compression engine ratio. The first draft regenerator highlighted the need to synchronize the regenerator size and rotational speed of rotation plate.

Higher speeds reduce time for heat transfer from the working medium into the regenerator material and increased demands placed on the resulting effective surface area of regenerator. The simulation shows the problem of local overheating of the thermal energy recovery system in the knee over the cooled cylinder what was occurred due to a high speed and insufficient dimensioned surface of regenerator.

Regenerator in this case remained cold, respectively was heated only about small temperature. Due to too intense flow through the regenerator the accumulation of heat was not sufficient. Reducing the engine speed was obtained slower flow and increase of the value of accumulated heat in the regenerator. The value of the accumulated heat depends on the properties as regenerator fillers porosity, thermal conductivity, its surface and shape.

Comparison of the effect of regenerator on the course of temperatures in the cooling and the heating cylinder, depending on the regenerator material can be seen in Fig. 5 to 8. As the filler were used steel and aluminium spoons. In both cases the regenerator had the same dimensions, the porosity and the engine speed.



Fig. 5. Distribution of temperatures in the cylinders and regenerator – filler regenerator material steel Rys. 5. Rozkład temperatur w cylindrach i w regeneratorze – wypełniacz regeneratora: stal

196



Fig. 6. Distribution of temperatures in the cylinders and regenerator – filler regenerator material aluminium

Rys. 6. Rozkład temperatur w cylindrach i w regeneratorze - wypełniacz regeneratora: aluminium



Fig. 7. The course of the temperatures in heating (white) and cooling (red) cylinder – steel Rys. 7. Przebieg temperatur w cylindrze grzanym (biały) i chłodzonym (czerwony) – stal



Fig. 8. The course of the temperatures in heating (white) and cooling (red) cylinder - aluminium



As shown in Fig. 5 and 6 the temperature difference between beginning and end of the regenerator in the case of steel filler was approximately 90 degrees after 90 seconds of the calculation and in the case of aluminium only 50 degrees. In both cases, there came to overheating of the regenerator along the entire length and to penetrating of cooled cylinder with heated air. It caused that the air temperature in the cooled cylinder has risen to unacceptable values. See red line in Fig. 7 and 8.



Fig. 9. Distribution of temperatures in the cylinders and regenerator – porosity 0.961
 Rys. 9. Rozkład temperatur w cylindrach i regeneratorze – porowatość 0,961



Fig. 10. Distribution of temperatures in the cylinders and regenerator - porosity 0.85



At the design of the regenerator was considered with metal spoons respectively saw-dusts as the filler of the regenerator. These were simulated as a porous material with a porosity of 0.961 or 0.85 and it corresponding resistances. The simulation considered with constant engine speed, regenerator diameter 18 mm, aluminium wire net as filler. Effect of porosity on the distribution and course of temperatures can be observed in Fig. 9 to 14.



Fig. 11. Average temperature of regenerator – porosity 0.961Rys. 11. Średnia temperatura regeneratora – porowatość 0,961



Fig. 12. Average temperature of regenerator - porosity 0.85



Figures 9 and 10 show that at the filling with the lower value of porosity the heat transfer from warmer to colder part of regenerator is not so fast. Using of more porous material will be at the same time period obtained higher average temperature of regenerator but lower temperature of air in heated cylinder. It means that less porous material can better accumulate and backward release accumulated heat.



Fig. 13. The course of the temperatures in heating (white) and cooling (red) cylinder – porosity 0.961
Rys. 13. Przebieg temperatur w cylindrze grzanym (biały) i chłodzonym (czerwony) – porowatość 0,961





The temperature difference in heated cylinder during piston stroke is at less porous material almost four times higher, see Fig. 13 and 14. Decreasing of porous amount decrease transfer area what affects regenerator power. On the other side the increase of transfer area causes increase of power but only to certain extent depending on heat amount which is the material able to absorb.

Effect of active surface of regenerator on the course of temperatures was observed too, see Fig. 15 to 20. In this case, it must be said, that there was no unregistered some temperature difference between hot and cold part of the regenerator. In connection with the increase in the diameter of regenerator there was an overall downward shift in the temperature field.



Fig. 15. Distribution of temperatures in the cylinders and regenerator – Dreg = 22 mm Rys. 15. Rozkład temperatur w cylindrach i regeneratorze – Dreg = 22 mm



Fig. 16. Distribution of temperatures in the cylinders and regenerator – Dreg = 18 mmRys. 16. Rozkład temperatur w cylindrach i regeneratorze – Dreg = 18 mm



Fig. 17. Average temperature of regenerator – Dreg = 22 mmRys. 17. Średnia temperatura regeneratora – Dreg = 22 mm

202



Fig. 18. Average temperature of regenerator - Dreg = 18 mm

Rys. 18. Średnia temperatura regeneratora – Dreg = 18 mm

At the regenerator with smaller diameter Dreg = 18 mm were achieved higher average temperatures in heated cylinder than in the regenerator with Dreg = 22 mm and it in the ratio 490/430 K. Simultaneously the variance of temperature during the working stroke of a smaller diameter was bigger and it in proportion 90/60 K. Also the regenerator temperature was higher in smaller regenerator.

Larger transfer area allows increase the engine speed. Whilst maintaining the same speed increasing area does not make sense.



Fig. 19. The course of the temperatures in heating (white) and cooling (red) cylinder – Dreg = 22 mmRys. 19. Przebieg temperatur w cylindrze grzanym (biały) i chłodzonym (czerwony) – Dreg = 22 mm

203





Fig. 20. The course of the temperatures in heating (white) and cooling (red) cylinder – Dreg = 18 mmRys. 20. Przebieg temperatur w cylindrze grzanym (biały) i chłodzonym (czerwony) – Dreg = 18 mm

During simulations was investigated the ability to capture the heat in regenerator as much as to cause the least affect of temperature of air entering the cooled cylinder, ergo, that the air leaving the regenerator has the temperature closest to the temperature in a cooled cylinder. Comparing flow and heat transfer in the regenerator was shown that the number of air embossed from hot cylinder must be smaller than the volume of the regenerator. This ensures that the end of the regenerator will be not heated and there will not come to penetrating of uncooled air to the cooled cylinder, see Fig. 21 and 22.



Fig. 21. Distribution of temperatures in the cylinders and regenerator – Dreg = 35 mm, steel Rys. 21. Rozkład temperatur w cylindrach i regeneratorze – Dreg = 35 mm, stal



Fig. 22. Distribution of temperatures in the cylinders and regenerator – Dreg = 35 mm, aluminiumRys. 22. Rozkład temperatur w cylindrach i regeneratorze – Dreg = 35 mm, aluminium



Fig. 23. Average temperature of regenerator - Dreg = 35 mm, steel Rys. 23. Średnia temperatura regeneratora - Dreg = 35 mm, stal



Fig. 24. Average temperature of regenerator – Dreg = 35 mm, aluminium

Rys. 24. Średnia temperatura regeneratora – Dreg = 35 mm, aluminium

On the Fig. 24 we can show that aluminium regenerator steadied after a relative short time compared to steel regenerator in the Fig. 23. This was due better ability aluminium heat transfer and together higher value of specific heat capacity. As seen in Fig. 26. aluminium filling is able to absorb and release the gained heat much more which corresponds with higher difference of temperature in the heated cylinder. Because the steel can not release enough heat in short time, the average temperature of regenerator with steel filling continue in increase as shown in Fig. 23. On the basis of this solution is able to suppose that the steel regenerator would overheat after definitely time along its entire length and release the heat into the cooled cylinder, what is undesirable.



Fig. 25. The course of the temperatures in heating (white) and cooling (red) cylinder – Dreg = 35 mm, steel Rys. 25. Przebieg temperatur w cylindrze grzanym (biały) i chłodzonym (czerwony) – Dreg = 35 mm, stal





Rys. 26. Przebieg temperatur w cylindrze grzanym (biały) i chłodzonym (czerwony) – Dreg = 35 mm, aluminium

5. Conclusion

Thermodynamic properties of regenerator directly affect the size engine speed. On their size has a similar effect ability heated cylinder warm transform fed heat into the inside of the cylinder.

Simulations showed that at the regenerator design is important to ensure the correct choice of material filling regenerator, its shape, dimensions and transfer area. The paper reviewed two materials with different physical properties. It was investigated the regenerator filling in terms of porosity, the size of the optimum regenerator volume and material properties.

Materials with higher porosity allow better heat storage and its subsequent release, what results in decreased average temperature in the regenerator. Too low value of porosity can result in an excessive increase in flow resistances through the porous regenerator, which will worsen the thermodynamic properties of the system.

By designing a very large volume of regenerator, it loses its function because there is no sufficient accumulation of heat in the whole volume. Too little volume of regenerator conversely causes its overheating, what result in entry hot medium into the cooled cylinder and the violation of its isothermal equilibrium.

The decisive criterion for the optimal design of the regenerator is chose of material with appropriate physical properties. The simulation showed that aluminum as a material has the best properties for the function of regenerator. In contrast to steel, aluminium allows to release and accumulate approximately three times more heat, resulting in higher performance of the Stirling engine. The advantage of aluminium regenerator is also that it is able to stabilize itself, compared with steel, for a very short time.

This contribution was created within the framework of the project VEGA 1/0763/11, which is supported by the Ministry of Education of the Slovak Republic.

Literature

[1] K u k u č a P. et al., *NEKOMOT 2002*, Vydavateľstvo EDIS ŽU v Žiline, 2002.

SOPISMO TECHNICZNE

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ 3-M/2012 ZESZYT 8 ROK 109 ISSUE 8 YEAR 109

WOJCIECH SZCZYPIŃSKI-SALA*

NIEKTÓRE WŁASNOŚCI MIESZANIN OLEJÓW ROŚLINNYCH I PALIW DO SILNIKÓW O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM

SELECTED PROPERTIES OF VEGETABLE OIL AND FUEL BLENDS FOR DIESEL ENGINE

Streszczenie

W artykule zaprezentowano wyniki badań wybranych własności paliw do silników o zapłonie samoczynnym. Paliwa ze źródeł odnawialnych wprowadzane są obecnie na coraz szerszą skalę. Stosowanie paliw wytwarzanych z surowców roślinnych pozwala na obniżenie emisji dwutlenku węgla do atmosfery w całym cyklu produkcji i użytkowania paliwa. Do olejów napędowych stosowane są domieszki biokomponentów, takich jak alkohole czy rafinowany olej rzepakowy. Domieszki tego typu wpływają na własności paliwa, jego gęstość i lepkość, a zwłaszcza własności smarne. W artykule opisano wyniki prób oceny własności smarnych mieszanek oleju napędowego z metanolem oraz rafinowanym olejem rzepakowym.

Słowa kluczowe: paliwa, biopaliwa, smarność, aparat czterokulowy

Abstract

Paper presents selected properties of the tested fuels, which could be used for diesel engine fueling. Alternative fuels are one solution to improve future engine development. Biofuels are, so called "carbon neutral fuels", because if vehicles are run on biofuels, no additional carbon dioxide is released into the atmosphere. Use of biodiesel is one solution to improving the lubricity of diesel fuels too. The rape oil can reduce friction when used as an additive in diesel fuel. Oil from crushed oil-seed rape can be blended with mineral fuel. The paper presents ethanol and refined rape oil as blending components for fossil fuel. In the paper bench tests comparing friction and wear characteristics of the fuel blends with rape oil are described. The results were obtained in laboratory tests using the four-ball wear test stand.

Keywords: fuel, biofuel, lubricity, four ball test

^{*} Dr inż. Wojciech Szczypiński-Sala, Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

Na całym świecie zużycie ropy naftowej stale rośnie. W dużej części stanowi ona surowiec do produkcji paliw silnikowych. Wynika stąd coraz bardziej paląca potrzeba szerszego stosowania paliw alternatywnych. Jednym z rozwiązań jest wykorzystanie biopaliw, czyli paliw pochodzących z produktów roślinnych, takich jak alkohole, czy oleje roślinne.

Wskazane rozwiązanie stanowi jednocześnie sposób spełnienia coraz ostrzejszych ograniczeń wielkości emisji gazów do atmosfery, bowiem stosowanie paliw wytwarzanych z surowców roślinnych pozwala na obniżenie emisji gazów cieplarnianych w całym cyklu produkcji i użytkowania paliwa. Stwarza możliwość obniżenia emisji węglowodorów, tlenku węgla i cząstek stałych przy spalaniu paliwa w silniku. Zatem są to niewątpliwie korzyści środowiskowe wykorzystania takich paliw. Kolejna znaczącą ich zaletą jest łatwość produkcji – nie wymagają stosowania zaawansowanych technologii. Biopaliwa rzepakowe z tego punktu widzenia to rozwiązanie znacznie lepsze niż paliwa mineralne. Są to paliwa niewątpliwie bardziej ekologiczne, nietoksyczne i pochodzące z odnawialnego źródła. Biopaliwa ulegają degradacji szybciej niż ropopochodny olej napędowy, nie zawierają siarki ani węglowodorów aromatycznych. Ich właściwości odbiegają jednak nieco od właściwości oleju napędowego, co wymusza konieczność ich bardziej wnikliwej oceny [3, 4].

Ocena przydatności każdego paliwa silnikowego wymaga szerokiego zakresu badań, zarówno laboratoryjnych, pozwalających ocenić własności fizyko chemiczne paliwa, jak i badań silnikowych na hamowni i eksploatacyjnych. Własności paliwa decydowały będą o ilości powstających osadów i nagarów. Wykorzystanie paliwa o odmiennych cechach wpływa również na wielkość emisji składników toksycznych, które podlegają ograniczeniom ujętym w normach. Nie bez znaczenia też pozostaje wpływ paliwa na stopień zużycia poszczególnych elementów silnika, w tym układu korbowo-tłokowego, łożysk, a zwłaszcza smarowanych paliwem elementów układu zasilania [5, 6].

2. Wykorzystanie biopaliw

Możliwości zastosowania olejów roślinnych jako paliwa do silników spalinowych były rozważane praktycznie od momentu pojawienia się tego rodzaju silników. Próby zastosowania surowego, tłoczonego oleju roślinnego do zasilania silników o zapłonie samoczynnym (ZS) podejmowano już od lat 50. ubiegłego wieku. Silnym impulsem do intensyfikacji prac w tym zakresie i wykorzystania przemysłowego roślin oleistych stały się kryzysy paliwowe w latach 70. Zaczęto postrzegać rośliny jako odnawialne źródło ekologicznych paliw do silników spalinowych. Rozważano miedzy innymi możliwość wykorzystania mieszanin olejów roślinnych z olejem napędowym. Oleje roślinne dają się mieszać z paliwami z ropy naftowej w dowolnych proporcjach. Jak się wydaje, jest to najprostszy sposób umożliwiający zastosowanie oleju roślinnego jako paliwa do silników ZS bez konieczności wprowadzania istotnych zmian konstrukcyjnych silnika.

Spośród alkoholi, jako potencjalne paliwa, najczęściej brane są pod uwagę alkohol metylowy i etylowy. Wiele ich cech jednak stwarza trudności przy próbach stosowania w czystej postaci. Można tu wskazać własności korozyjne i niszczące działanie na niektóre tworzywa sztuczne, a także słabe własności smarne. W przypadku prób zastosowania alkoholi do zasilania silników wysokoprężnych konieczne okazują się zmiany konstrukcyjne, a co najmniej znaczące zmiany regulacyjne silnika. Największe możliwości aplikacji wydają się dawać roztwory alkoholi w oleju napędowym. Również stosowanie olejów roślinnych bezpośrednio, bez przetworzenia jako paliwa, do silników ZS napotyka trudności wynikające z ich odmiennych od ropopochodnego oleju napędowego cech fizykochemicznych. Odmienność ta pojawia się głównie ze względu na obecność w surowym oleju większej liczby wiązań nienasyconych, czego konsekwencją jest jego mniejsza odporność termiczna i oksydacyjna. Drugim bardzo istotnym czynnikiem ograniczającym jest ich zbyt duża lepkość, która może jeszcze się zwiększać w wyniku reakcji polimeryzacji składników o charakterze nienasyconym. Estry glicerynowe kwasów tłusz-czowych w postaci wielocząsteczkowych struktur, które są głównym składnikiem olejów roślinnych, przyczyniają się również do zanieczyszczania komory spalania silnika.

3. Zakres prowadzonych prób

W laboratorium Instytutu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych wykonano próby oceny własności kilku kompozycji paliw. W celu oceny własności mieszanin przeprowadzono pomiary gęstości metodą piknometryczną, lepkości oraz smarności. Porównawczej ocenie poddano oleje napędowe – zimowy i letni, oraz ich mieszaniny z etanolem, rafinowanym olejem rzepakowym, uzyskiwanym na drodze zimnego tłoczenia nasion rzepaku, a dodatkowo mieszanin z lekką benzyną, otrzymywaną przez obróbkę frakcji ropy naftowej, będącej złożoną mieszaniną węglowodorów o liczbie atomów węgla głównie w zakresie od C4 do C11, wrzących w zakresie temperatur od ok. –20 do 190°C.

Badania wykonano na przygotowanych następujących próbkach paliw: olej napędowy, rafinowany olej rzepakowy, mieszaniny oleju napędowego z olejem rzepakowym dodanym w ilości 3, 5 i 10% objętościowo, mieszaniny oleju napędowego z benzyną lekką dodaną w ilości 2, 5 i 10% objętościowo, oraz mieszaniny z etanolem w takich samych proporcjach. Zestawienie badanych mieszanin przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1

	Udział składnika w mieszaninie [%]										
Olej napędowy	100	-	97	95	90	98	95	90	98	95	90
Olej rzepakowy	-	100	3	5	10	-	-	-	-	-	-
Benzyna lekka	-	-	-	-	-	2	5	10	-	-	-
Etanol	-	_	-	-	-	-	-	-	2	5	10

Zestawienie badanych paliw

Ocenę smarności przeprowadzono na aparacie czterokulowym. Elementami badawczymi były standardowe kule (zgodnie z zaleceniami norm dotyczącymi aparatu czterokulowego) o średnicy ½" każda, wykonane ze stali łożyskowej ŁH15 o twardości 62–66 HRC i chropowatości powierzchni Ra = 0,032 μ m. Wszystkie kule przed testami były dokładnie odtłuszczane. Kula zamocowana w górnym uchwycie obracała się wraz z nim z prędkości 1500 br./min, co odpowiada prędkości tarcia 0,55 m/s. Początkowa temperatura próbek paliwa wynosiła 20°C. Obciążenie przyłożone podczas współpracy kul wynosiło 200 N. Z wagi na to, że punkty styku kul leżą poza osią wrzeciona napędu uchwytu górnej kulki, elementy testowe, którymi są współpracujące kulki, poddane są następującym obciążeniom: 212

- obciążenie nadane P obciążenie przyłożone do współpracujących elementów,
- obciążenie rzeczywiste kulek P_{rzecz}, tzn. obciążenie, które występuje między dolnymi kulkami a kulką górną; oblicza się je według rozkładu sił w układzie regularnego czworościanu P_{rzecz} = 0,408 P,
- ścianu P_{rzecz} = 0,408 P,
 nacisk właściwy p_{wł}, tzn. nacisk, który przypada na zwiększoną w wyniku zużycia powierzchnię styku kul

$$p_{\rm wl} = \frac{0,52P}{d^2}$$

gdzie:

– średnica śladu zużycia przy danym obciążeniu P;

0,52 – współczynnik przeliczeniowy,

obciążenie skorygowane

$$P_{\rm skor} = \frac{PD_H}{d}$$

gdzie:

- P obciążenie nadane [N];
- D_H średnica odkształcenia sprężystego kulki według Hertza przy danym obciążeniu statycznym; można ją obliczyć ze wzoru:

$$D_H = 0,0873\sqrt[3]{P}$$

Dla każdej z próbek paliw wykonano testy trwające 60 minut, a dla każdej serii pomiarów przeprowadzono co najmniej trzy powtórzenia testu. Po każdym z testów mierzono średnicę śladów tarcia pozostałych na elementach testowych. Pomiary wykonywano na mikroskopie optycznym Nikon MM-40, mierząc średnicę równolegle i prostopadle do widocznych śladów tarcia na trzech kulkach z danego testu, a następnie liczono średnią arytmetyczną, którą przyjmowano za średnią średnicę śladu w danym teście badawczym. Sposób pomiaru ilustruje rys. 1, na którym przedstawiono obraz śladu tarcia na kulce w powiększeniu.



Rys. 1. Widok śladu tarcia na kulce i jego wymiar Fig. 1. Trace on the test ball and his width

4. Własności mieszanek paliw

Przedstawione poniżej wyniki pomiarów wskazują zróżnicowanie ocenianych własności czystego oleju napędowego i jego mieszanek z biododatkami.

Różnica pomiędzy gęstością oleju napędowego i oleju rzepakowego przekracza 10%. Przy małych domieszkach oleju rzepakowego gęstość wzrasta nieznacznie, przy 10% jego dodatku otrzymane paliwo charakteryzuje się gęstością od 830 do 850 kg/m³ – w zależności od oleju napędowego będącego podstawą mieszaniny, co obrazuje rys. 2. Dla porównania oleje napędowe wykorzystane do sporządzenia mieszanek miały gęstość równą odpowiednio 818 kg/m³ dla oleju 1 i 829 kg/m³ dla oleju 2. Dodanie do oleju napędowego zarówno metanolu, jak i lekkiej benzyny wpływa jedynie nieznacznie na gęstość uzyskanej mieszaniny. W granicach do 10% dodatku gęstość zmienia się maksymalnie jedynie o 0,3%. Znacznie bardziej istotne różnice dają się zauważyć w przypadku lepkości. Olej rzepakowy ma wysoką lepkość – z pomiarów wynika, iż przewyższa ona ponad 20-krotnie lepkość oleju napędowego. Podczas gdy lepkość oleju napędowego w temperaturze 20°C wynosi 4,5 mPa s to rafinowanego oleju rzepakowego wynosi 74 mPa s. Dla 10% mieszaniny wzrost lepkości można ocenić na poziomie kilku procent, wynosiła ona bowiem dla tej mieszaniny 5,5 mPa s, jak jest to widoczne na rys. 4. W przypadku dodatku etanolu lepkość paliwa ulegała niewielkiej zmianie rzędu 3%, natomiast dodatek benzyny powodował obniżenie lepkości o około 30%, co ilustruje rys. 5.

Można stwierdzić, iż o ile sam rafinowany olej rzepakowy lepkością znacznie odbiega od paliw ropopochodnych, o tyle jego mieszaniny z olejem napędowym, podobnie jak mieszaniny oleju napędowego z etanolem lub benzyną, mają własności zbliżone do powszechnie stosowanych paliw.



Rys. 2. Gęstość mieszanek oleju napędowego i oleju rzepakowego

Fig. 2. Density of tested fuel and rape oil blends



Rys. 3. Gęstość mieszanek oleju napędowego z benzyną i etanolem Fig. 3. Density of tested fuel and light petrol, ethanol blends



Rys. 4. Wyznaczona lepkości paliwa z zależności od zawartości oleju rzepakowego Fig. 4. Fuel blend viscosity plotted against rape oil percentage

Testy wykonane na aparacie czterokulowym potwierdzają dobre właściwości smarne ocenianych paliw z dodatkiem rafinowanego oleju rzepakowego. Wymiary śladów, które pozostały na testowych kulkach, w porównaniu z czystym olejem napędowym są mniejsze w ich przypadku o kilkanaście procent, przy 10% dodatku oleju rzepakowego, a już 3% dodatek powoduje zmniejszenie śladu o około 5%. Współpraca w testowym węźle odbywała się przy średnim nacisku właściwym większym od 10 do 25%. Będzie on największy dla najmniejszego wymiaru śladu zużycia, co występuje dla mieszaniny oleju napędowego i 10%, największego z ocenianych, dodatku rafinowanego oleju rzepakowego. Zestawienie dla poszczególnych prób średnich wymiarów śladów zużycia oraz odpowiadającemu im obciążeniu właściwemu, które przypada na zwiększoną w wyniku zużycia powierzchnię styku kul i obrazuje skalę zmiany obciążenia jednostkowego na powierzchni kontaktu elementów testowych, przedstawiono na rys. 6.

Etanol charakteryzuje się bardzo słabymi własnościami smarnymi, dlatego też wraz ze wzrostem procentowego udziału etanolu w mieszance obserwowano coraz większy wymiar skazy na kulkach po próbie smarności. Dodatek 10% etanolu powodował wzrost wymiaru skazy o 50%. Oznacza to, że maksymalne naciski na powierzchni współpracy podczas testu nie przekraczały 155 N/mm² i były ponad połowę mniejsze niż przy czystym oleju napędowym. Już 2% dodatek etanolu powodował wzrost wymiaru skazy na kulkach o 12%. Mniejszy wpływ na pogorszenie własności smarnych ma dodatek lekkich frakcji benzyny, bowiem 10% dodatek powodował wzrost wymiaru skazy o 20%. Naciski na powierzchni współpracy wynosiły 225 N/mm², czyli były niespełna 40% mniejsze niż w przypadku oleju napędowego. Ilustrują to odpowiednio wykresy na rys. 7 i 8.



Rys. 5. Wyznaczona lepkość paliwa w zależności od zawartości lekkiej benzyny i etanolu Fig. 5. Fuel blend viscosity plotted against light petrol and ethanol percentage



Rys. 6. Średni wymiar skazy po testach oraz średni nacisk właściwy na powierzchni kul podczas prób przy różnej zawartości oleju rzepakowego

Fig. 6. Mean width of the trace on the balls, and mean specific pressure on the ball surface during test with rape oil



Rys. 7. Średni wymiar skazy po testach oraz średni nacisk właściwy na powierzchni kul podczas prób przy różnej zawartości etanolu

Fig. 7. Mean width of the trace on the balls, and mean specific pressure on the ball surface during test with ethanol


Rys. 8. Średni wymiar skazy po testach oraz średni nacisk właściwy na powierzchni kul podczas prób przy różnej zawartości benzyny

Fig. 8. Mean width of the trace on the balls, and mean specific pressure on the ball surface during test with light petrol

5. Wnioski

Olej rzepakowy uzyskiwany w procesie tłoczenia z nasion rzepaku pod wieloma względami zbliżony jest do tradycyjnie stosowanych paliw ciekłych, jednak charakteryzuje się znacznie wyższą lepkością, co stanowi istotną przeszkodę w wykorzystaniu go w czystej postaci. Mieszaniny rafinowanego oleju rzepakowego z olejem napędowym są alternatywą dla paliw ropopochodnych, jak również estrów oleju rzepakowego z uwagi na energochłonność i koszty takiego przerobu surowego oleju.

Na podstawie przedstawionych wyników pomiarów można wnioskować, iż nawet mały dodatek rafinowanego oleju rzepakowego do oleju napędowego wpływa korzystnie na własności smarne takiego paliwa. Czysty olej napędowy wykazuje się słabszymi własnościami smarnymi w porównaniu z pozostałymi badanymi paliwami.

Dodatki etanolu i lekkiej benzyny do oleju napędowego bardzo znacząco pogarszają własności smarne. Mieszanki takie nie spełniają wymagań smarnościowych jako paliwa do silników o zapłonie samoczynnym.

Paliwa będące mieszaninami oleju napędowego i rafinowanego oleju rzepakowego mogą zapewnić odpowiednie smarowania ruchomym częściom aparatury wtryskowej i z tego punktu widzenia z powodzeniem mogą być wykorzystywane do zasilania silników o zapłonie samoczynnym.

Literatura

- [1] Goodrum J.W., Gell er D.P., *Influence of fatty acid metyl esters from hydroxylated vegetable oils on diesel fuel lubricity*, Bioresource Technology 96, 2005.
- [2] Norma BN-77/0535-46.
- [3] Qu J., Truhnan J.T., Blau P.J., Investigation of the scuffing characteristics of candidate material for heavy duty diesel fuel injectors, Tribology International 38, 2005.
- [4] Qu J., Truhnan J.T., Blau P J., Scuffing transition diagrams for heavy duty diesel fuel injector material In ultra low – sulphur fuel – lubricated environment, Wear 259, 2005.
- [5] Szczypiński-Sala W., Strzępek P., Własności smarne wybranych kompozycji biopaliw do silników o zapłonie samoczynnym, Czasopismo Techniczne z. 8-M/2008, Kraków 2008.
- [6] Wain K.S., Perez J.M., Chapman E., Boehman A.L., Alternative and low sulfur fuel options: boundary lubrication performance and potential problems, Tribology International 38, 2005.

MECHANIKA CZASOPISMO TECHNICZNE TECHNICAL TRANSACTIONS MECHANICS

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ 3-M/2012 ZESZYT 8 ROK 109 ISSUE 8 YEAR 109

MAREK IDZIOR, WOJCIECH KARPIUK, MACIEJ BIELIŃSKI, TOMASZ BOROWCZYK, PAWEŁ STOBNICKI*

BADANIE WPŁYWU LICZBY I ŚREDNICY OTWORKÓW ROZPYLACZA NA PARAMETRY WTRYSKU BIOPALIW RZEPAKOWYCH

INFLUENCE OF NUMBER AND DIAMETERS OF NOZZLE SPRAYING HOLES ON RAPE BIOFUELS INJECTION PARAMETERS

Streszczenie

W artykule dokonano analizy możliwości poprawy rozpylenia biopaliw rzepakowych – brano pod uwagę nieprzetworzony olej rzepakowy oraz estry metylowe kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego, a rezultaty odniesiono do paliwa konwencjonalnego. W badaniach wykorzystano dwa rozpylacze różniące się liczbą otworków rozpylających i ich średnicą. Wtrysk paliwa był rejestrowany za pomocą systemu EVS 513D (Engine Video System) produkcji AVL, co pozwoliło na szczegółową analizę procesu. W analizie wyników brano pod uwagę zasięg strugi, kąt rozwarcia stożka strugi, powierzchnię strugi oraz ich warstwice.

Słowa kluczowe: wtrysk, rozpylenie, rozpylacze, biopaliwa rzepakowe

Abstract

The subject of this paper is an analysis of the possible improvement in the spraying process of biofuels – unprocessed rape oil and fatty acid methyl esters were taken into consideration, and obtained results were related to conventional fuel. Two types of nozzles, which have a different in number of holes and its diameters, were used during investigation. Fuel injection was recorded thanks to EVS 513D (Engine Video System) by AVL, which allows to detailed analysis of process. During such analysis penetration of the fuel stream, fuel stream's angle, fuel stream's surface and contour lines of fuel stream were taken into consideration.

Keywords: injection, spraying, nozzles, rape seed biofuels

^{*} Dr hab. inż. Marek Idzior, prof. PP, dr inż. Wojciech Karpiuk, mgr inż. Maciej Bieliński, mgr inż. Tomasz Borowczyk, mgr inż. Paweł Stobnicki, Instytut Silników Spalinowych i Transportu, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Politechnika Poznańska.

W celu poprawienia, wymieszania paliwa z powietrzem coraz częściej w nowo konstruowanych układach zasilania wykorzystuje się rozpylacze o zwiększonej liczbie otworów. Obecność dodatkowych strug skutkuje lepszym rozprzestrzenianiem się wypływającego paliwa w komorze spalania. Przy zwiększaniu liczby otworków zwiększa się tym samym wielkość sumarycznego przekroju przepływowego paliwa z rozpylacza. Dlatego też należy pamiętać o zmniejszeniu średnicy każdego z otworków rozpylacza. Opisywane wielkości należy przy tym dobierać bezpośrednio do komory spalania – zmniejszenie średnic otworów powoduje zwiększanie prędkości wypływu strugi paliwa, co może skutkować jej wydłużeniem. Zwiększony zasięg czoła strugi może powodować trafianie cząstek paliwa na ścianki komory spalania, co w niekorzystny sposób odbija się na emisji związków szkodliwych.

W badaniach postanowiono sprawdzić wpływ liczby otworków rozpylających i_r , a tym samym ich średnicy d_o na osiągane parametry strug wybranych paliw. Przedmiotem przeprowadzonych badań był proces rozpylenia oleju rzepakowego nieprzetworzonego (OR), estrów metylowych kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego (EMKOR) i oleju napędowego (ON). Wykorzystano 2 rozpylacze, z czego jeden posiadał większą liczbę kanalików wylotowych (rozpylacz nr 7), ale jednocześnie średnica każdego z otworów była mniejsza w stosunku do otworków rozpylacza drugiego (rozpylacz 3). Zestawienie szczegółowe parametrów konstrukcyjnych obu rozpylaczy zamieszczono w tabeli 1.

Tabela 1

SPRAWDZANY PARAMETR								
oznaczenie rozpylacza	typ: St – studzienka BS – bez studzienki	liczba otworków rozpylających i_r	średnica otworu rozpylającego d_o [mm]	rodzaj wykonania kanalików wtryskowych: <i>W</i> – walcowe <i>S</i> – stożkowe	średnica gniazda przylgni iglicy d_g [mm]	typ wykonania iglicy: úcićcie na , 0,2 mm lub stoýek na ř 1,1 mm [95°]	wartość wypływu hydraulicznego P = 10 MPa, t = 1min [cm³/min]	ciśnienie początku pracy p_ _{ow} [Mpa]
1	2	3	4	5	6	7	8	9
WYNIKI POMIARÓW								
3	BS	7	0,18	W	2,1	95°	1132	39,9
7	BS	10	0,15	W	2,1	95°	1161	38,5

Parametry konstrukcyjne i parametry pracy rozpylaczy nr 3 i 7 (kolorem zaznaczono rozpatrywane wielkości)

2. Stanowisko badawcze

Podczas pomiarów na specjalnie do tego celu skonstruowanym stanowisku (rys. 1) rejestrowano rozpylenie paliw z wtryskiwacza umieszczonego w komorze otwartej, w której panowały warunki otoczenia. Posłużono się m.in. systemem EVS 513D (Engine Video System) produkcji AVL, który umożliwia rejestrację szybkozmiennych procesów fizycznych, dzięki specjalnie do tego przygotowanej kamerze. Układ pomiarowy wykorzystuje technikę stroboskopową. Oznacza to wykonywanie kolejnych zdjęć po wielu następujących po sobie cyklach wtrysku.



Rys. 1. Schemat stanowiska do badań wizualizacyjnych procesu rozpylenia

Fig. 1. Spraying visualization research stand

Kąt wtrysku, czas trwania impulsu elektrycznego otwarcia wtryskiwacza dla poszczególnych części dawek wtryskiwanego paliwa oraz inne parametry pracy zadawane były za pomocą programu Engine Control, który zainstalowano w komputerze zarządzającym systemem Control CR.

W badaniach użyty został układ z wysokociśnieniową pompą typu *common rail*. Zastosowana pompa była napędzana pasem zębatym za pomocą silnika elektrycznego, którego prędkość obrotową regulowano dzięki użyciu falownika prądu przemiennego. Sterowanie układem odbywało się dzięki wykonanemu na specjalnie zamówienie, elektronicznemu regulatorowi pracy układu typu *common rail*. Regulator, w którym zabudowano falownik prądu przemiennego służący do zmiany prędkości obrotowej silnika elektrycznego, posiada możliwość sterowania ciśnieniem wtrysku paliwa. Stanowisko posiada ponadto możliwość regulowania i utrzymywania na stałym poziomie temperatury paliwa, co było istotne w związku z wykorzystaniem biopaliw. W tym celu użyty został termistorowy czujnik temperatury, za którym na przewodzie umieszczony został zawór regulacyjny, pozwalający na kierowanie paliwa w obieg grzany, bądź chłodzony. Sterowanie zaworem na podstawie wskazań termistora odbywało się w sposób automatyczny dzięki specjalnie do tego celu wykonanemu regulatorowi temperatury paliwa. Wartość temperatury wyniosła $T_{wtr} = 55^{\circ}$ C. Ciśnienie wtrysku każdego z użytych paliw wynosiło $p_{wtr} = 40$ MPa.

3. Wyniki badań

W analizie podjęto ocenę dwóch aspektów. W pierwszym z nich należało wziąć pod uwagę wpływ paliwa, w drugim natomiast wpływ konstrukcji rozpylacza na osiągane parametry rozpylanych strug. Wnioskowanie odbywało się przez łączenie ze sobą dwóch powyższych aspektów.

Porównując proces wtrysku dwóch najbardziej różniących się właściwościami fizykochemicznymi paliw (ON i OR), można zauważyć pewne różnice już przy jego inicjacji. Na rysunku 2 przedstawiono kilka stanów rozprzestrzeniania się strug. Widoczne są zdjęcia 0,75; 1 i 1,25 ms po wysłaniu sygnału sterującego uniesieniem iglicy. Po lewej stronie przedstawiono strugi oleju napędowego, po stronie prawej natomiast – oleju rzepakowego. Warunki porównania dla obu paliw były takie same.

Strugi oleju rzepakowego, niezależnie od konstrukcji rozpylacza, charakteryzuje występowanie opóźnienia wtrysku. Opóźnienie to, stwierdzone na podstawie porównania czasów, w jakich pojawiały się strugi paliw, wynosiło około 0,3 ms w stosunku do oleju napędowego i rzutowało na cały proces rozpylenia – występowało również opóźnienie w rozprzestrzenianiu się strug OR. Ostatni rząd zdjęć ukazuje występowanie opóźnienia i wydłużenia czasu wtrysku biopaliwa – strugi ON nie wypływają już z kanalików wylotowych podczas, gdy strugi OR w tym czasie są wciąż wtryskiwane. Przypuszcza się, że wielkość opóźnienia zależeć będzie od ciśnienia wtrysku, co zostanie sprawdzone w dalszej części analizy. Podobne zjawisko występowało podczas użycia paliw estryfikowanych. Wielkość opóźnienia w tym przypadku była mniejsza niż to jakie występowało przy wtrysku OR.

Duża lepkość paliw roślinnych powoduje zwiększanie się oporów przepływu paliwa m.in. przez przewody wtryskowe oraz kanaliki wtryskiwacza. Tłoczenie paliw rzepakowych skutkuje również wzrostem oporów ruchu poruszających się elementów układu zasilania, takich jak np. iglice rozpylaczy. Zjawiska te są prawdopodobną przyczyną występowania opóźnienia w początku wtrysku. Ze względu również na wysoką ściśliwość olejów roślinnych upłynąć musi więcej czasu zanim iglica rozpylacza zostanie uniesiona. Sytuacja taka dotyczy jednak głównie układów zasilania starszego typu i prawdopodobnie nie miała istotnego znaczenia w systemie typu *common rail*, który został wykorzystany w trakcie analizy.

Na zdjęciach widoczne są ponadto różnice w intensywności kolorów. Strugi ON są bardziej wyraziste w stosunku do bledszych strug OR. Jest to także związane z odmiennym czasem wtrysku obu paliw. Czas wtrysku pojedynczej strugi oleju rzepakowego był o 0,2 ms dłuższy w stosunku do czasu wtrysku oleju napędowego. Rzutowało to na intensywność świecenia, gdyż na pojedynczym zdjęciu biopaliwa było mniej – jego dawka była bardziej rozłożona w czasie.



Rys. 2. Rozprzestrzeniania się strug ON (lewa strona) i OR (prawa strona) – rozpylacz 3 Fig. 2. Distibution of fuel streams – diesel fuel (left side), rape seed oil fuel (right side) – nozzle 3

Inną zaobserwowaną cechą jest różnica w kształcie strug. Zarówno strugi paliw estryfikowanych, jak i oleju rzepakowego charakteryzowało występowanie zwężenia i wydłużenia stożków. Zjawisko to powodowane jest najprawdopodobniej zwiększoną lepkością i gęstością tych paliw w stosunku do oleju napędowego. Na zaprezentowanych zdjęciach strugi OR są krótsze – wynika to z faktu porównywania ich ze strugami ON po tym samym czasie od wysłania impulsu sterującego wtryskiwaczem. W sytuacji zestawienia zasięgów czół strug obu paliw przy przyjęciu za początek porównania chwili, w której paliwo pojawia się w otworkach rozpylacza (tj. nie uwzględniając opóźnienia w tłoczeniu) widoczne jest, że strugi biopaliw są dłuższe od strug paliwa konwencjonalnego. Dokładna analiza parametrów makrostrukturalnych potwierdziła zaobserwowane cechy.

Podczas analizy wyników badań rozpatrywano parametry fizyczne strug paliwa; mierzono zasięgi L_a oraz kąty rozwarcia stożków strug α_a. Dokonano także pomiarów objętości obszaru, jaki zajmuje struga podczas wtrysku do komory badawczej. Wykorzystywano przy tym numeryczny program PatEV (ang. Picture Analysis and Transformation for Engine Observation [1]), pozwalający na dokładną analizę zdjęć uzyskanych podczas badań wizualizacyjnych. Uważa się, iż natężenie odbitego światła jest proporcjonalne do stężenia paliwa w strudze [2]. W związku z tym podczas analizy wykonanych zdjęć brano pod uwagę tylko parametr dotyczący luminancji (L). Z tego względu, za pomocą programu PatEV, rozpatrywane fotografie zostały przetransformowane do postaci monochromatycznej, a wiec takiej, w której barwa oraz nasycenie przyjmują wartości zerowe, a jedynym zmiennym parametrem jest luminancja. Założono przy tym, że wieksze wartości L odpowiadają miejscom, w których mamy do czynienia z większym nagromadzeniem paliwa widocznym na wykonanym zdjęciu. Pierwsza czynnością zrealizowaną podczas analizy było wydzielenie obszarów zawierających strugi paliwa. Następnie należało tak dobrać zakres parametru L, aby minimum wartości oznaczało granice strugi, natomiast maksimum powodowało pokrycie całej strugi, jednak bez zbytniej nadwyżki. Dobór L_{\min} pozwolił na wyznaczenie konturu poszczególnych strug. Znając granicę tej warstwicy można było przystąpić do pomiaru zasięgu L_s oraz kąta rozwarcia stożka $\alpha_{\rm z}$ każdej ze strug. Zasięg (stopień penetracji) strugi jest to długość strugi w kierunku osiowym [3]. Pomiarów długości strug dokonano mierząc odcinek od otworka rozpylacza do końca strugi, a wyniki tych pomiarów otrzymano w mm. Kat rozwarcia stożka strugi α_{c} , czyli kąt wierzchołkowy strugi kropel [3] zmierzono przy użyciu programu Screen Protractor, a otrzymane wyniki podano w stopniach.

Analiza poszczególnych zdjęć miała charakter porównawczy. Pomiaru parametrów makrostrukturalnych dokonano dla każdej strugi wykorzystanych paliw. Strugi paliw porównywano na zdjęciach odpowiadających jednakowym parametrom wtrysku (ciśnienie wtrysku p_{wtr}) oraz przy porównywalnych fazach wtrysku reprezentowanych czasem mierzonym od wysłania impulsu sterującego uniesieniem iglicy. Z zarejestrowanych zdjęć w następnym kroku wybrano te, które zostały poddane analizie – rozpatrywano 5 punktów pomiarowych każdego z wtrysków paliw. Pomiary parametrów makrostrukturalnych każdej ze strug wprowadzono następnie do arkusza kalkulacyjnego. Pozwoliło to na wyciągnięcie średniej arytmetycznej rozpatrywanego parametru (np. zasięgu) z każdego ze zdjęć dla danej fazy wtrysku. Kolejnym krokiem było wyciągnięcie średniej arytmetycznej ze wszystkich strug wypływających w danej chwili wtrysku z otworków rozpylacza. Uzyskano w ten sposób jedną, uśrednioną ze wszystkich strug, wartość rozpatrywanego parametru reprezentującą jedną fazę wtrysku dla każdego z badanych paliw.

Z przedstawionego wykresu zmiany zasięgu czoła strugi L_s w funkcji czasu wtrysku (rys. 3) wynika, że bez względu na rodzaj zastosowanego rozpylacza, najdłuższą strugą w każdym z punktów pomiarowych charakteryzował się olej rzepakowy. Proporcjonalnie do spadku lepkości zmniejszała się długość strug. Tym samym zasięg czoła strugi paliwa rzepakowego estryfikowanego zbliżony był do zasięgu strugi oleju napędowego. Średni zasięg strug OR w stosunku do średniego zasięgu strug ON w zależności od rozpylacza był większy o około 15–25% (średnie zasięgi wyliczone ze wszystkich punktów pomiarowych). Analogiczne różnice pomiędzy EMKOR i ON wynoszą maksymalnie 11%.

Biorąc natomiast pod uwagę wpływ konstrukcji rozpylacza można stwierdzić, że dłuższe strugi występowały w rozpylaczu 3 posiadającym większe średnice otworków wylotowych. Przy jego zastosowaniu, w zależności od paliwa, następował wzrost zasięgu od 15 do 35%. Za-

uważono ponadto brak różnic w długościach średniego zasięgu oleju napędowego wtryskiwanego z rozpylacza 3 oraz średniego zasięgu oleju rzepakowego wtryskiwanego z rozpylacza 7. Analogicznie – średni zasięg strug EMKOR tworzonych przy użyciu rozpylacza 7 był o około 20% mniejszy od średniego zasięgu ON wtryskiwanego za pomocą rozpylacza 3.



Rys. 3. Zmiana zasięgu strugi L_s analizowanych paliw w funkcji ich czasu wtrysku t zrealizowana rozpylaczami nr 3 i 7

Fig. 3. Changes in fuel streams penetration L_s versus time (nozzle 3 and 7)

Przy zmniejszonej średnicy otworu wylotowego rozpylacza 7 zwiększa się prędkość wypływu paliwa na krawędzi rozpylacza. Powoduje to stosunkowo szybki rozpad wtórny kropli, wzmacniany dodatkowo oporem aerodynamicznym ośrodka, do którego realizowany jest wtrysk. Zmniejszające się średnice kropel pozwalają na lepsze ich mieszanie z powietrzem. W przypadku rozpylacza 3 otwory o większych średnicach utrudniają rozbijanie paliwa na mniejsze części. Krople o zwiększonej średnicy to tym samym krople cięższe. Przekłada się to na ich energię kinetyczną, co w rezultacie zwiększa penetrację strugi. Zjawisko to uwidaczniane jest w rozpylaczu 3 wyraźnym zwiększeniem zasięgu strug paliwa, w przybliżeniu w połowie trwania wtrysku.

Na wykresie dotyczącym zmiany zasięgów strug widoczne jest również przesunięcie początku wtrysku jakie występowało przy zasilaniu układu olejem rzepakowym. Potwierdza to zależności prezentowane na nieobrobionych zdjęciach. Widoczne są ponadto pewne różnice w czasie wtrysku, wynikające bezpośrednio z ustawienia czasu trwania impulsu. Najdłuższym wtryskiem charakteryzowała się więc struga oleju rzepakowego, najkrótszym natomiast – struga oleju napędowego.

Właściwość tę można zauważyć również w trakcie analizy wykresów dotyczących kątów stożków strug paliw (rys. 4). Występuje tutaj ponadto różnica w wielkości kątów w zależności od zastosowanego paliwa. Największym kątem charakteryzowały się strugi oleju napędowego. Podobne, ale niższe wartości osiągało paliwo estryfikowane. Różnica pomiędzy średnim kątami stożków strug tworzonymi przez ON i EMKOR w poszczególnych fazach, wynosiła w zależności od rozpylacza około 15%. Bardziej zauważalne różnice, wynoszące nawet 50% zaobserwowano w porównaniu rozwarcia stożków strug ON i OR – olej rzepakowy nieprzetworzony tworzył najwęższe strugi.

W miarę propagacji strug, ich kąty we wszystkich przypadkach po początkowym zwiększeniu malały. Charakter przebiegu krzywych zachowany był dla obu analizowanych rozpylaczy. Większe kąty stożków strug osiągane były w strugach wtryskiwanych z rozpylacza 7 – w stosunku do rozpylacza 3 w zależności od paliwa średnie kąty stożków strug były większe o 19–42%. W analizie wykresu zwraca ponadto uwagę fakt zbliżonych wartości kątów stożków strug ON wtryskiwanego z rozpylacza 3 i EMKOR wtryskiwanego przy użyciu rozpylacza 7.



Rys. 4. Zmiana kąta stożków strug α_s analizowanych paliw w funkcji ich czasu wtrysku *t* zrealizowana rozpylaczami nr 3 i 7

Fig. 4. Changes in fuel streams angle α_s versus time (nozzle 3 and 7)

Kolejnym analizowanym parametrem makrostrukturalnym, podobnie jak w przypadku wstępnych badań pozasilnikowych, była powierzchnia strug. Wielkość ta wiąże ze sobą zasięgi i kąty stożków strug. Można założyć, że im większa powierzchnia strugi, tym lepiej paliwo miesza się z powietrzem, co bezpośrednio wpływa na emisję związków toksycznych. Porównując strugi z uwagi na zastosowany rozpylacz zauważono w każdym z paliw, że znacznie większą powierzchnią całkowitą wszystkich strug charakteryzuje się rozpylacz 7. Wynika to z faktu większej liczby otworków w tym rozpylaczu. Oprócz różnic w całkowitej powierzchni strug wypływających z rozpylaczy widoczne są również zmiany w powierzchni pojedynczych strug. W zestawieniu zamieszczonym na rysunku 5 zaobserwowano, że pojedyncze strugi wypływające z rozpylacza 7 są większe od strug tworzonych przez rozpylacz 3. Średnia powierzchnia pojedynczych strug wyliczona ze wszystkich punktów pomiarowych w zależności od paliwa była od 35 do 48% większa podczas użycia rozpylacza 7. Zauważono ponadto, że średnia powierzchnia pojedynczych strug paliwa rzepakowego OR przy zastosowaniu rozpylacza 7 była nieznacznie większa w stosunku do powierzchni pojedynczych strug paliwa konwencjonalnego wypływającego z rozpylacza 3. Niewątpliwie więc, zmniejszenie średnic otworków pozytywnie wpływało na makrostrukturę strug paliwa. Dodatkowym korzystnym aspektem było zwiększenie liczby otworków w rozpylaczu, co również w zdecydowany sposób powiększało całkowitą powierzchnie wypływających strug.



Rys. 5. Zmiana powierzchni strug V_s analizowanych paliw w funkcji ich czasu wtrysku t zrealizowana rozpylaczami nr 3 i 7



Ocena zaprezentowana na rysunku 5 wykazała ponadto, że największą powierzchnią cechuje się olej napędowy. Mniejszą powierzchnię posiadały strugi estrów metylowych oleju rzepakowego – średnia różnica w stosunku do ON wynosiła około 15%. Najmniejszą powierzchnię rozpylenia tworzyło nieprzetworzone biopaliwo. Średnia powierzchnia pojedynczych strug OR w obu rozpylaczach była mniejsza w stosunku do powierzchni pojedynczych strug ON o 30% (rozpylacz 3) i 20% (rozpylacz 7).

Zwiększona prędkość wypływu, którą osiągnięto na drodze zmniejszenia średnic kanalików wtryskowych, pozwalała na uzyskiwanie mniejszych kropel, które łatwiej ulegały wymieszaniu z powietrzem. Warunki te osiągane przy zastosowaniu rozpylacza 7 sprzyjały zwiększaniu zarówno kątów stożków strug, jak i ich powierzchni. Aby szczegółowo przeanalizować intensywność wymieszania paliwa i powietrza, należało wykonać ocenę mikrostrukturalną strug. Dokonano tego w drugim etapie porównania obu rozpylaczy.

Analiza polegała na szacowaniu koncentracji paliwa wypływającego z rozpylaczy nr 3 i 7 – dzielono obraz strugi na podobszary charakteryzujące się określoną intensywnością świecenia (luminancją), czemu przypisuje się odpowiednią koncentrację paliwa. Ze względu na stroboskopowy charakter pracy kamery nie można było porównywać koncentracji odmiennych paliw. Związane jest to z różnym czasem ich wtrysku zmienianym dla zachowania dawki. Wydłużanie czasu wtrysku, jak miało to miejsce w przypadku wykorzystania biopaliw powoduje, że na pojedynczym rejestrowanym zdjęciu nagromadzonego w danej chwili paliwa jest mniej. W związku z powyższym, do sprawdzenia możliwości zmiany mikrostruktury z wykorzystaniem dwóch różnych rozpylaczy zdecydowano się przeprowadzić pomiary tylko na paliwie konwencjonalnym. Sprawdzano tym samym tylko tendencje zmian, jakie zachodziły w strukturze strug rozpylanych przez dwa różne rozpylacze, pomijając wpływ paliwa na jego mikrostrukturę.

Za pomocą programu PatEV rozpatrywane zdjęcia przekształcone zostały do postaci monochromatycznej. Tak jak w przypadku badania parametrów makrostruktury (zasięgu i kąta) również tu, w ten sam sposób wydzielono granice strug i wyznaczono zakres parametru luminancji. Otrzymany zakres świecenia światłem odbitym podzielono następnie na 4 przedziały tzw. warstwice. Każda z warstwic była reprezentowana na zdjęciach strugi odrębnym kolorem. W tablicy 2 zestawiono zakres badań, dla których wykonano analizę wraz ze zdefiniowanymi warstwicami. Obszary o największej intensywności świecenia światłem odbitym to obszary oznaczone kolorem czerwonym (warstwica nr 3). Mniejsza intensywność świecenia była reprezentowana przez warstwicę koloru żółtego (2), a jeszcze mniejsza przez kolor zielony (1). Warstwica o najmniejszych wartościach luminancji to warstwica w kolorze niebieskim (0). Program PatEV udostępnia informacje o wielkości poszczególnych warstwic.

Tabela 2

Nazwa	Luminancja L	Barwa H	Nasycenie S	Kolor
warstwica 0	40–60	0	0	niebieski
warstwica 1	61-80	0	0	zielony
warstwica 2	81–95	0	0	żółty
warstwica 3	96-110	0	0	czerwony

Definicje granic warstwic wyznaczonych podczas analizy z wykorzystaniem programu PatEV

Procedura oceny wykonanych zdjęć miała charakter porównawczy – powierzchnię czterech wydzielonych warstwic zmierzono dla wtrysku z rozpylacza 3 i 7 w pięciu różnych jego fazach, przy czym dla każdego etapu procesu wykonano po cztery zdjęcia, by móc następnie ustalić średni rozmiar każdej z warstwic. Następnie dokonano porównania wielkości względnych warstwic – powierzchnię, która jest objęta daną warstwicą, odniesiono do powierzchni całkowitej strugi i wyrażono w procentach. Operacja ta była konieczna ze względu na różne powierzchnie porównywanych strug w analizowanych etapach wtrysku, wynikające z odmiennej konstrukcji (liczba otworków) wykorzystanych rozpylaczy. Wyniki z podziałem na warstwice przedstawiono za pomocą wykresów słupkowych dla jednej fazy wtrysku t = 0,7 ms po wysłaniu impulsu sterującego uniesieniem iglicy (rys. 6). W przyjętym punkcie strugi paliwa były rozwinięte w sposób wystarczający do przeprowadzenia pomiaru, a przedstawiony wykres jest reprezentatywny dla całego procesu. Analiza ta pozwoliła na konfrontację wielkości warstwic obu rozpylaczy w tej samej chwili wtrysku.

Warstwica 3 charakteryzuje te obszary strugi, które posiadają największą intensywność świecenia światłem odbitym, co odpowiada największej koncentracji paliwa. Występowanie tej warstwicy jest niekorzystne, gdyż świadczy o znacznym nagromadzeniu paliwa w strudze oraz nierównomierności w wymieszaniu paliwa z powietrzem. Obszary oznaczone w strudze jako warstwica nr 3 są miejscami, w których występować mogą podczas spalania lokalne niedobory tlenu.

Jak widać, na wykresie przedstawionym na rysunku 6 strugi wypływające z rozpylacza 3 charakteryzują się znacznym udziałem warstwicy nr 3, podczas gdy w rozpylaczu 7 warstwica ta zajmuje zaledwie 7% całkowitej powierzchni strug. Największe udziały w strugach oleju napędowego wypływającego z rozpylacza 7 stanowiły warstwice nr 1 i 2, odpowiednio 42 i 30%. Świadczy to o dobrym wymieszaniu paliwa z powietrzem podczas użycia tego rozpylacza. Przypuszczać można, że średnia średnica kropel jest tu mniejsza w stosunku do tych jakie tworzone są przez rozpylacz 3. Ułatwia to uzyskanie szerszego kąta rozwarcia stożka strugi, co widoczne było przy ocenie parametrów makrostrukturalnych.

We wszystkich zdjęciach strug, których powierzchnie zostały podzielone na warstwice, zauważono charakterystyczne rozmieszczenie warstwic. Warstwica charakteryzująca się największą intensywnością świecenia światłem odbitym występuje w rdzeniu strugi i jest otoczona kolejnymi warstwicami o mniejszym stopniu luminancji. Większym rdzeniem charakteryzowały się strugi tworzone przez rozpylacz 3. Zauważono ponadto, że zmniejszanie minimalnej wartości parametru luminancji powoduje powiększanie rejestrowanego obszaru strugi. Zależności te widoczne są najlepiej podczas wizualnego porównania strug tworzonych przez rozpylacze. Przykładowe zdjęcia wtrysku generowanego przez rozpylacz 3 i 7 przedstawiono na rysunku 7.

Poza zdecydowanymi różnicami w intensywności nagromadzenia paliwa w strugach zdjęcia ukazują wszystkie cechy zmierzone podczas analizy makrostruktury. Strugi rozpylacza 3 charakteryzują się większym zasięgiem, ich stożki są bardziej zwężone, a powierzchnia jest mniejsza w stosunku do powierzchni strug paliwa wtryśniętego z rozpylacza nr 7.



Rys. 6. Porównanie rozmiarów warstwic w strugach ON generowanych w tej samej chwili wtrysku z użyciem rozpylaczy 3 i 7

Fig. 6. Comparison of contour lines in streams of diesel fuel (nozzle 3 and 7)



Rys. 7. Przykładowe zdjęcia procesu rozpylenia ON realizowanego przez rozpylacz 3 (góra) i rozpylacz 7 (dół)

Fig. 7. Exemplary shots of diesel fuel spraying process (nozzle 3 – upper, nozzle 7 – lower)

Można stwierdzić, że dąży się do zwiększania powierzchni strug, w założeniu bowiem poprawia to wymieszanie paliwa z powietrzem. Nie zawsze jednak wskazane jest, by wielkość powierzchni pojedynczej strugi była jak największa. Istotna jest również średnia średnica kropel występująca w strudze. Powierzchnię strug należy dobierać w powiązaniu ze średnicą otworków wylotowych. Większe otworki pozwalają na tworzenie większych strug, z drugiej jednak strony za duży wypływ paliwa oznacza zwiększone jego zużycie i sprzyja powstawaniu zbyt bogatej mieszanki, wzmagającej tym samym procesy tworzenia sadzy.

Sumaryczne pole przekroju poprzecznego otworków, wyliczone na podstawie wzoru (1), dla obu rozpylaczy jest takie same i wynosi około 0,178 mm². Mimo że otworków w rozpylaczu nr 7 jest więcej, to są one mniejszej średnicy.

$$S_s = i_r \cdot \frac{\Pi d_o^2}{4} \tag{1}$$

gdzie:

- $S_{\rm s}$ sumaryczne pole przekroju poprzecznego otworków rozpylacza [mm²],
- *i_r* liczba otworków rozpylacza,
- d_{o} średnica otworu rozpylającego [mm].

Przy zwiększeniu liczby otworków z 7 do 10 bez redukcji ich średnic (przykład 2 w tab. 3), sumaryczne pole przekroju wzrasta o 0,076 mm². W sytuacji odwrotnej, tj. zwiększania średnicy otworów bez zwiększania liczby otworków, pole przekroju poprzecznego otworków wzrasta o 0,152 mm².

Tabela 3

Przykłady zmiany sumarycznego pola przekroju poprzecznego otworków w zależności od liczby otworków oraz ich średnicy

Lp.	Liczba otworków rozpylających i _r	Średnica otworu rozpylającego d _o [mm]	Sumaryczne pole przekroju poprzecznego otworków S ₃ [mm ²]	
1	7	0,18	0,178	
	10	0,15	0,177	
2	7	0,18	0,178	
2	10	0,18	0,254	
3	7	0,18	0,178	
	7	0,245	0,330	

4. Wnioski

Niekorzystne właściwości nieprzetworzonego oleju rzepakowego, takie jak zwiększona w stosunku do oleju napędowego lepkość oraz gęstość, w istotny sposób determinowały budowę rozpylanych strug biopaliwa. Ma to bezpośredni wpływ na osiągane przez silnik parametry emisji związków szkodliwych. W porównaniu do paliwa konwencjonalnego strugi OR cechowały się większym zasięgiem, mniejszym kątem rozwarcia stożków, oraz mniejszą powierzchnią. Właściwości te uznano za niekorzystne z punktu widzenia jakości rozpylenia, a tym samym przewidywanych parametrów emisyjnych. Strugi EMKOR charakteryzowały się parametrami, których wielkości zbliżone były do parametrów strug paliwa konwencjonalnego.

W przedstawionej analizie wykazano, że niekorzystne rozpylenie biopaliw (zwłaszcza OR) można w sposób skuteczny modyfikować na drodze wykorzystania odpowiedniej konstrukcji rozpylacza. Użycie rozpylacza o większej liczbie otworków rozpylających posiadających mniejsze średnice skutkowało poprawą parametrów tworzonych strug. Powierzchnia całkowita strug z uwagi na większą liczbę otworków była znacznie większa, przy czym również powierzchnia pojedynczych strug była większa w porównaniu do rozpylacza o większych otworkach. Zaobserwowane zmiany związane były najprawdopodobniej z rozmiarami kropel, co w pewnym stopniu potwierdziła analiza mikrostruktury rozpylanych strug.

Literatura

- [1] W i słock i K., *Studium wykorzystania badań optycznych do analizy procesów wtrysku i spalania w silnikach o zapłonie samoczynnym*, Rozprawa nr 387, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2004.
- [2] Tindal M., Williams T., Harcombe A., Fuel spray formation in an experimental swirl chamber, SAE paper 870451.
- [3] Or zechowski Z., Prywer J., Rozpylanie cieczy, WNT, Warszawa 1991.

SOPISMO TECHNICZNE

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ 3-M/2012 ZESZYT 8 ROK 109 ISSUE 8 YEAR 109

JERZY CISEK, ANDRZEJ MRUK, WOJCIECH SZCZYPIŃSKI-SALA*

WPŁYW BIOPALIW (FAME) NA WŁAŚCIWOŚCI EKSPLOATACYJNE ROZPYLACZY PALIWA SILNIKA Z ZAPŁONEM SAMOCZYNNYM

INFLUENCE OF BIO FUELS (FAME) ON THE EXPLOITATION PROPERTIES OF DIESEL ENGINE NOZZLES

Streszczenie

Zgodnie z wymaganiami przepisów prawa Unii Europejskiej, dotyczącymi paliw stosowanych do silników spalinowych wprowadza się do nich dodatki biopaliw, takie jak na przykład estry metylowe oleju rzepakowego (FAME). Taki dodatek biopaliw do oleju napędowego wpływa na proces spalania oraz eksploatację silnika z zapłonem samoczynnym. W niniejszej publikacji przedstawiono wyniki badań wpływu mieszanin oleju napędowego z FAME na pracę wtryskiwaczy paliwa silnika z zapłonem samoczynnym oraz wyniki oceny własności smarnych tych paliw, mających wpływ na trwałość elementów aparatury paliwowej silnika. Badania własności smarnych tych paliw przeprowadzono na stanowisku czterokulowym, oceniając dla poszczególnych paliw intensywność zużycia elementów testowych w odniesieniu do nacisku właściwego oraz obciążenia zacierającego.

Słowa kluczowe: paliwa, biopaliwa, badania silnikowe, smarność

Abstract

In accordance with requirements of EU regulations on the fuels used in combustion engines, the bio fuel additives are introduced, like for example rape oil methyl esters (FAME). The addition of bio fuels to the diesel fuel influences the combustion process as well as the exploitation of a diesel engine. In this paper, we present the results of the investigation on the influence of a mixture of diesel fuel with FAME on the work of fuel injectors in a diesel engine and the results of the assessment of these fuels lubricity, which have an impact on the life of fuel system elements. Lubricity testing was performed on a four-ball stand. The wear intensity of test elements in relation to the specific pressure and seizing load for individual fuels was examined.

Keywords: fuel, biofuel, engine research, lubricity

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

1. Wstęp

Przepisy prawne Unii Europejskiej odnośnie do paliw stosowanych do silników spalinowych wymagają wprowadzenia do nich dodatku biopaliw. W przypadku paliw dla silników wysokoprężnych są to estry metylowe oleju rzepakowego (FAME – Fatty Acid Methyl Esters). Obecnie we wszystkich stacjach paliwowych w Polsce sprzedawany jest olej napędowy z dodatkiem 7% FAME. Docelowo w 2020 roku dodatek ten będzie wynosił 20%.

Dodatek biopaliw do oleju napędowego wpływa na proces spalania oraz eksploatację silnika z zapłonem samoczynnym [2, 6, 9]. Przedstawione w niniejszej publikacji wyniki badań są oceną wpływu mieszanin oleju napędowego z FAME na pracę wtryskiwaczy paliwa silnika z zapłonem samoczynnym.

2. Cel i zakres pracy

Celem przeprowadzonych badań było określenie wpływu estrów metylowych oleju rzepakowego i ich mieszanin z olejem napędowym na stopień zakoksowania rozpylaczy, oraz ocena własności smarnych tych paliw. Stopień zakoksowania decyduje o parametrach pracy wtryskiwacza, natomiast własności smarne paliwa o trwałości par precyzyjnych aparatury paliwowej – sekcji tłoczących i wtryskiwaczy [7, 8, 12].

W testach badawczych stosowano 6 paliw: standardowy olej napędowy (ON), mieszaniny zawierające 30, 40, 50 i 70% komponentów estrów metylowych oleju rzepakowego (B100) z olejem napędowym (czyli odpowiednio B30, B40, B50, B70) oraz B100. Otrzymane wyniki porównano z uzyskanymi dla standardowego oleju napędowego. Zestawienie własności bazowych paliw wykorzystanych do przygotowania mieszanin zamieszczone zostało w tabeli 1.

Tabela 1

Właściwość	Jednostka	ON	B100
Gęstość	kg/m ³	835	878
Lepkość	mPa · s	4,51	7,08

Charakterystyka własności badanych paliw

3. Badania zakoksowania rozpylaczy

Badania przeprowadzono na specjalnym silniku badawczym zgodnie z testem służącym ocenie stopnia zakoksowania rozpylaczy, który zdefiniowano w dalszej części artykułu, oraz określono stopień zakoksowania otworów wylotowych rozpylaczy paliwa na specjalnym stanowisku badawczym. Dodatkowo określono wpływ badanych paliw na parametry, które pozwalają na ocenę diagnostyczną wtryskiwaczy.

3.1. Metody badania stopnia zakoksowania rozpylaczy

Badania stopnia zakoksowania rozpylaczy zrealizowano w specjalnym teście, który przeprowadzono na badawczym, szybkoobrotowym silniku wysokoprężnym SB3.1 o bezpośrednim wtrysku paliwa do komory spalania. Stanowisko pomiarowe do określania stopnia zakoksowania rozpylacza zasilanego olejem napędowym oraz testowanymi paliwami przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Schemat stanowiska do badania zakoksowania rozpylaczy: 1 – przepływomierz, 2 – rozpylacz, 3 – podciśnieniomierz, 4 – zawór odcinający, 5 – zawór regulacji podciśnienia, 6 – zbiornik wyrównawczy, 7 – pompa podciśnieniowa

Fig. 1. Diagram of a test stand for investigating the coking level on the nozzles: 1 – flowmeter, 2 – nozzle, 3 – vacuum gauge, 4 – cut-off valve, 5 – vacuum control valve, 6 – equalizing tank, 7 – vacuum pump

3.2. Metodyka określania stopnia zakoksowania rozpylaczy

Jedną z istotnych niedogodności występujących przy stosowaniu paliw alternatywnych o parametrach fizykochemicznych, znacznie odbiegających od oleju napędowego, może być występowanie zjawiska zakoksowania rozpylaczy. Zjawisko to związane jest z osiadaniem produktów krakingu termicznego i/lub chemicznego na i w rozpylaczach paliwa. Dodatkowo zanieczyszczeniu ulega wnętrze komory spalania.

Badania wtryskiwacza po teście zakoksowania rozpylacza (bezsilnikowe stanowiska pomiarowe) przeprowadzono z uwzględnieniem pomiarów i analizy parametrów, które zestawiono w tabeli 2.

W celu wstępnego sprawdzenia skali intensywności zanieczyszczenia otworów wylotowych rozpylacza przeprowadzono pomiary stopnia zakoksowania rozpylaczy metodą bazującą na normach ISO 4010. Stopień zakoksowania rozpylaczy oceniany był po realizacji 13-godzinnego testu badawczego pracy silnika SB3.1. Przebieg testu pokazano na rys. 2, gdzie uwidoczniono zmiany obciążenia (moment Mo) i prędkości obrotowej silnika (n) w czasie trwania testu. Zakoksowaniu poddawano rozpylacz pracujący w silniku zasilanym olejem napędowym oraz badanymi paliwami: B100, B70, B50, B40, B30.



Rys. 2. Przebieg testu badawczego realizowany w celu zakoksowania rozpylaczy paliwa Fig. 2. Course of the investigation test performed with the purpose of coking the nozzles

Pomiar zakoksowania polega na określaniu przepustowości otworów wylotowych rozpylacza. Natężenie przepływu powietrza, przy podciśnieniu wynoszącym 0,6 bara, mierzone było laboratoryjnym rotametrem. Jest ono miarą zakoksowania rozpylacza. Zmniejszenie przepustowości otworów wylotowych rozpylacza o 25% (lub więcej) dyskwalifikuje paliwo zasilające silnik i/lub warunki pracy silnika (parametry eksploatacyjne, regulacyjne i konstrukcyjne silnika). Jednocześnie należy wyraźnie podkreślić, że dopuszczalna przepustowość rozpylacza jest warunkiem koniecznym, jakkolwiek niewystarczającym, do dopuszczenia układu paliwo–silnik do współpracy. Jednocześnie spełnione muszą być wszystkie parametry określone normami ISO.

3.3. Wyniki i analiza badań stopnia zakosowania rozpylaczy paliwa

Wyniki przeprowadzonych badań zakoksowania rozpylaczy, po teście silnikowym, zestawiono w tabeli. 2. W celu ułatwienia analizy wpływu stosowanych paliw na poprawność pracy wtryskiwacza wraz z rozpylaczem wszystkie badane parametry zamieszczono w jednej tabeli. Zastosowano następującą skalę ocen końcową oraz oddzielnie dla każdego z parametrów:

- poprawnie (+),
- dopuszczalnie na granicy dopuszczenia (+/–)
- niedopuszczalnie (–)

Tabela 2

	PALIWO						
PARAMETR	czysty rozp.	ON	B30	B40	B50	B70	B100
przepustowość otworów rozpylacza [dm ³ /h]	230	225	220	220	195	182	170
procentowy spadek przepustowości otworów rozpylacza [%]		2	4	4	15	21	26
ocena przepustowości otworów rozpylacza		(+)	(+)	(+)	(+)	(+/)	(-)
zakoksowanie zewnętrznej części rozpylacza		(+)	(+)	(+)	(+/)	(-)	(-)
ocena "spływu" iglicy rozpylacza		(+)	(+)	(+)	(+)	(-)	(-)
ocena podciekania rozpylacza		(+)	(+)	(+)	(+)	(+/-)	(-)
ocena statycznego ciśnienia otwarcia wtryskiwacza		(+)	(+)	(+)	(+)	(+/)	(+/-)
ocena dźwięku podczas rozpylania paliwa na próbniku		(+)	(+)	(+)	(+)	(+/)	(+/-)
ocena jakości i położenia strug paliwa z rozpylacza		(+)	(+)	(+)	(+)	(+/)	(+/-)
OCENA KOŃCOWA		(+)	(+)	(+)	(+/-)	(-)	(-)

Ocena wpływu badanych paliw na parametry pracy wtryskiwacza paliwa

Z analizy wyników badań wynika, że paliwa typu B100 i B70 muszą zostać zdyskwalifikowane z uwagi na poprawność pracy wtryskiwacza z rozpylaczem. Dotyczy to zarówno oceny przepustowości otworów rozpylacza, zakoksowania zewnętrznej części rozpylacza (co wiąże się również z ilością nagarów na denku tłoka i w komorze spalania oraz na gniazdach zaworowych), oceny "spływ" iglicy rozpylacza, oceny podciekania rozpylacza, oceny dźwięku podczas rozpylania paliwa na próbniku oraz oceny jakości, jak i położenia strug paliwa z rozpylacza. Paliwa typu B30 i B40 w teście zakoksowania rozpylacza nie budzą zasadniczo żadnych wątpliwości. W tych przypadkach test zakoksowania rozpylaczy spełniony jest w pełni pozytywnie. Paliwo typu B50 spełnia wymagania odnośnie do oceny przepustowości otworów rozpylacza, oceny "spływ" iglicy rozpylacza, oceny jakości i położenia strug paliwa z rozpylacza. natomiast niepokoić może znacząca ilość nagarów na zewnętrznej części rozpylacza. Nie zmienia to faktu, że paliwo tego typu (B50) może być brane pod uwagę w szczególnych sytuacjach.

Wszystkie testy badawcze (zakoksowania rozpylaczy) realizowane były na wtryskiwaczach z czystymi i sprawnymi technicznie rozpylaczami paliwa. Zastosowanie np. paliwa typu B50 w silniku z wtryskiwaczami zużytymi (niesprawnymi technicznie) spowoduje, że negatywne skutki wpływu takiego paliwa będą skumulowane w odniesieniu do skutków określonych w teście badawczym. Wygląd końcówek rozpylaczy po teście zakoksowania przedstawiono na rys. 3–8.



Rys. 3. Widok ogólny rozpylacza paliwa po teście zakoksowania na paliwie B100





- Rys. 4. Widok ogólny rozpylacza paliwa po teście zakoksowania na paliwie B70
 - Fig. 4. General view of the nozzle after the coking test on the fuel B70



Rys. 5. Widok ogólny rozpylacza paliwa po teście zakoksowania na paliwie B50Fig. 5. General view of the nozzle after the coking test on the fuel B50



Rys. 6. Widok ogólny rozpylacza paliwa po teście zakoksowania na paliwie B40 Fig. 6. General view of the nozzle after the coking test on the fuel B40



Rys. 7. Widok ogólny rozpylacza paliwa po teście zakoksowania na paliwie B30 Fig. 7. General view of the nozzle after the coking test on the fuel B30



Rys. 8. Widok ogólny rozpylacza paliwa po teście zakoksowania na oleju napędowym (B00) Fig. 8. General view of the nozzle after the coking test on the diesel fuel (B00)



Rys. 9. Widok ogólny rozpylacza paliwa przed testem zakoksowaniaFig. 9. General view of the nozzle before the coking test

4. Własności smarne

Badania własności smarnych paliw przeprowadzono na stanowisku czterokulowym. Badano wymiar śladu zużycia w odniesieniu do obciążenia skorygowanego i nacisku właściwego oraz obciążenia zacierającego dla poszczególnych paliw.

4.1. Metodyka badań tribologicznych

Podczas testów elementami badawczymi były standardowe kule o średnicy ½" każda, wykonane ze stali łożyskowej ŁH15 o twardości 62–66 HRC. Kula zamocowana w górnym uchwycie obraca się wraz z nim z prędkością 1500 obr./min, co odpowiada prędkości tarcia 0,55 m/s. Każda z prób trwała 60 minut. Początkowa temperatura próbek paliwa wynosiła 20°C. Należy doprecyzować tu jeszcze, iż podczas tego typu prób można wyróżnić kilka rodzajów obciążeń, jakim poddane są elementy testowe:

- obciążenie nadane P obciążenie przyłożone do współpracujących elementów,
- obciążenie rzeczywiste kulek P_{rzecz}, tzn. obciążenie, które występuje między dolnymi kulkami a kulką górną; oblicza się je według rozkładu sił w układzie regularnego czworościanu P_{rzecz} = 0,408 P,
- nacisk właściwy $p_{\rm wl},$ tzn. nacisk, który przypada na zwiększoną w wyniku zużycia powierzchnię styku kul

gdzie:

$$p_{\rm wl} = \frac{0,52P}{d^2}$$

- d średnica śladu zużycia przy danym obciążeniu P,
- 0,52 współczynnik przeliczeniowy,
- obciążenie skorygowane

$$P_{\rm skor} = \frac{PD_H}{d}$$

gdzie:

- P obciążenie nadane [N],
- D_{H} średnica odkształcenia sprężystego kulki według Hertza przy danym obciążeniu statycznym; można ją obliczyć ze wzoru:

$$D_{H} = 0,0873\sqrt[3]{P}$$

4.2. Wyniki badań

Wyniki badań wykazują istotne zróżnicowanie własności pomiędzy czystym olejem napędowym a jego mieszaninami z dodatkami biokomponentów. Zarówno średnia siła tarcia, jak i wymiar śladów, które pozostały na kulkach, są większe dla ON niż dla pozostałych paliw. Wskazuje to na lepsze właściwości smarne paliw, w których zastosowano jako dodatki estry metylowe oleju rzepakowego. Szczegółową analizę można przeprowadzić na podstawie wykresów przedstawionych na rys. 10. Są to średnie wartości poszczególnych parametrów uzyskanych podczas badań.

Wyniki potwierdzają, iż olej napędowy charakteryzuje się najgorszymi własnościami smarnymi spośród badanych mieszanin paliw. Wymiary śladów zużycia dla ON były największe. Najmniejszy ślad powstawał dla paliwa B100. Dla paliw B30 i B70 uzyskiwano również niewielkie wymiary śladu, bowiem ponad 30% mniejsze niż dla czystego ON. Jak wynika z powyższego zarówno czyste estry, jak i wszystkie badane mieszaniny wykazują znacznie lepsze właściwości smarne niż sam olej napędowy.

Podczas prób temperatury badanych paliw osiągały wartości rzędu 65°C, przy czym dla czystego oleju napędowego temperatura ta sięgała 70°C i w tym czasie również dawał się zauważyć stały niewielki wzrost siły tarcia. Zestawienie dla poszczególnych prób wymiary śladów zużycia z odpowiadającym im obciążeniem właściwym, które przypada na zwiększoną w wyniku zużycia powierzchnię styku kul, obrazuje skalę zwiększenia obciążenia jednostkowego na powierzchni kontaktu elementów testowych. Oczywiście będzie ono największe dla najmniejszego wymiaru śladu zużycia.

Wyznaczone obciążenie zacierające (rys. 11) było najmniejsze dla czystego oleju napędowego, co wskazuje, że paliwo to posiada najmniejszą odporność na zacieranie w testowanym węźle tarcia. Pozostałe paliwa charakteryzują się znacznie większymi obciążeniami zacierającymi w stosunku do czystego oleju napędowego.



Rys. 10. Średni wymiar śladu zużycia w odniesieniu do obciążenia skorygowanego i nacisku właściwego



Fig. 10. Mean dimension of the wear trace in relation to the corrected load and the specific pressure

Rys. 11. Wartości obciążenia zacierającego dla poszczególnych paliw w [N]

Fig. 11. Values of the seizing load for each fuel [N]

242

5. Wnioski

Przeprowadzone badania testu zakoksowania rozpylaczy paliwa, wzbogacone o ocenę przepustowości otworów rozpylacza, zakoksowanie zewnętrznej części rozpylacza, ocenę "spływ" iglicy rozpylacza, podciekania rozpylacza, ocenę dźwięku podczas rozpylania paliwa na próbniku oraz ocenę jakości i położenia strug paliwa z rozpylacza pozwalają na stwierdzenie, że paliwa typu B100 i B70 muszą zostać zdyskwalifikowane z punku widzenia ich wpływu na poprawność pracy wtryskiwacza z rozpylaczem.

Paliwo B50 powoduje stosunkowo dużą ilość nagarów na zewnętrznej części rozpylacza, jednak paliwo tego typu B50 może być brane pod uwagę ze względów eksploatacyjnych.

Paliwa typu B30 i B40 przeszły pozytywnie test zakoksowania.

Przeprowadzone badania tribologiczne wykazały, że nawet mały dodatek estrów metylowych kwasów tłuszczowych olejów roślinnych wpływa korzystnie na własności smarne paliw. W oparciu o wyniki przeprowadzonych pomiarów można sformułować stwierdzenia: czysty olej napędowy charakteryzuje się znacznie mniejszą smarnością od pozostałych badanych paliw, a nawet mały dodatek biokomponentu do oleju napędowego znacznie zwiększa jego smarność. Ma to korzystny wpływ na trwałość elementów aparatury wtryskowej silnika.

Po przeprowadzonych badaniach, teście zakoksowania i własności smarnych, paliwa typu B30 i B40 pod względem eksploatacyjnym można ocenić pozytywnie.

Literatura

- [1] Cisek J., Szlachta Z., *The autoignition deal of vegetable fuels at temperature inside combustion chamber of diesel engine*, International Conference AGROTECH, Nitra 2001.
- [2] C i s e k J., M r u k A., Naturalny olej rzepakowy jako paliwo do silników wysokoprężnych dużej mocy, Systemy, technologie i urządzenia energetyczne, t. 1, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2010, 377-392.
- [3] Goodrum J.W., Geller D.P., *Influence of fatty acid metyl esters from hydroxylated vegetable oils on diesel fuel lubricity*, Bioresource Technology 96, 2005.
- [4] Jenkins S.R. i in., Diesel fuel lubricity development of a constant load scuffing test using the ball on cylinder lubricity evaluator, SAE Technical Paper 932691.
- [5] Lotko W., Longwic R., Study of chosen parameter of the combustion process of vegetable fuel in transient conditions, 31st ISATA, Düsseldorf, 1998.
- [6] Lotko W., Ocena emisji składników spalin silnika wysokoprężnego zasilanego mieszaninami oleju napędowego z estrami metylowymi oleju rzepakowego, Archiwum motoryzacji 4/2006.
- [7] Qu J., Truhnan J.T., Blau P.J., *Investigation of the scuffing characteristics of candidate material for heavy duty diesel fuel injectors*, Tribology International 38, 2005.
- [8] Qu J., Truhnan J.T., Blau P.J., Scuffing transition diagrams for heavy duty diesel fuel injector material In ultra low – sulphur fuel – lubricated environment, Wear 259, 2005.
- [9] Szlachta Z., Zasilanie silników wysokoprężnych paliwami rzepakowymi, WKiŁ, Warszawa 2002.

- [10] Szczypiński-Sala W., Strzępek P., Własności smarne wybranych kompozycji biopaliw do silników o zapłonie samoczynnym, Czasopismo Techniczne z. 8-M/2008, Kraków 2008.
- [11] Wain K.S., Perez J.M., Chapman E., Boehman A.L., Alternative and low sulfur fuel options: boundary lubrication performance and potential problems, Tribology International 38, 2005.
- [12] Wielligh A.J., Burger N., Wilcocks T.L., Diesel engine failures due to combustion disturbances, caused by fuel with insufficient lubricity, Industrial Lubrication and Tribology, Vol. 55, No. 2, 2003.

SOPISMO TECHNICZNE HNICAL TRANSACTIONS

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ 3-M/2012 ZESZYT 8 ROK 109 ISSUE 8 YEAR 109

JERZY CISEK*

WPŁYW MIESZANIN RME Z OLEJEM NAPĘDOWYM NA PARAMETRY PRACY SILNIKA a8C22 LOKOMOTYWY SM-42

EFFECT OF MIXTURES RME WITH DIESEL OIL ON THE OPERATION PARAMETERS OF THE ENGINE A8C22 IN THE LOCOMOTIVE SM-42

Streszczenie

Celem badań było określenie wpływu testowanych biopaliw (mieszanin estrów metylowych oleju rzepakowego RME z olejem napędowym) w porównaniu z olejem napędowym na parametry energetyczne i toksyczność spalin silnika a8C22 lokomotywy spalinowej SM42-2331, w trzech punktach pracy silnika: dla biegu jałowego, pośredniej prędkości obrotowej i częściowego obciążenia oraz nominalnej prędkości obrotowej i pełnej mocy silnika. Stwierdzono, że wzrost udziału estrów metylowych oleju rzepakowego (RME) do zawartości 50% w mieszaninie z olejem napędowym powoduje zwiększenie wartości godzinowego zużycia paliwa *G*₀ o ok. 10% dla biegu jałowego oraz o ok. 15% dla pełnego obciążenia silnika w porównaniu z olejem napędowym. Zaobserwowano wzrost stężenia CO w spalinach wraz z ilością RME dla biegu jałowego, brak istotnych zmian stężenia CO dla pośredniego punktu pracy silnika oraz obniżenie emisji CO dla pełnego obciążenia silnika.

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

Abstract

The purpose of the research was described the influence of tested biofuels (mixture rapeseed methyl esters RME with diesel fuel) in comparison with diesel fuel on energy parameters and exhaust gases toxicity of a8C22 diesel engine of locomotive SM42, in 3 work points: for idle, medium engine speed and torque as well as full engine power. Was affirmed, among other things, that increase rapeseed ethyl esters (RME) up to 50% with mixture with diesel fuel, cause to increase hour fuel consumption G_p c.a. 10% for idle, 15% for full power in comparison with standard diesel fuel. Was observed growth concentration of CO in exhaust gases with RME amount for idle, no change for medium speed and decries of CO concentration for full power.

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

^{*} Dr inż. Jerzy Cisek, Instytut Pojazdów Samochodowych i Pojazdów Samochodowych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Krakowska.

Zastosowanie oleju rzepakowego w jego naturalnej postaci jako paliwa dla silników wysokoprężnych wiąże się z szeregiem trudności technicznych, które wynikają z odmiennych od oleju napędowego własności fizyko-chemicznych. Stosunkowo prostym sposobem zminimalizowana tych trudności jest poddanie oleju roślinnego tzw. transestryfikacji przez alkoholizowanie metanolem lub etanolem. Następuje wtedy modyfikacja glicerynowych estrów kwasów tłuszczowych (glicerydów) polegająca na zastąpieniu grupy glicerynowej grupą metylową (lub etylową). Otrzymuje się w ten sposób estry metylowe lub etylowe kwasów tłuszczowych oleju rzepakowego o mniejszych cząsteczkach i własnościach fizykochemicznych bardziej zbliżonych do oleju napędowego.

Zastosowaniem biopaliw oraz innych paliw zastępczych [4–6] są szczególnie zainteresowani użytkownicy dużych silników [3] posiadający znaczącą flotę pojazdów. Wyniki badań nad zastosowaniem mieszanin oleju napędowego z estrami metylowymi oleju rzepakowego w silniku lokomotywy spalinowej zaprezentowano w niniejszym artykule.

2. Cel i zakres badań

Celem badań, których wyniki przedstawiono w artykule, było określenie wpływu testowanych biopaliw (komponentów estrów metylowych oleju rzepakowego z olejem napędowym) na parametry energetyczne oraz emisje jednostkowe toksycznych składników spalin silnika a8C22 lokomotywy spalinowej SM42-2331, zgodnie z Dyrektywą 2004/26/WE oraz Kartą UIC 624, w porównaniu z olejem napędowym.

Stosowano 4 paliwa zasilające silnik a8C22: standardowy olej napędowy ON oraz z dodatkiem 40 i 50% paliwa B100 (estrów metylowych oleju rzepakowego RME) i 50% z pakietem specjalnych dodatków) paliwa B100. Paliwa B70 i B100 zostały zdyskwalifikowane w wyniku określania stopnia zakoksowania rozpylaczy.

Badania parametrów energetycznych oraz emisji toksycznych składników spalin testowanych paliw zasilających silnik a8C22 lokomotywy spalinowej SM42-2331 przeprowadzono w Zakładzie NEWAG w Nowym Sączu. Aparatura pomiarowa: masowa miernica paliwa (firmy AVL), system pomiarowy stężeń gazowych składników spalin typu CEB II (firmy AVL), dymomierz spalin typu Bosch (firmy AVL) oraz system pomiarowy z tunelem rozcieńczającym do pomiaru emisji cząstek stałych PM z mikrowagą firmy Sartorius przetransportowany został z Laboratorium Silników Wysokoprężnych Instytutu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej. Wszystkie systemy pomiarowe podłączono do silnika a8C22 lokomotywy spalinowej SM42-2331 pracującej na oporniku elektrycznym, który zapewniał realizację wymaganych punktów pracy silnika.

Silnik spalinowy typu a8C22 jest silnikiem wysokoprężnym, czterosuwowym, z bezpośrednim wtryskiem paliwa, w układzie widlastym o kącie rozwarcia 50°, bezwodzikowy, nienawrotny, doładowany turbosprężarką, bez chłodzenia powietrza za turbosprężarką. Podstawowe dane techniczne stosowanego silnika zamieszczono w tabeli 1.

Do pomiaru gazowych składników spalin (CO, HC, NOx), limitowanych przez wymienione normy, stosowano aparaturę pomiarową firmy AVL typu CEB II zawierającą m.in.:

- analizator absorpcji w podczerwieni NDIR, do pomiaru stężenia tlenku wegla CO,
- grzany analizator chemiluminescencyjny CLD, do pomiaru koncentracji tlenków azotu NOx.
- grzany detektor płomieniowo-jonizacyjnym FID, do pomiaru ilości niespalonych weglowodorów HC,
- analizator magnetooptyczny PMD, do pomiaru stężenia tlenu O₂,
- analizator absorpcji w podczerwieni NDIR, do pomiaru stężenia dwutlenku węgla CO.,
- grzana drogę próbkowania spalin z grzanym filtrem wstępnym,
- moduł określania sprawności konwersji NO₂/NO,
- dzielnik stężenia gazów kalibrujących do określania funkcji linearyzującej dla stosowanych analizatorów (używano 16 gazów linearyzujących o stężeniach od 0 do stężenia max., tj. stężenia gazu kalibrującego).

Podstawa do kalibracji analizatorów stosowanych podczas badań, deklarowanych w niniejszej procedurze, były gazy wzorcowe, o stopniu czystości oraz dokładności steżeń deklarowanych (wymaganych) przez normy ECE.

Zbudowane stanowisko pomiarowe spełniało wszystkie wymagania niezbędne do realizacji badań określających wpływ testowanych biopaliw na parametry energetyczne i toksyczność spalin silnika w punktach pracy, odpowiadających punktom testu F Dyrektywy 2004/26/WE [1, 2], określonych w tabeli 2.

3. Wyniki badań i ich analiza

Przeprowadzone pomiary pozwoliły na uzyskanie wartości parametrów energetycznych oraz stężenia toksycznych składników spalin dla badanych paliw (ON, B40, B50, B50+) dla różnych punktów pracy silnika odpowiadających realizacji testu "F" wg. Dyrektywy 2004/26/WE. Ze względu wymaganą powtarzalność i odtwarzalność zrealizowanych badań każdy punkt pomiarowy powtarzany był trzykrotnie. Obrazują to trzy słupki pomiarowe na każdym wykresie, dodatkowo wartość średnia, oraz średnie odchylenie standardowe z powtórzeń pomiarów. Graficzna interpretacja uzyskanych wyników badań przedstawiona została na wykresach (rys. 1–5).

Podstawowym parametrem energetycznym, istotnym z punktu widzenia eksploatacji silnika spalinowego zasilającego badaną lokomotywę, jest godzinowe zużycie G, paliwa wyrażane w kilogramach zużytego paliwa na godzinę pracy silnika. Wartości wyników badań tego parametru przedstawione zostały na rys. 3 dla biegu jałowego, pośredniej prędkości pracy silnika oraz dla prędkości nominalnego punktu pracy silnika (tab. 2). Z danych zawartych na tych wykresach wnika wyraźnie, że wzrost udziału estrów metylowych oleju rzepakowego (RME) do 50% RME w oleju napędowym prowadzi do wzrostu godzinowego zużycia paliwa rzędu ok. 10% przy biegu jałowym oraz ok. 15% przy nominalnym punkcie pracy silnika. Należy jednak pamiętać, że olej napędowy i RME mają różne m.in. wartości opałowe W_{d} oraz gęstości paliwa. W związku z powyższym godzinowe zużycie paliwa G_p , również i jednostkowe paliwa g nie mogą być miarodajnymi parametrami oceny jakości badanych paliw. Jedynym parametrem, który w pełni odzwierciedla własności energetyczne badanych paliw, jest sprawność ogólna obiegu pracy silnika n, która uwzględnia zarówno jednostkowe zu $p_{\rm wl} = \frac{0,52P}{d^2}$

życie paliwa, jak i wartość opałową paliwa, ponieważ

wartości opałowych oleju napędowego i paliwa B50 wynosi tylko ok. 4%, a godzinowe i jednostkowe zużycie paliwa różnią się aż o 15% dla pełnego obciążenia silnika. Wynika stąd, że sprawność ogólna silnika dla paliwa B50 jest niższa niż dla oleju napędowego. Związane jest to zarówno z pogorszeniem procesów wtrysku, tworzenia mieszaniny paliwowo powietrznej, samozapłonu oraz samego spalania, jak i ze składem elementarnym badanego biopaliwa w porównaniu z olejem napędowym.

Tabela 1

Producent	Zakłady Przemysłu Metalowego H. Cegielski – Poznań		
Тур	a8C22		
Liczba cylindrów	V8		
Średnica cylindra	220 mm		
Skok tłoka	270 mm		
Pojemność skokowa 1 cylindra	10,2 dm ³		
Moc znamionowa	530 kW		
Obroty znamionowe	1000 obr./min		
Średnie ciśnienie użyteczne Pe	0,58 Mpa		
Stopień sprężania	13,5		
Ciśnienie sprężania	5,6 Mpa		
Max. ciśnienie spalania	10 Mpa		
Średnia prędkość tłoka (przy obrotach znamionowych)	224±4 m/s		
Minimalne jednostkowe zużycie paliwa	165±5 g/kWh		
Ciśnienie początku wtrysku	22 Mpa		
Kolejność zapłonu	1-8-2-7-4-5-3-6		
Turbosprężarka	HP 210		
Masa silnika suchego (z wstawką i turbosprężarką)	6730 kg		
Masa kompletnego agregatu prądotwórczego (suchego)	12440 kg		

Podstawowe dane techniczne silnika a8C22

Tabela 2

Stosowane punkty pomiarowe dla silnika a8C22 lokomotywy spalinowej SM42 zgodne z punktami testu F według dyrektywy 2004/26/WE

pkt. testu	n [obr./min]	Ne [kW]	
1. n _{bieg luzem}	500	0	
2. n _{pośrednie}	712	303	
3. n _{nominalne}	1000	530	

248



Fot. 1. Widok ogólny lokomotywy SM-42 z połączeniem wylotu spalin do analizatorów gazowych składników spalin, zadymienia spalin oraz do tunelu rozcieńczającego spaliny (pomiar emisji PM): 1 – badana lokomotywa spalinowa, 2 – przewód doprowadzenia spalin do analizatorów, 3 – grzany filtr wstępny gazowych analizatorów spalin

Photo 1. General view of the locomotive SM-42, with the connection between the exhaust exit and the analysers of the exhaust gaseous components, smokiness and the exhaust gas diluting tunnel (measurement of PM emission): 1 – tested diesel locomotive, 2 – supply conduit of exhaust gas to the analysers, 3 – preliminary heated filters in the gaseous analysers of exhaust gas



- Fot. 2. Widok ogólny stanowiska pomiarowego do określania emisji gazowych składników spalin typu CEB II firmy AVL
 - Photo 2. General view of the measuring stand for determining the emission of the exhaust gaseous components like CEB II of the firm AVL

Tlenek węgla CO jest typowym produktem niezupełnego spalania. Znaczy to że, związek ten powstaje przy lokalnym niedoborze tlenu w komorze spalania. Z danych zamieszczonych na rys. 4 wynika wyraźnie, że wzrost ilości badanego biopaliwa w połączeniu w olejem napędowym powoduje:

- wzrost stężenia CO wraz z ilością RME w paliwie dla biegu jałowego,
- brak istotnych zmian stężenia CO dla pośredniego punktu pracy silnika,
- obniżenie stężenia CO dla pełnego obciążenia silnika ze wzrostem zawartości RME w oleju napędowym.

Na stężenia CO w spalinach silnika przy porównaniu efektu stosowania biopaliw w odniesieniu do oleju napędowego mają wpływ zarówno czynniki, które działają pozytywnie na przebieg procesów przygotowania mieszaniny paliwowo-powietrznej i przebieg spalania jak i czynniki, które oddziaływają negatywnie na te procesy. Zmiana równowagi pomiędzy tymi zjawiskami powoduje, iż przy małych obciążeniach silnika wpływ ilości biopaliwa w oleju napędowym oddziaływuje inaczej niż przy dużym obciążeniu silnika.

Kolejny rysunek przedstawia wyniki badań stężenia **niespalonych węglowodorów THC** w spalinach dla paliw B0, B40, B50, B50+ dla biegu jałowego, prędkości pośredniej oraz dla nominalnego punktu pracy silnika (rys. 5). Z danych tych wynika, że istnieje niewielki wpływ badanych paliw na stężenie niespalonych węglowodorów dla stosowanych paliw. Z doświadczenia wiadomo, że bieg jałowy związany z małymi dawkami paliwa, które prowadzą do dużej niepowtarzalności dawkowania paliwa, jest szczególnie wrażliwe na zmiany własności parametrów fizykochemicznych stosowanych paliw. Z tego powodu można zauważyć wpływ dodatku biopaliw (do B50) na wzrost stężenia THC przy biegu jałowym. Przy pozostałych punktach pracy silnika (prędkość pośrednia i nominalny punkt pracy silnika) stężenia THC utrzymują się na podobnym poziomie.

Następnym parametrem toksyczności spalin, który podlegał analizie jest stężenie tlenków azotu NOx (rys. 6) określone dla biegu jałowego, prędkości pośredniej oraz nominalnego punktu pracy silnika. Podobnie jak dla stężenia CO oraz niespalonych węglowodorów THC, również dla steżenia tlenków azotu NOx najwiekszy wpływ badane biopaliwa, w porównaniu z olejem napedowym, sa rejestrowane dla biegu jałowego silnika. Jest to istotne, ponieważ lokomotywy tego typu pracują na biegu jałowym silnika najdłużej w czasie eksploatacji. Również z tego powodu współczynnik udziału wagi w teście "F" dla biegu jałowego ma najwieksza wartość (60%). Z danych przedstawionych na rys. 4 widać, że wzrost udziału RME w oleju napędowym prowadzi do obniżenia stężenia w spalinach silnika. Jednak dla wyższych obciażeń silnika dodawanie RME do ON powoduje wzrost steżenia NOx. Niezwykle istotne jest, że pakiet dodatków do paliwa oznaczonego na wykresach jako B50+ spowodował znaczące obniżenie stężenia, ale również niewielkie obniżenie emisji związków niezupełnego i niecałkowitego spalania (CO, THC – dla biegu jałowego). Ponieważ obniżenie ilości tlenków azotu NO_x w spalinach silnika związane ze wzrostem ilości RME w oleju napędowym jest znacząco większe niż obniżenie emisji THC i CO, należy spodziewać się, że zastosowany dodatek powoduje skrócenie opóźnienia samozapłonu $\tau_{,}$ definiowanego jako czas (lub kąt obrotu wału korbowego silnika) pomiędzy początkiem wtrysku paliwa i początkiem samozapłonu. Z tego powodu skrócenie t zmniejsza czas pomiędzy początkiem wtrysku paliwa a początkiem samozapłonu, co powoduje zmniejszenie dawki paliwa, która gromadzi się w komorze spalania silnika przed samozapłonem. W wyniku tego samozapłon paliwa odbywa się mniej dynamicznie, maksymalna prędkość narastania ciśnienia $\left(\frac{dp}{d\alpha}\right)_{max} \left[\frac{bar}{^{\circ}OWK}\right]$ ma mniejszą wartość, w konsekwencji maksymalne temperatury spalania są niższe i stężenie NOx jest mniejsze.

Kolejny wykres (rys. 7) przedstawia wpływ badanych biopaliw w porównaniu z olejem napędowym dla biegu jałowego, prędkości pośredniej oraz dla nominalnego punktu pracy silnika na **zadymienie spalin** *D*. Z danych tych wynika że, istnieje wpływ dodatku RME do oleju napędowego na zadymienie spalin. Dla wszystkich badanych paliw wzrost udziału RME prowadzi do zwiększenia stopnia zadymienia spalin mierzonego metodą Bosch.

Powstawanie zadymienia spalin podobnie jak emisji cząstek stałych PM wiąże się w dużej mierze z krakingiem termicznym i/lub chemicznym paliwa, które prowadzą do wzrostu ilości sadzy w spalinach. Różnica pomiędzy emisją cząstek stałych i zadymieniem spalin polega głównie na fakcie, że zadymienie spalin związane jest wyłącznie z zaciemnieniem spalin, natomiast emisja cząstek stałych E_{PM} dotyczy również całej materii organicznej i nieorganicznej zgromadzonej na zewnętrznej powierzchni konglomeratów sadzy, która stworzona jest przez najbardziej toksyczne związki zawarte w spalinach. Dlatego też obecnie obowiązujące przepisy prawne, dotyczące zarówno pojazdów samochodowych, siników stacjonarnych jak i lokomotyw spalinowych przestały bazować na pomiarach wyłącznie zadymienia spalin i dotyczą dodatkowo emisji cząstek stałych E_{PM} .

Zgodnie z zasadami termodynamiki za wielkość stężenia tlenków azotu NOx odpowiada maksymalna prędkość spalania kinetycznego w cylindrze silnika wysokoprężnego. Natomiast za emisję cząstek stałych w spalinach odpowiedzialna jest prędkość spalania dyfuzyjnego. Obniżenie prędkości spalania kinetycznego (zgodnie z rys. 1) powoduje zmniejszenie stężenia NO_x , natomiast zwiększenie prędkości spalania dyfuzyjnego prowadzi do obniżenia emisji cząstek stałych E_{PM} .

Zgodnie z rys. 2 zmiana parametrów konstrukcyjnych i/lub regulacyjnych i/lub parametrów fizyko-chemicznych paliwowych prowadzi zwykle do zmiany jednocześnie zarówno prędkości spalania kinetycznego, jak i dyfuzyjnego. W wyniku tego występuje swoista interakcja pomiędzy stężeniem i emisją tlenków azotu E_{NOx} i cząstek stałych E_{PM} . Znaczy to, że obniżenie emisji E_{NOx} prowadzi do zwiększenia emisji cząstek stałych E_{PM} . Potwierdzają to dalsze wyniki badań, nie objęte niniejszym artykułem, dotyczące wpływu stosowania biopaliwa dla silnika a8C22 na emisję cząstek stałych PM.

Ze względu na możliwość dokładniejszej analizy przyczynowo-skutkowej wskazane byłyby dokładniejsze badania, np. związane z indykowaniem cylindra silnika z pomiarem szybkozmiennym ciśnień badanych paliw oraz przemieszczenia iglicy wtryskiwacza lub też z wizualizacją oraz termowizją rejestrowane w funkcji obrotu wału korbowego silnika. Dopiero wówczas możliwa byłaby pełna analiza wpływu badanych paliw na obieg roboczy silnika oraz określenia sposobu poprawy warunków pracy silnika do stosowanych biopaliw.



- Rys. 1. Schemat przebiegu prędkości wywiązywania się ciepła w cylindrze silnika ZS: 1 – etap: prędkość spalania kinetycznego, 2 – etap: prędkość spalania dyfuzyjnego
- Fig. 1. Diagram of the running velocity of the heat evolution in diesel engine cylinder: 1 – stage: kinetic combustion velocity, 2 – stage: diffusion combustion velocity



Rys. 2. Schemat zależności emisji cząstek stałych E_{PM} i tlenków azotu E_{NOX} Fig. 2. Diagram of relationship between the emission of particulate matters E_{PM} and nitric oxides E_{NOX}




Fig. 3. Hourly consumption of the fuel *G*pal for the fuels: BO, B40, B50 and B50+ at idle, intermediate and nominal run of the engine a8C22 in the locomotive SM-42



NOMINALNY PUNKT PRACY

- Rys. 4. Stężenie tlenku węgla CO dla paliwa: BO, B40, B50 i B50+ dla biegu jałowego, pośredniego i nominalnego pkt. pracy silnika a8C22 lokomotywy SM-42
- Fig. 4. Carbon monoxide CO concentration for the fuels: BO, B40, B50 and B50+ at idle, intermediate and nominal run of the engine a8C22 in the locomotive SM-42



Rys. 5. Stężenie niespalonych węglowodorów HC dla paliwa: BO, B40, B50 i B50+ dla biegu jałowego, pośredniego i nominalnego pkt. pracy silnika a8C22 lokomotywy SM-42

Fig. 5. Hydrocarbons HC concentration for the fuels: BO, B40, B50 and B50+ at idle, intermediate and nominal run of the engine a8C22 in the locomotive SM-42



NOMINALNY PUNKT PRACY

Rys. 6. Stężenie tlenków azotu NO_x dla paliwa: BO, B40, B50 i B50+ dla biegu jałowego, pośredniego i nominalnego pkt. pracy silnika a8C22 lokomotywy SM-42

Fig. 6. Nitric oxides NO_x concentration for the fuels: BO, B40, B50 and B50+ at idle, intermediate and nominal run of the engine a8C22 in the locomotive SM-42

256





Rys. 7. Zadymienie spalin silnika dla paliwa: BO, B40, B50 i B50+ dla biegu jałowego, pośredniego i nominalnego pkt. pracy silnika a8C22 lokomotywy SM-42

Fig. 7. Exhaust gas smokiness for the fuels: BO, B40, B50 and B50+ at idle, intermediate and nominal run of the engine a8C22 in the locomotive SM-42

4. Wnioski

Przeprowadzone badania pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

- Wzrost udziału estrów metylowych oleju rzepakowego (RME) do zawartości 50% w mieszaninie z olejem napędowym powoduje zwiększenie wartości godzinowego zużycia paliwa G_p o ok. 10% dla biegu jałowego oraz o ok. 15% dla pełnego obciążenia silnika w porównaniu z olejem napędowym;
- Zwiększenie ilości RME w oleju napędowym prowadzi do zmniejszenia w tym przypadku wartości sprawności ogólnej silnika spalinowego η₀;
- Natężenie przepływu powietrza G_{pow} pobieranego przez silnik nieznacznie rośnie dla paliw o większych ilościach RME w mieszaninie z ON przy dużych obciążeniach silnika,
- 4. Natężenie przepływu spalin G_{sp} , podobnie jak G_{pow} , jest większe dla nominalnego punktu pracy silnika zasilanego paliwem B50 w porównaniu z olejem napędowym,
- Ze względu na znaczącą zawartość tlenu O₂ w badanych biopaliwach stężenie O₂ w spalinach jest nieco większe dla paliwa B50 niż dla ON;
- 6. Wpływ badanych biopaliw na stężenia gazowych składników spalin, w porównaniu z olejem napędowym, jest związany z obciążeniem silnika. Zaobserwowano wzrost stężenia CO w spalinach wraz z ilością RME dla biegu jałowego, brak istotnych zmian stężenia CO dla pośredniego punktu pracy silnika oraz obniżenie emisji CO dla pełnego obciążenia silnika;
- Przy średnich i dużych obciążeniach silnika określono pozytywny wpływ dodawania RME do ON na zmniejszenie stężenia niespalonych węglowodorów THC;
- Koncentracja tlenków azotu NOx zmniejsza się wraz z ilością biopaliwa w mieszaninie z ON dla biegu jałowego silnika. Jest to istotne, ponieważ silniki wysokoprężne w lokomotywach tego typu zwykle długo pracują bez obciążenia;
- 9. Dla wszystkich badanych paliw wzrost udziału RME prowadzi do zwiększenia stopnia zadymienia spalin *D*, mierzonego metodą Bosch.

Literatura

- [1] Dyrektywa 2004/26/WE.
- [2] Międzynarodowy Związek Kolei. Kodeks Kolei UIC 624, *Badania emisji gazów wydechowych silników spalinowych trakcyjnych*, Wydanie 3, luty 2006.
- [3] Cisek J., Badania wpływu naturalnego oleju rzepakowego na własności silnika wysokoprężnego Perkins 2806A-E18TAG2, Sprawozdanie z badań dla PPUH HORUS-ENERGIA S.z o.o., Sulejówek. Vol. 556/IPSiSS/2009, Politechnika Krakowska, Kraków 2009.
- [4] Cisek J., Badania paliwa nowego typu do silnika ZS, Sprawozdanie z badań dla Technologie Ekologiczne, Vol. Nr 557/IPSiSS/2009, Politechnika Krakowska, Kraków 2010.
- [5] C i s e k J., Pomiar zakoksowania rozpylaczy paliwa dla biopaliw B100, B70, B50, B40, B30 w porównaniu z olejem napędowym ON oraz badania wpływu 3 biopaliw w porównaniu z olejem napędowym ON na parametry pracy silnika a8C22 lokomotywy spalinowej SM42-2331, zgodnie z Dyrektywą 2004/26/WE oraz Kartą UIC 624, Sprawozdanie z badań dla LOTOS Polska S.A., Politechnika Krakowska, Kraków 2011.

- [6] Cisek J., Mruk A., Naturalny olej rzepakowy jako paliwo do silników wysokoprężnych dużej mocy, Systemy, Technologie i Urządzenia Energetyczne, t. 1, rozdz. 3, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2010, 377-392.
- [7] Cisek J., Mruk A., Effect of Bio Fuels (FAME) on the Coking Level In the Diesl Engine Injectors, Technolog nr 3, 2001.
- [8] L o t k o W., Ocena emisji składników spalin silnika wysokoprężnego zasilanego mieszaninami oleju napędowego z estrami metylowymi oleju rzepakowego, Archiwum Motoryzacji nr 4/2006.
- [9] Szlachta Z., Zasilanie silników wysokoprężnych paliwami rzepakowymi, WKiŁ, Warszawa 2001.

MECHANIKA CZASOPISMO TECHNICZNE

CHNICAL TRANSACTIONS

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ 3-M/2012 ZESZYT 8 ROK 109 ISSUE 8 YEAR 109

JERZY MERKISZ, MAREK IDZIOR, MACIEJ BAJERLEIN, PAWEŁ DASZKIEWICZ*

WPŁYW DODATKU WODORU DO OLEJU NAPĘDOWEGO NA PARAMETRY SILNIKA Z ZAPŁONEM SAMOCZYNNYM

THE IMPACT OF HYDROGEN IN DIESEL FUEL ON THE PARAMETERS OF CI ENGINE'S PERFORMANCE

Streszczenie

Instytut Silników Spalinowych i Transportu przeprowadził badania dotyczące zmierzenia ilościowego wpływu dodatku wodoru na wskaźniki pracy silnika oraz emisję związków toksycznych w silniku o ZS. Spośród składników toksycznych spalin analizowane zostały zmiany emisji NO_x , zadymienie, CO, HC oraz CO_2 . Badania prowadzono na specjalnie przygotowanym stanowisku silnikowym, wyposażonym w silnik badawczy AVL 5804 o zapłonie samoczynnym z bezpośrednim wtryskiem paliwa. Pomiary wykonywano dla obciążeń 0,5, 10, 15 i 20 Nm. Na następnym etapie mieszankę paliwowo-powietrzną wzbogacono o 0,5 i 1 bar wodoru. Prędkością obrotową, przy której dokonano pomiarów, była prędkość 1200 obr/min. Do pomiarów stężenia związków toksycznych wykorzystano mobilny analizator do badań toksyczności SEMTECH DS firmy SENSORS.

Słowa kluczowe: wodór, współspalanie, emisja, silnik z zapłonem samoczynnym

Abstract

The Institute of Internal Combustion Engines and Transport conducted a study to measure the quantitative effect of hydrogen addition on the indices of motor control and toxic emissions in SI engines. Among the toxic components of exhaust gases analyzed were changes in emissions of NOx, smoke, CO, HC and CO_2 . The study was conducted on a special position of the motor, equipped with AVL research engine 5804 ignition engines with direct fuel injection. Measurements were performed for loads of 0.5, 10, 15 and 20 Nm. In the next step fuel-air mixture enriched with 0.5 and 1 bar of hydrogen. Speed at which the measurements were made, was the speed of 1200 rev/min. For measuring the concentration of toxic compounds portable analyzer used for toxicity tests SEMTECH DS's sensors.

Keywords: hydrogen, co-combustion, emissions, engine ignition

^{*} Prof. dr hab. inż. Jerzy Merkisz, dr hab. inż. Marek Idzior, prof. PP, dr inż. Maciej Bajerlein, mgr inż. Paweł Daszkiewicz, Instytut Silników Spalinowych i Transportu, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Politechnika Poznańska.

1. Wstęp

Duże przyśpieszenie oraz dojrzewanie cywilizacji w ostatnich kilku dziesięcioleciach, nieustanna i ciągle postępująca degradacja środowiska naturalnego, a także narastajace niedobory surowców energetycznych wymuszają na krająch poszukiwanie alternatywnych źródeł energii oraz związanych z nimi nowoczesnych technologii. W związku z tym uwaga wielu ośrodków naukowo-badawczych została skupiona na technologiach wodoru. Zakresem podjetych badań objęto zagadnienia wytwarzania, transportu, magazynowania oraz zastosowań energetycznych i pędnych tego gazu. Szczególnie duże nadzieje pokłada się w rozwoju technologii ogniw paliwowych, które w połaczeniu z wodorem jako nośnikiem energii rysują wizję najbliższej przyszłości w dziedzinie paliw. Podejmowane od kilku lat programy rzadowe, dotyczące badań nad zastosowaniem wodoru jako paliwa samochodowego, udowadniają już dzisiaj realność techniczną stworzenia czystych systemów transportu, np. w dużych aglomeracjach miejskich w oparciu o autobusy napędzane ogniwami paliwowymi zasilanymi wodorem. Ważnym aspektem przemawiającym za stosowaniem wodoru jako paliwo w transporcie jest ochrona środowiska, ponieważ wodór jest paliwem, które podczas spalania emituje zdecydowanie mniej związków toksycznych aniżeli obecne stosowane paliwa konwencjonalne. Użycie tego gazu jako podstawowego paliwa w znaczący sposób zredukowałoby kwestię smogu w coraz bardziej zatłoczonych aglomeracjach miejskich.

Bardzo ważnym problemem globalnym jest efekt cieplarniany, za co odpowiedzialna jest emisja CO_2 do atmosfery, która nie występuje w przypadku pojazdów napędzanych wodorem. Wobec wyżej przedstawionych faktów zastosowanie wodoru jako nośnika energii w połączeniu z ekologicznymi formami jego wytwarzania daje perspektywę globalnego zmniejszenia emisji CO_2 do atmosfery.

2. Wodór jako paliwo silnikowe

2.1. Wartość opałowa

Wartość opałowa jest to ilość ciepła powstała podczas całkowitego i zupełnego spalenia jednostki paliwa (m³ lub kg wodoru) przy warunku, że spaliny zostały ochłodzone do temperatury pierwotnej substratów, a woda znajdująca się w spalinach jest w postaci pary. Gęstość wodoru w warunkach normalnych jest dużo mniejsza niż metanu i znacznie mniejsza od gęstości benzyny czy oleju napędowego.

Tabela 1

Paliwo	Wartość opałowa (przy $t = 25^{\circ}$ C i $p = 1$ atm) [kJ/g]
Wodór	119,93
Metan	50,02
Propan	45,6
Benzyna	44,5
Olej napędowy	42,5
Metanol	18,05

Wartość opałowa paliw [2]

2.2. Granica palności

Ważnymi parametrami charakterystycznymi paliwa są ich granice palności. Pod tym terminem rozumiany jest stosunek wodoru do powietrza, przy którym następuje zapłon mieszanki. W przypadku wodoru obejmują one zakres od 4% do 75% zawartości wodoru w powietrzu. Wodór spala się w dużym zakresie koncentracji mieszanki wodór-powietrze [3]. W porównaniu do innych paliw, takich jak benzyna czy olej napędowy, zakres palności wodoru jest kilkukrotnie wyższy. Walorem jest to, że dolna granica palności dla wodoru wy-nosi 4%, natomiast dla oparów oleju napędowego tylko 0,6%, a benzyny 1%, co oznacza, że wodór przy małych stężeniach jest bezpieczniejszy.



Rys. 1. Porównanie granicy palności wodoru w stosunku do innych paliw [2]

Fig. 1. Comparison of flammability limit of hydrogen over other fuels [2]

2.3. Prędkość spalania

Prędkość spalania jest wartością charakteryzującą dynamikę procesu spalania. Prędkość spalania dla mieszanki wodorowo-powietrznej wynosi 2,65–3,25 m/s. Dla porównania mieszanka benzyny z powietrzem wynosi 0,37–0,43 m/s, a metanu z powietrzem 0,37–0,45 m/s. Z powyższego opisu wynika, że dynamika procesu spalania wodoru jest wyższa od innych paliw.

2.4. Temperatura samozapłonu

Temperaturą samozapłonu jest określana temperatura, przy której ciepło wydzielone z reakcji utlenienia w jednostce czasu jest równe ciepłu wypromieniowanemu do otoczenia. Powyżej tej temperatury następuje gwałtowny wzrost prędkości reakcji utleniania oraz wydzielania się dużych ilości ciepła. Dla wodoru temperatura samozapłonu jest relatywnie wysoka w porównaniu z innymi paliwami.

Paliwo	Temperatura samozapłonu [°C]
Wodór	585
Metan	540
Propan	490
Metanol	385
Benzyna	od 230 do 480

Temperatury zapłonu poszczególnych paliw [5]

2.5. Odległość krytyczna propagacji płomienia

Odległość krytyczna jest to minimalna szerokość szczeliny, przy której nie występuje dalsza propagacja otwartego płomienia w mieszance paliwowo-powietrznej. W warunkach normalnych dla mieszanki wodoru z powietrzem dystans ten wynosił 0,6 mm. Dla mieszanki propanu, butanu lub benzyny z powietrzem dystans ten wynosi 2 mm. Efekt ten jest spowo-dowany przez ochładzanie płomienia poprzez ścianki szczeliny.

Odległość krytyczna zależy od: mieszanki, temperatury, ciśnienia oraz od kształtu szczeliny. Przy dużych nieszczelnościach zaworków w silnikach tłokowych (w sprawnych silnikach nieszczelności zaworków sięgają 0,4 mm) może nastąpić wówczas cofnięcie się płomienia do przewodu doprowadzającego mieszankę paliwowo-powietrzną. Z powyższych względów mała odległość krytyczna wodoru jest niekorzystna dla silników spalających wodór, wymaga ona bowiem użycia w silnikach spalinowych szczelniejszych zaworów, niż to ma miejsce w przypadku innych paliw.

2.6. Energia zapłonu

Energia zapłonu jest najmniejszą wartością energii wyładowania iskrowego, jaka w danych warunkach może wzbudzić zapłon lub wybuch mieszaniny wybuchowej. Energia zapłonu wodoru wynosi tylko 0,02 mJ, o jeden rząd wielkości mniej niż gazu ziemnego (0,29 mJ) lub propanu (0,26 mJ). Wynika z tego jednoznacznie, że wodór nadaje się do silników.

3. Stechiometryczny proces spalania

Spalanie wodoru przebiega według następującej reakcji:

ENERGIA

$$2H_2 + O_2 2H_2O$$
 (1)

Celem dokonania obliczeń zapotrzebowania powietrza (rachunek objętościowy), należy wyliczyć ilość tlenu potrzebnego do utlenienia wodoru. Obliczenie potrzebnego tlenu wykonujemy dla warunków normalnych (p = 0,1 Mpa, T = 273,15 K). Wodór zgodnie ze wzorem stechiometrycznym, spala się w proporcji 1:2. W związku z tym względna objętość tlenu przypadająca na m³ wodoru (tzw. tlen teoretyczny) będzie wynosić:

$$O_t = 0.5 H_2 [m^3 O_2 / m^3 paliwa]$$
 (2)

W celu dokonania obliczeń względnej objętości potrzebnego powietrza (powietrza teoretycznego) należy uwzględnić zawartość azotu w powietrzu. Stosunek objętości powietrza do zawartego w nim tlenu wynosi 100/21, zatem objętość względna dla powietrza wyniesie:

$$V_{t} = 100/21 \text{ O}_{t} = 4,762 \text{ O}_{t} [\text{m}^{3}\text{O}_{2}/\text{m}^{3}\text{wodoru}]$$
 (3)

po uwzględnieniu powyższego otrzymamy:

$$V_{\rm c} = 4,7620,5 = 2,42 \, [{\rm m}^3 {\rm powietrza}/{\rm m}^3 {\rm wodoru}]$$
 (4)

Proporcja objętości względnej powietrza do objętości wodoru wynosi zatem:

$$V/VH_2 = 2,4:1$$
 (5)

W celu wyliczenia masy potrzebnego powietrza należy w pierwszej kolejności obliczyć masę tlenu potrzebnego do utlenienia wodoru.

Masa jednego mola tlenu m $O_2 = 1 \text{ mol } x \text{ 32 g/mol} = 32 \text{ g}$

Masa jednego mola azotu m
 $\bar{N_2}$ = 1 mol O2 x (79% N2/21%) x 28 g/mol = 3,762 mol x x 28 g/mol = 105,33 g

Masa jednego mola powietrza m powietrza = $mN_2 + mO_2 = 32 \text{ g} + 105,33 \text{ g} = 137 \text{ g}.$

Masa jednego mola wodoru m $H_2 = 2 \mod H_2 \ge 2 g/mol = 4 g$

Proporcja masy powietrza do masy wodoru wynosi m powietrza/m $H_2 = 137,33 \text{ g/4 g} = 34,33:1.$

Z przedstawionych obliczeń wynika, iż do spalenia 1 g wodoru należy dostarczyć 34 g powietrza. Do spalenia 1 g benzyny należy dostarczyć tylko 14,7 g powietrza. Stąd wynika, że układy zasysające powietrze w silnikach wodorowych muszą być bardziej wydajne niż w silnikach spalinowych. Chcąc uzyskać zwiększoną moc silnika, należy zwiększyć ilość wprowadzanego wodoru do cylindra, co możemy wykonać, wprowadzając wodór pod wysokim ciśnieniem lub doprowadzając płynny wodór. Jednak w takim przypadku spalanie odbędzie się z niedomiarem powietrza (współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda < 1$). Będzie to skutkowało zwiększeniem emisji NOx.

Zajmowane objętości przez powietrze i paliwo w cylindrze oraz ich różnice w zależności od rodzaju zastosowanego paliwa (porównanie różnych systemów wtrysku paliwa do cylindra o objętości 1000 cm³) [5]

	System gaźnikowy	System gaźnikowy na wodór gazowy na wodór ciekły		System bezpośredniego wtrysku wodoru
Objętość teoretyczna zajmowana przez paliwo [cm ³]	17	300	405	420
Objętość teoretyczna zajmowana przez powietrze [cm ³]	983	700	965	1000
Wyzwolona energia [kJ]	3,5	3	4	4,2
Zysk procentowy energetyczny danego systemu [%]	100	85	115	120

4. Stanowisko badawcze

Stanowisko badawczego składa się z pięciu głównych części:

- silnika badawczego AVL 5804 z hamulcem prądnicowym asynchronicznym AMK ASYN typ DW13-170-4-AOW,
- pompy wysokiego ciśnienia dla roztworu gazu i paliwa oraz pompy common rail,
- elektronicznego systemu sterowania pracą wtryskiwacza elektromagnetycznego,
- systemu AVL Iset 620 do rejestracji ciśnień szybkozmiennych,
- analizatorów spalin: Testo 360, AVL Opacimeter 438, dymomierz Bosch.

Silnik badawczy AVL 5804 wyposażony jest w głowicę z trzema zaworami i dwoma wałkami rozrządu.

Do wykorzystywanej do badań butli z wodorem wyposażonej w manometr zostały zaimplementowane specjalistyczne jednokierunkowe zawory zabezpieczające. Wodór dostarczany był za pomocą przewodów do kolektora dolotowego, gdzie po wymieszaniu z powietrzem trafiał do komory spalania silnika. Wartość ilości dodawanego wodoru ustawiana była na manometrze oraz mierzona za pomocą aerometru zainstalowanego w przewodzie doprowadzającym.

Stanowisko jest wyposażone w zewnętrzny układ stabilizacji temperatury cieczy chłodzącej silnika i oleju smarującego AVL 577. Parametry pracy silnika, takie jak prędkość obrotowa i obciążenie, zadawane są hamulcem elektrycznym AMK ASYN typ DW13-170--4-AOW. Zainstalowany hamulec prądnicowy posiada dwa tryby pracy. W pierwszym trybie pracy hamulec służy do zadawania obciążenia dla pracującego silnika spalinowego – w tym trybie hamulec pracuje jako prądnica. Drugi tryb pracy pozwala na zewnętrzny napęd silnika spalinowego – w tym trybie hamulec pracuje jako silnik elektryczny. W warunkach pracy stanowiska badawczego, gdy jest konieczne utrzymanie stałej wartości prędkości obrotowej silnika spalinowego, niezależnie od ilości paliwa dostarczanej do spalenia w cylindrze, hamulec ten może pracować na przemian w dwóch trybach pracy, w zależności od energii wytwarzanej przez silnik spalinowy. Jeżeli energia pochodząca z procesu spalania paliwa w cylindrze silnika spalinowego jest na tyle duża, by mogła pokonać opory ruchu przy ustalonej prędkości obrotowej, i napęd ze źródła zewnętrznego nie jest potrzebny, to hamulec samoczynnie przechodzi z trybu pracy jako silnik elektryczny w fazę pracy jako hamulec prądnicowy. W skład układu zasilania wchodzi zasobnik paliwa z czujnikiem ciśnienia i zaworem upustowym paliwa oraz wtryskiwacz BOSCH 0445 110 131. Wtryskiwacz zaadaptowano do silnika, wykonując nową obsadę wtryskiwacza i umieszczono go w głowicy w miejscu wtryskiwacza, standardowego.



Rys. 2. Schemat stanowiska badawczego

Fig. 2. Schematic of the test

268



Rys. 3. Schemat stanowiska badawczego

Fig. 3. View of the test

Tabela 4

Pojemność skokowa	$510,7 \text{ cm}^3$
Średnica cylindra	85 mm
Skok tłoka	90 mm
Objętość komory spalania	23,63 cm ³
Stopień sprężania	19,9
Moc maksymalna	16 kW przy 4200 obr./min
Moment obrotowy	53 N·m przy 2000 obr./min
Średnie ciśnienie użyteczne w wersji doładowanej	1,22 MPa przy 2000 obr./min
Jednostkowe zużycie paliwa	251 g/(kW · h) przy maksymalnej wartości momentu obrotowego
	287 g/(kW · h) przy mocy znamionowej
Maksymalna prędkość obrotowa	5000 obr./min
Maksymalne ciśnienie w cylindrze	15,0 MPa
Silnik posiada wałki wyrównoważające	· ·

Podstawowe parametry silnika



Rys. 4. Widok głowicy i tłoka silnika badawczego AVL 5804 Fig. 4. View of the piston head and cylinder test engine AVL 5804

5. Wyniki badań

Zestawienie stężenia poszczególnych związków toksycznych występujących w spalinach, w zależności od rodzaju zastosowanej mieszanki paliwowej oraz od czasu wtrysku, przedstawia poniższa tabela.

Tabela 5

		k	k + 0,5 bar H_2	$k + 1 bar H_2$	k	k + 0,5 bar H_2	$k + 1 bar H_2$	
	t [ms]]	NOx [ppm]		CO [ppm]			
1200 obr./min	1,03	411	499	594	314,5	273	126	
	1,25	501	586	683	480,5	337	214	
	1,55	517	655	769	800,5	571	413	
	1,86	529	786	871	1704,5	1239	740	
	1,97	536	801	980	4797	2209	1307	

Stężenie poszczególnych związków toksycznych

		k	k + 0,5 bar H_2	$k + 1 bar H_2$	k	k + 0,5 bar H_2	$k + 1 bar H_2$
	t [ms]		HC [%]			D [jB]	
	1,03	0,1301	0,1	0,079	2,86	2,1	1,6
1200 obr./min	1,25	0,1269	0,089	0,069	4,05	2,7	2,0
	1,55	0,1507	0,090	0,071	5,51	2,7	2,5
	1,86	0,2104	0,131	0,10	7,3	3,93	4,14
	1,97	0,3603	0,214	0,2	8	6,2	5,9

Przeprowadzone badania miały na celu ocenę wpływu dodatku wodoru do oleju napędowego oraz jego wpływ na zmiany stężenia związków toksycznych w spalinach. Badania przeprowadzone zostały na silniku o zapłonie samoczynnym AVL 5804, przy stałej prędkości obrotowej (n = 1200 obr./min).



Rys. 5. Wykres stężenia NO_x [ppm] Fig. 5. Graph of NO_x concentration [ppm]



Rys. 6. Wykres stężenia CO [ppm] Fig. 6. Graph of CO concentration [ppm]



Poniższa tabela prezentuje procentowe zestawienie zmian stężenia związków toksycznych spalin w odniesieniu do stężenia tych związków dla paliwa konwencjonalnego (k) w zależności od zastosowanej mieszanki paliwowej oraz czasu wtrysku.

Tabela 6

-48,3%

-52,6%

-42,7%

-36,7%

		k	k + 0.5 bar H_2	k + 1 bar H_2	k	k + 0.5 bar H_2	k + 1 bar H_2
	t [ms]		NOx [ppm]			CO [ppm]]
	1,03	0,0%	20,4%	44,3%	0,0%	-12,9%	-59,4%
1200 obr./	1,25	0,0%	17,3%	37,7%	0,0%	-30,1%	-54,4%
min	1,55	0,0%	27,2%	49,1%	0,0%	-28,3%	-48,5%
	1,86	0,0%	48,2%	65,0%	0,0%	-27,2%	-56,1%
	1,97	0,0%	49,1%	82,5%	0,0%	-53,6%	-72,2%
		k	k + 0.5 bar H_2	k + 1 bar H_2	k	k + 0.5 bar H_2	k + 1 bar H ₂
	t [ms]		HC [%]			D [jB]	
	1,03	0,0%	-23,4%	-38,0%	0,0%	-27,0%	-40,8%
1200 obr./	1.25	0.0%	_28.4%	_44 2%	0.0%	_31.2%	_48.3%

-28,4%

-39,1%

-36,3%

-39,5%

-44,2%

-51,6%

-47,6%

-44,6%

0.0%

0,0%

0,0%

0,0%

-31,2%

-49,1%

-44,6%

-30,1%

1,25

1,55

1,86

1,97

min

0,0%

0,0%

0,0%

0,0%

Procentowe wartości względne zmian stężenia związków toksycznych

Wyniki badań świadczą o istotnym oddziaływaniu redukcyjnym przy dodatku wodoru na
stężenie związków szkodliwych, co potwierdza prawidłowość przyjętej koncepcji przepro-
wadzonego testu. Jak można zaobserwować, dla emisji CO zanotowano blisko 50% redukcję
stężenia tego związku toksycznego. Pozytywnym objawem jest także zmniejszenie zawar-
tości HC w spalinach o około 30-50%. W podobnych proporcjach procentowych przedsta-
wia się redukcja zadymienia spalin. W przypadku NO, zauważyć można wzrost emisji tego
związku toksycznego, przy współspalaniu wodoru z paliwem konwencjonalnym, z 0,5 bar
H, dodatku wodoru oraz 1 bar H,. Widać, iż wzrost emisji jest znaczący. Przy czasie wtrysku
równym 1,25 ms i przy dodatku wodoru 0,5 bar wzrost emisji NO, wynosi 17,3%, natomiast
dla czasu wtrysku 1,97 ms i przy dodatku wodoru 1 bar, zanotowano wzrost emisji tego
związku na poziomie 82,5%.

Można stwierdzić, że ze względu na osiagi i obciażenie podstawowych elementów konstrukcyjnych, dodawanie wodoru w ilości 5-7% m/m w czasie spalania paliwa weglowodorowego w silniku z zapłonem samoczynnym nie wywiera większego wpływu na efekty spalania mieszanki. Uzyskane wyniki zapewnia materiał do dalszych prac, mających na celu optymalizację samego procesu otrzymywania, jak również sterowania składem mieszanki wodorowo-paliwowo-powietrznej w zależności od obciążenia silnika.



Rys. 9. Procentowa zmiana stężenia NO_x [ppm] Fig. 9. Percentage change in NO_x [ppm]













6. Wnioski

Wzrastająca nieustannie ilość pojazdów z silnikami spalinowymi, prognozy dotyczące wyczerpywania się złóż ropy naftowej oraz dążenie do ochrony środowiska naturalnego sprawiły, iż nastąpił wzrost zainteresowania zastosowaniem innych rodzajów paliw. Paliwa alternatywne powinny charakteryzować się następującymi cechami:

- napędzane nimi silniki nie powinny mieć gorszych charakterystyk funkcjonalnych niż zasilane paliwami konwencjonalnymi,
- silniki te powinny być bardziej przyjazne dla środowiska naturalnego,
- pochodzić z odnawialnych źródeł energii.

Paliwa takie można nazwać niekonwencjonalnymi, zastępczymi lub alternatywnymi. Powszechnie przyjmowana definicja traktuje je jako substancje, które nie są produktami przerobu ropy naftowej, a ich właściwości są zbliżone do właściwości powszechnie stosowanych benzyn silnikowych i olejów napędowych.

Obecnie najbardziej ekologicznym paliwem gazowym jest wodór, którego produktem spalania jest para wodna. Ponadto w spalinach występują niewielkie ilości tlenków azotu oraz węglowodorów i CO (produkty spalania oleju silnikowego). Zmniejszenie emisji tlen-



ków azotu można uzyskać przez zubożenie mieszanki, co jednak prowadzi do spadku mocy silnika. Rozwiązaniem również nieobniżającym mocy silnika może być wykorzystanie zewnętrznego układu recyrkulacji spalin (EGR), nad którym badania będą prowadzone w kolejnych etapach.

Na podstawie przeprowadzonych badań na silniku AVL 5804 można ocenić, że dodatek wodoru do oleju napędowego pozytywnie wpływa na emisję poszczególnych związków toksycznych spalin. Dostarczenie dodatku wodoru do oleju napędowego spowodowało wzrost emisji NO_x oraz spadek emisji CO, HC i zadymienia spalin. Badania zostały przeprowadzone na trzech różnych mieszankach paliwowych: pierwsze pomiary dotyczyły emisji związków toksycznych spalin w przypadku spalania oleju napędowego (k), kolejne pomiary dotyczyły emisji ze spalania oleju napędowego z 0,5 bar dodatku wodoru (k + 0,5 bar H₂), natomiast ostatnie pomiary dotyczyły emisji ze spalania oleju napędowego z 1 bar dodatku wodoru (k + 1 bar H₂). Zaobserwowano następujące zmiany emisji związków toksycznych:

- wzrost emisji NO_x nawet o 82,5% w przypadku spalania oleju napędowego z 1 bar dodatku H, przy czasie wtrysku t = 1,97 ms,
- ogólny spadek emisji CO w granicach od 12,9% dla spalania oleju napędowego z 0,5 bar wodoru przy czasie wtrysku t = 1,03 ms, aż do obniżenia emisji CO o ok. 72,2% dla spalania oleju napędowego z dodatkiem wodoru 1 bar przy czasie wtrysku t = 1,97 ms,
- obniżenie emisji HC na poziomie 50% w przypadku spalania oleju napędowego z dodatkiem wodoru 1 bar,
- obniżenie stopnia zadymienia spalin w granicach nawet 30-50%.

Jednak wodór jako paliwo posiada również wiele niekorzystnych cech, do których bez wątpienia zaliczyć można:

- małą wartość liczby oktanowej,
- reaktywność chemiczną w stosunku do metali (korozja wodorowa),
- oddziaływanie chemiczne na olej silnikowy (przyśpieszenie procesów jego starzenia),
- trudności w przechowywaniu (magazynowaniu).

Wodór może być magazynowany w pojazdach w postaci:

- gazowej pod bardzo wysokim ciśnieniem (do 70 MPa) w butlach stalowych, aluminiowych lub kompozytowych,
- ciekłej pod ciśnieniem zbliżonym do atmosferycznego w zbiornikach kriogenicznych (-2530°C),
- związanej chemicznie w postaci wodorków metali (najczęściej są to żelazo, tytan, mangan, magnez i nikiel) w zbiornikach będących jednocześnie wymiennikami ciepła,
- w mikrokulach szklanych i nanorurkach węglowych.

Pomimo znaczenia, jakie w świecie przykłada się do kwestii energetycznego wykorzystania wodoru, intensywności badań i wielkości nakładów finansowych, w Polsce zagadnienie to jest niedoceniane przez władze państwowe. Brak jest narodowego programu w zakresie technologii wodorowych i ogniw paliwowych. Polskie ośrodki indywidualnie współpracują z ośrodkami zagranicznymi, przyczyniając się do rozwoju tych technologii w innych krajach.

Zagadnienia materiałowe, istotne dla efektywności technologii wodorowych i zmniejszenia kosztów produkcji, są w tej chwili jedną z barier w ich rozwoju. O tym, jak duże jest zapotrzebowanie na kontynuowanie prac nad tą technologią, świadczy fakt, że ogniwa są już oferowane w komercyjnej sprzedaży, np. do zasilania notebooków, telefonów komórkowych czy w pilotażowych produkcjach samochodów.

Literatura

- [1] Baczkowski K., Kałdoński T., Paliwa do silników, WKŁ, Warszawa 2005.
- [2] D o p p l e r M., *Rozwój i przyszłość napędu hybrydowo-wodorowego dla samochodów*, Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica, Kraków 2005.
- [3] Holladay J.D., Hu J., King D.L., Wang Y., *An overview of hydrogen production technologies*, "Catalysis Today" 2009, 139 (4), 244-260.
- [4] K i n d r a c k i J., The influence of hydrogen addition to methane f on pollutant emission and combustion performance in a single cycle IC engine, Journal of KONES, Vol. 11, No. 1–2, 2004.
- [5] Kothari R., Buddhi D., Sawhney R.L., *Comparison of environmental and economic aspects of various hydrogen production methods*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 12 (2), 2008, 553-563.
- [6] Lee S., Lee Y., Hydrogen storage in single-walled carbon nanotubes, Applied Physics Letters, 76 (20), 2000, 2877-2879.
- [7] Li M., Li Y., Zhou Z., Shen P., Chen Z., Ca-Coated Boron Fullerenes and Nanotubes as Superior Hydrogen Storage Materials, Nano Letters, 9 (5), 2009, 1944-1948.
- [8] Masood M., Computational Combustion and Emission Analysis of Hydrogen Diesel Blends with Experimental Verification, Hydrogen Energy, 32, 2007, 2539-2547.
- [9] Negri F., Saendig N., Tuning the physisorption of molecular hydrogen: binding to aromatic, hetero-aromatic and metal-organic framework materials, Theor Chem Acc, 118 (1), 2007, 149-163.
- [10] Nikitin A., Li X., Zhang Z., Ogasawara H., Dai H., Nilsson A., Hydrogen Storage in Carbon Nanotubes through the Formation of Stable C-H Bonds, Nano Letters, 8 (1), 2008, 162-167.
- [11] Surygała J., Wodór jako paliwo, WNT, Warszawa 2008.
- [12] Waligórska W., Łamiecki M., Biomasa źródłem wodoru, Przemysł Chemiczny, 84 (5), 2005, 333.
- [13] Yoon M., Yang S., Wang E., Zhang Z., Charged Fullerenes as High-Capacity Hydrogen Storage Media, Nano Letters, 7 (9), 2007, 2578-2583.

MECHANIKA CZASOPISMO TECHNICZNE

CHNICAL TRANSACTIONS

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KBAKOWSKIEJ 3-M/2012 ZESZYT 8 ROK 109 ISSUE 8 YEAR 109

ARTUR JAWORSKI, HUBERT KUSZEWSKI, KAZIMIERZ LEJDA, ADAM USTRZYCKI, PAWEŁ WOŚ*

OZNACZANIE LICZBY CETANOWEJ WYBRANYCH PALIW NA PODSTAWIE SPALANIA W KOMORZE O STAŁEJ OBJĘTOŚCI W ASPEKCIE ICH ZASTOSOWANIA W SILNIKU O ZMIENNYM STOPNIU SPRĘŻANIA VCR

CETANE NUMBER DETERMINATION WITH CONSTANT-VOLUME CHAMBER COMBUSTION METHOD FOR SELECTED FUELS TOWARDS THEIR USING IN VARIABLE COMPRESSION RATIO VCR ENGINE

Streszczenie

W artykule przedstawiono metodykę oraz wyniki badań liczby cetanowej paliw w aspekcie możliwości ich zastosowania w silniku o zmiennym stopniu sprężania 4 VD 14,5/12-1 SRW. Badania przeprowadzono w Laboratorium Zakładu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Rzeszowskiej. Ponadto porównano wyniki badań paliw wzorcowych oznaczonych metodą silnikową z metodą opartą na komorze o stałej objętości.

Słowa kluczowe: właściwości zapłonowe paliw, opóźnienie samozapłonu, liczba cetanowa, stopień sprężania, badania w komorze spalania o stałej objętości.

Abstract

The paper presents the methodology and results of fuel cetane number investigations as the pretests for powering variable compression ratio engine 4 VD 14.5/12-1 SRW. The study was conducted at the Laboratory of the Department of Automotive Vehicles and Internal Combustion Engines, Rzeszow University of Technology. Additionally, the results acquired with a constant volume chamber are compared to cetane number of reference fuels measured with use the motor method.

Keywords: fuel ignition properties, autoignition delay, cetane number, compression ratio, constant-volume combustion chamber tests.

^{*} Dr inż. Artur Jaworski, dr inż. Hubert Kuszewski, prof. dr hab. inż. Kazimierz Lejda, dr inż. Adam Ustrzycki, dr inż. Paweł Woś, Zakład Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa, Politechnika Rzeszowska.

Dążenie do ograniczania niekorzystnych efektów zewnętrznych związanych z rozwojem motoryzacji i transportu, opartych głównie o tłokowy silnik spalinowy jako podstawowe źródło napędu, przejawia się przede wszystkim limitowaniem emisji szkodliwych związków zawartych w spalinach, tj. tlenku węgla CO, węglowodorów HC, tlenków azotu NO_x i cząstek stałych PM. Ponadto w obliczu narastającego zjawiska globalnego ocieplenia oraz kurczących się zasobów paliw płynnych, szczególną uwagę zwraca się także na zmniejszenie zużycia paliwa, a tym samym emisji dwutlenku węgla CO₂. Niestety specyfika procesów roboczych w silnikach tłokowych nie pozwala w prosty sposób spełnić jednocześnie wszystkie powyższe wymagania. Pomimo znacznego postępu dokonanego w ostatnich latach, dalsza poprawa parametrów ekologiczno-energetycznych silników tłokowych wymaga kolejnych zmian w ich konstrukcji, obejmujących praktycznie wszystkie układy funkcjonalne.

Jedną z bardziej efektywnych ścieżek, chociaż na obecnym etapie rozwoju niosących wciąż wiele trudności natury technicznej i eksploatacyjnej, jest konstrukcja silników, w których stopień sprężania jest parametrem regulacyjnym i może być zmieniany bezstopniowo w szerokim zakresie i stosunkowo krótkim czasie. Technologia ta oznaczana jest symbolem VCR pochodzącym od anglojęzycznego terminu *Variable Compression Ratio* – zmienny stopień sprężania.

W Zakładzie Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Rzeszowskiej trwają prace nad konstrukcją silnika 4 VD 14,5/12-1 SRW o zmiennym stopniu sprężania [8].

2. Opis badań

Do określenia zdolności paliwa do samozapłonu i odpowiedniej regulacji stopnia sprężania w silniku VCR kluczowe znaczenie ma oznaczanie liczby cetanowej paliwa. W tym zakresie na szczególną uwagę zasługuje normatywna metoda oznaczania pochodnej liczby cetanowej (DCN), która determinowana jest przebiegiem spalania w komorze o stałej objętości.

Do oznaczenia wartości LC można wykorzystać jedną z trzech metod pomiaru. Są to:

- analiza widmowa w średniej podczerwieni,
- metoda polegająca na porównaniu właściwości zapłonowych z analogicznymi właściwościami mieszanek paliw wzorcowych o znanych LC; badania prowadzi się w znormalizowanych warunkach z użyciem silnika badawczego,
- metoda polegająca na obliczeniu pochodnej liczby cetanowej na podstawie średniej wartości opóźnienia zapłonu, które mierzone jest w oparciu o przebieg spalania w komorze o stałej objętości.

Analiza widmowa w średniej podczerwieni umożliwia rozróżnianie i określanie ilości poszczególnych składników w próbce paliwa. Każdy składnik paliwa cechuje się właściwym sobie widmem pochłaniania. Ilość absorbowanej energii w pojawiających się charaktery-stycznych "pikach" absorbancji określana jest na podstawie specjalnie dobranego zestawu optycznych filtrów pasmowych. Ilość pochłoniętego światła jest proporcjonalna do stężenia danego składnika w próbce paliwa [7].

W metodzie silnikowej określony jest sposób oceny oleju napędowego w odniesieniu do przyjętej skali liczb cetanowych z wykorzystaniem znormalizowanego, jednocylindrowego silnika czterosuwowego o zapłonie samoczynnym. W silniku zastosowany jest pośredni wtrysk paliwa do komory wstępnej. W metodzie silnikowej można określać LC w pełnym zakresie, tj. od LC = 0 do LC = 100. Oznaczenie może obejmować paliwa niekonwencjonalne.

Metoda oznaczania LC paliwa na stanowisku silnikowym polega na porównaniu jego właściwości samozapłonowych z analogicznymi właściwościami mieszanek paliw wzorcowych o znanych wartościach LC. Poprzez właściwości samozapłonowe rozumie się miarę opóźnienia zapłonu paliwa. W opisywanej metodzie, jako paliwa wzorcowe pierwotne przyjęto heksadekan (cetan), heptametylononan (HMN) oraz mieszanki tych składników w proporcjach objętościowych. Paliwa te są wykorzystywane do definiowania skali liczb cetanowych, zgodnie z zależnością [4]:

$$LC = \% cetanu + 0.15 (\% HMN)$$
 (1)

W metodzie silnikowej podstawą określenia LC jest precyzyjny pomiar kąta opóźnienia zapłonu. W tym celu wykorzystuje się miernik cetanowy (miernik opóźnienia zapłonu), czujnik wtryskiwacza oraz czujnik spalania. Miernik cetanowy to przyrząd elektroniczny wyświetlający kąt wyprzedzenia wtrysku oraz kąt opóźnienia zapłonu. Czujnik wtryskiwacza to przetwornik do rejestracji ruchu iglicy wtryskiwacza. Na tej podstawie określa się precyzyjnie początek wtrysku paliwa. Czujnik ciśnienia spalania wskazuje gwałtowny przyrost ciśnienia, co odpowiada początkowi spalania.

Metoda silnikowa oznaczania LC jest metodą normatywną. Sposób oznaczania LC precyzuje norma PN-EN ISO 5165:2003 Przetwory naftowe. Oznaczanie właściwości zapłonowych olejów napędowych. Metoda silnikowa oznaczania liczby cetanowej. Do oznaczenia LC do celów określenia wymagań, jakie muszą spełniać oleje napędowe wg normy PN-EN 590+A1:2011, może być zastosowana norma PN-EN ISO 5165:2003.

Do oznaczania LC norma PN-EN 590+A1:2011 dopuszcza również stosowanie normy PN-EN 15195:2009 Ciekłe przetwory naftowe. Oznaczanie opóźnienia zapłonu i pochodnej liczby cetanowej (DCN) paliw ze średnich destylatów przez ich spalanie w komorze o stałej objętości. Metoda opisuje sposób określenia ilościowego opóźnienia zapłonu przy pomocy komory spalania o stałej objętości, która została opracowana przy założeniu zapłonu samoczynnego z zastosowaniem bezpośredniego wtrysku paliwa do sprężonego powietrza. Metoda może być zastosowana do paliw pochodzących z przeróbki ropy naftowej, łącznie z tymi, które zawierają FAME. Metodę można stosować również do średnich destylatów ropy naftowej i paliw, które nie pochodzą z przeróbki ropy naftowej.

W przedmiotowej metodzie próbka analityczna paliwa, którą poddaje się testowi, wtryskiwana jest do ładunku sprężonego powietrza w komorze spalania o stałej objętości. Odpowiednie czujniki identyfikują początek wtrysku paliwa oraz początek spalania dla każdego cyklu z pojedynczym wtryskiem. Sekwencja testowa skład się z 15 wstępnych cykli spalania i następnie realizowane są kolejne 32 dalsze cykle testowe w celu określenia czasu opóźnienia zapłonu. Określona na podstawie 32 cykli średnia wartość opóźnienia zapłonu ID stanowi podstawę obliczenia pochodnej liczby cetanowej DCN (*Derived Cetane Number*) według zależności [5]:

$$DCN = 4,460 + 186,6/ID$$
(2)



Rys. 1. Przykładowy przebieg zmian ciśnienia w komorze spalania i wzniosu iglicy [5]: 1 – początek wtrysku paliwa, 2 – początek spalania, 3 – ciśnienie początkowe w komorze spalania, 4 – okres opóźnienia zapłonu, 5 – przebieg wzniosu iglicy wtryskiwacza, 6 – przebieg ciśnienia w komorze spalania

Fig. 1. Example of a course of pressure variation in the combustion chamber and of the needle lift [5], 1 – start of fuel injection, 2 – start of combustion, 3 – initial pressure in the combustion chamber, 4 – ignition delay period, 5 – course of the needle lift, 6 – course of the pressure in the combustion chamber

Tak obliczona pochodna liczba cetanowa jest przybliżeniem LC oznaczonej według EN ISO 5165 z wykorzystaniem silnika testowego. Na rys. 1 przedstawiono przykładowy przebieg sygnału z czujnika ruchu iglicy oraz czujnika ciśnienia w komorze spalania. Czas jaki upływa od chwili punktu początku wzniosu iglicy (punkt 1) do punktu, w którym gwałtownie zaczyna narastać ciśnienie w komorze spalania (punkt 2), identyfikowany jest jako okres opóźnienia zapłonu.

Oznaczanie okresu opóźnienia na podstawie spalania w komorze o stałej objętości precyzuje również amerykańska norma ASTM D7668 – 10 "Standard Test Method for Determination of Derived Cetane Number (DCN) of Diesel Fuel Oils – Ignition Delay and Combustion Delay Using a Constant Volume Combustion Chamber Method". Metoda bazuje na spalaniu paliwa w komorze o stałej objętości z bezpośrednim wtryskiem paliwa do sprężonego, podgrzewanego powietrza syntetycznego. Sekwencja testowa składa się z 5 wstępnych cykli spalania. Ich celem jest m.in. oczyszczenie układu z paliwa wcześniej badanego. Następnie kolejno realizowanych jest 15 cykli testowych w celu określenia czasu opóźnienia zapłonu. Określona na podstawie 15 cykli średnia wartość opóźnienia zapłonu ID oraz czas przyrostu ciśnienia do wartości równej połowie przyrostu ciśnienia do wartości maksymalnej CD (rys. 2) w komorze stanowi podstawę obliczenia pochodnej liczby cetanowej DCN według zależności:



Rys. 2. Parametry służące określeniu pochodnej liczby cetanowej DCN [6]: ID – czas, jaki upłynął od pojawienia się sygnału sterującego wtryskiwaczem (zbocze narastające impulsu) do momentu, gdy ciśnienie w komorze wzrosło o 0,02 MPa powyżej ciśnienia początkowego P_0 , CD – czas, jaki upłynął od pojawienia się sygnału sterującego wtryskiwaczem (zbocze narastające impulsu) do momentu gdy ciśnienie w komorze uzyskało wartość równą połowie sumy ciśnienia początkowego P_0 w komorze i ciśnienia maksymalnego p_{max} w cyklu

Fig. 2. Parameters used to determine the derivative of the cetane number DCN [6]: ID – passage of time since the appearance of the signal controlling the injection (impulse rising edge) until the moment, when the pressure in the chamber exceeded of 0.02 MPa the initial pressure P_0 , CD – passage of time since the appearance of the signal controlling the injection (impulse rising edge) till the moment, when the pressure in the chamber get the value equal to half-sum of the initial P_0 in the chamber and the maximum cycle pressure p_{max}

$$DCN = 11,162234 + 7, \frac{654674}{ID} + 171, \frac{880479}{CD} + \frac{-799,518995}{CD^2} + 2835, \frac{510270}{CD^3} + 15,147363 \cdot \frac{ID}{CD}$$
(3)

gdzie:

- ID czas, jaki upłynął od pojawienia się sygnału sterującego wtryskiwaczem (zbocze narastające impulsu) do momentu gdy ciśnienie w komorze wzrosło o 0,02 MPa powyżej ciśnienia początkowego P_0 (rys. 2),
- CD czas, jaki upłynął od pojawienia się sygnału sterującego wtryskiwaczem (zbocze narastające impulsu) do momentu gdy ciśnienie w komorze uzyskało wartość równą połowie sumy ciśnienia początkowego P_0 w komorze i ciśnienia maksymalnego p_{max} w cyklu (rys. 2).

Przykładem aparatu, który umożliwia oznaczenie pochodnej liczby cetanowej według normy ASTM D7668 – 10, jest aparat CID 510 firmy Walter Herzog (rys. 3). W urządzeniu zastosowano system wtryskowy typu Common Rail. Elektronicznie sterowany wtryskiwacz CR z rozpylaczem wielootworkowym, może wtryskiwać do komory spalania paliwo pod ciśnieniem do 1500 bar. Na rys. 4 i 5 przedstawiono odpowiednio schemat układu wtryskowego aparatu CID 510 oraz widok jego komory spalania.

Znajdujący się na wyposażeniu bazy laboratoryjnej w Zakładzie Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Rzeszowskiej aparat CID 510 posłużył do wykonania badania mającego na celu określenie DCN handlowego oleju napędowego (ON_H), paliwa biodiesel (B100), czystego oleju napędowego bez biokomponentów (ON), paliwa B7 (mieszanina 93% ON 7% paliwa biodiesel) i mieszaniny 90% ON handlowego i 10% benzyny silnikowej, a także paliwa syntetycznego (PS). Wyniki tych badań przedstawiono na rys. 6.

Ponadto w celu określenia dokładności metody, po przeprowadzonej kalibracji urządzenia, przeprowadzono pomiary pochodnej liczby cetanowej dla paliw wzorcowych (LOW_CETANE, HIGH_CETANE, HIGH_CETANE_2 oraz mieszaniny 40% heksadekanu + 60% heptametylononanu oznaczonej jako 40_60), których liczba cetanowa była także wyznaczana metodą silnikową. Porównanie tych parametrów przedstawiono na rys. 7.



 Rys. 3. Aparat do oznaczania pochodnej liczby cetanowej CID 510 firmy Walter Herzog [9]
 Fig. 3. Apparatus for determining the cetane index derivative CID 510 produced by the firm Walter Herzog [9]



Rys. 4. Schemat układu wtryskowego aparatu CID 510 [2, 10] Fig. 4. Diagram of the injection system of the apparatus CID 510 [2, 10]



Rys. 5. Schemat komory spalania aparatu CID 510 [2, 9]



Rys. 6. DCN różnych paliw; wyniki uzyskane za pomocą aparatu CID 510 firmy Walter Herzog Fig. 6. DCN of different fuels; results achieved using CID 510 apparatus of Walter Herzog firm



Metoda 1 - CID 510
Metoda 2 - silnik badawczy

Rys. 7. Porównanie DCN paliw wzorcowych uzyskanych za pomocą aparatu CID 510 firmy Walter Herzog oraz LC określonej na silniku badawczym

Fig. 7. Comparison of DCN of reference fuels obtained using CID apparatus of Walter Herzog firm and LC determined on a research engine

Jak wskazują przeprowadzone wyniki badań, paliwo syntetyczne pochodzące z granulatu gumowego cechuje się znacznie lepszymi właściwościami samozapłonowymi w stosunku do typowego oleju napędowego. Dalsze badania takiego paliwa będą miały na celu określenie pozostałych parametrów istotnych z punktu widzenia eksploatacji.

W tabeli 1 przedstawiono średnie wartości z 15 kolejnych wtrysków paliwa do komory spalania uzyskane podczas badania wartości parametru ID w [ms] i CD w [ms] dla analizowanych paliw.

Tabela 1

Paliwo	ID [ms]	CD [ms]	p ₀ [bar]	t_k [°C]	Δp_k [bar]	t _{ch} [°C]	$t_{\rm wtr}$ [µs]	$p_{_{ m wtr}}$ [bar]
ON	3,0287	4,5736	21,0047	586,7620	19,9533	50,0267	2500	999,1667
PS	2,9681	4,0674	19,8927	586,8347	20,3733	49,9133	2500	994,9067
B100	3,1160	6,6400	6,6260	576,1420	19,9067	50,9133	910	996,4867
ON_H	2,8332	4,2779	20,8900	586,8027	20,4067	50,2267	2500	1005,4200
B7	2,9079	4,3928	20,8627	586,7680	20,0400	49,9267	2500	1005,0800
ON90_BS10	2,8332	4,2779	20,8900	586,8027	20,4067	50,2267	2500	1005,4200
LOW_CETANE	3,8397	5,8985	21,5267	586,7473	19,9267	50,2067	2500	989,1867
HIGH_CETANE	3,3311	4,7429	21,1187	586,7827	19,9600	50,0400	2500	989,6533
40_60	2,8707	4,8701	21,0500	586,7613	20,0000	50,1800	2500	1004,6067
HIGH_CETANE_2	2,8275	4,1560	20,6260	586,7660	19,8133	50,0200	2500	999,4267

Średnie parametry pracy aparatu CID 510 przy określaniu DCN dla analizowanych paliw

Oznaczenia: p_0 – ciśnienie początkowe w komorze spalania; Δp_k – przyrost ciśnienia w komorze spalania; p_{wtr} – ciśnienie wtrysku paliwa; t_k – temperatura powietrza w komorze; t_{ch} – temperatura chłodzenia wtryskiwacza; t_{wrt} – czas wtrysku

3. Wnioski

Oznaczanie właściwości samozapłonowych paliw jest zasadniczym parametrem w aspekcie ich zastosowania do silnika o zmiennym stopniu sprężania. Wyniki badań wykazały, że w relacji do oleju napędowego handlowego paliwo syntetyczne (PS) oraz biodiesel (B100) charakteryzują się wyższymi wartościami liczby cetanowej. Czysty olej napędowy bez biokomponentów oraz badane paliwa B7 i ON90BS10 charakteryzują się niższymi wartościami liczby cetanowej.

Metoda silnikowa oznaczania LC jest droga i trudna do zastosowania. Wymaga bardzo drogiego w zakupie, eksploatacji i serwisowaniu silnika badawczego. Tańszym i znacznie mniej skomplikowanym sposobem oznaczania właściwości samozapłonowych paliw jest metoda polegająca na oznaczeniu pochodnej liczby cetanowej DCN poprzez spalanie w komorze o stałej objętości. Ten sposób oznaczenia pochodnej liczby cetanowej, który daje niemal identyczne wyniki jak w przypadku metody silnikowej, jest znacznie łatwiejszy do przeprowadzenia.

Przeprowadzone w Zakładzie Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych badania DCN dla wybranych paliw zastępczych na aparacie CID 510 w pełni potwierdzają jego funkcjonalność.

Literatura

- [1] Baczewski K., Kałdoński T., Paliwa do silników o zapłonie samoczynnym, WKŁ, Warszawa 2004.
- [2] "Cetane ID 510 Automatyczny aparat do oznaczania pochodnej liczby cetanowej", Materiały firmowe Inkom Instruments.
- [3] Norma PN-EN 590+A1:2011 Paliwa do pojazdów samochodowych. Oleje napędowe. Wymagania i metody badań.
- [4] Norma PN-EN ISO 5165:2003 Przetwory naftowe. Oznaczanie właściwości zapłonowych olejów napędowych. Metoda silnikowa oznaczania liczby cetanowej.
- [5] Norma PN-EN 15195:2009 Ciekłe przetwory naftowe. Oznaczanie opóźnienia zapłonu i pochodnej liczby cetanowej (DCN) paliw ze średnich destylatów przez ich spalanie w komorze o stałej objętości.
- [6] Norma ASTM D7668 10 Standard Test Method for Determination of Derived Cetane Number (DCN) of Diesel Fuel Oils – Ignition Delay and Combustion Delay Using a Constant Volume Combustion Chamber Method.
- [7] TD PPA Wielofunkcyjny analizator oleju napędowego i paliwa lotniczego. Instrukcja obsługi, Opracowanie: Inkom Instruments.
- [8] Woś P., Jakubowski M., Silnik tłokowy o zmiennym stopniu sprężania, Zgłoszenie patentowe nr 389951, Biuletyn Urzędu Patentowego RP, nr 13/2011 (978), Warszawa 20 czerwca 2011, 27.
- [9] PAC (http://www.paclp.com).
- [10] INKOM Instruments (http://www.inkom.com.pl).

284

MECHANIKA CZASOPISMO TECHNICZNE TECHNICAL TRANSACTIONS MECHANICS

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ 3-M/2012 ZESZYT 8 ROK 109 ISSUE 8 YEAR 109

WOJCIECH SERDECKI, PIOTR KRZYMIEŃ*

THE EFFECT OF CHANGES IN CYLINDER LINER GEOMETRY ON THE OPERATION OF PISTON COMPRESSION RING

WPŁYW ZMIAN GEOMETRII CYLINDRA NA PRACĘ USZCZELNIAJĄCEGO PIERŚCIENIA TŁOKOWEGO

Abstract

Presented paper deals with cylinder deformations which could be most often encountered and tries to explain the causes of such situations. The essential part of the paper presents relations which allow to describe cylinder shape of any geometry and the attached example explains better the principles of their application. The obtained relations will be applied to the constructed mathematical model, in particular in a module describing the link between cylinder deformations and blowby during engine run. It should be added that the presented study is a part of a series concerning the collaboration of compression ring with the cylinder wall observed on a running engine.

Keywords: combustion engine, piston ring, ring wall pressure

Streszczenie

W niniejszym opracowaniu opisano najczęściej spotykane deformacje cylindra i dokonano próby wyjaśnienia przyczyn ich powstawania. W zasadniczej jego części zaprezentowano związki pozwalające opisać kształt cylindra o dowolnej, złożonej geometrii, a załączony przykład obliczeniowy pozwala lepiej wyjaśnić zasady ich stosowania. Uzyskane zależności zostaną wykorzystane w budowanym modelu matematycznym, w module dotyczącym wpływu odkształceń cylindra na przedmuchy gazów spalinowych w czasie pracy silnika. Należy dodać, że niniejsze opracowanie jest częścią większego cyklu dotyczącego współpracy uszczelniającego pierścienia tłokowego z gładzią cylindra w czasie pracy silnika spalinowego.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, pierścień tłokowy, nacisk pierścienia

^{*} Dr hab. inż. Wojciech Serdecki, dr inż. Piotr Krzymień, Instytut Silników Spalinowych i Transportu, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Politechnika Poznańska.

1. Introduction

The operation of piston compression ring is being regarded as correct if it prevents effectively the blow by to the crankcase. Fulfillment of this condition requires the full contact of ring face to the liner surface along the entire circumference (which means that the ring pressure against the liner should be higher than naught). The value of the pressure is selected by constructor at the initial stage of ring construction and it depends on ring geometry and material.

The wear of cylinder liner surface should be pointed out as one of the causes of this phenomenon. As the measurements carried out on new and worn cylinders prove their geometry differs from the designed one (see comments in [10]), sometimes to the far extend. Cylinder deflections might appear both at the stage of engine assembly and during its operation. Category of deflections that could emerge before engine run (called the assembly ones) include deformations caused by the errors in construction of cylinder block and head as well as improper assembly of these elements. Often a simple modification in engine block construction leads to the reduction in amplitude of deformations or to the change in their character (Fig. 1).

Detailed information on the mechanisms causing the cylinder liner failures during engine run one could find in [4]. The result is the change in cylinder diameter and surface deformations caused, for example by uneven thermal load.



Fig. 1. Exemplary changes in cylinder circumferential line caused by: different construction of cylinder block (a and b) and different installation of head bolts (c and d) [3]



The amplitude of cylinder surface deformations, variable along its circumference, most often is far smaller than the wear caused by the collaboration of piston skirt and rings with the cylinder wall (Fig. 2).



Fig. 2. Exemplary course of cylinder generatrix of an operated engine

Rys. 2. Przykładowy przebieg tworzącej eksploatowanego cylindra silnika spalinowego

A typical course of cylinder generatrix (this line is a cross section of cylinder surface with a plane laying in its symmetry axis, Fig. 2) shows that maximum wear takes place in upper part of liner where the top compression ring contacts with liner surface (the region of TDC).

A knowledge on actual geometry of the cylinder surface is of principal importance when the correctness of piston-cylinder assembly is to be determined, especially the problem of the combustion chamber tightness. Even minor deflections might lead to the loss of so called light tightness, i.e. spaces between the ring face and the cylinder surface emerge which cause the blow-by if not filled with lubricating oil. An analysis of the effect of cylinder geometry on distribution of circumferential ring pressure is necessary for the trial to point out the location of light slots and their shape. The construction of a model that could allow for such an analysis should be preceded by a mathematical description of changes in cylinder liner geometry as a result of engine operation.

2. Description of engine cylinder geometry

Determination of the effect of cylinder shape on the distribution of circumferential ring wall pressure requires a mathematical description of its geometry. Natural course of cylinder wear or the one caused by a failure make the value of cylinder radius difference for different cross sections p_i (distributed evenly along the cylinder generatrix – Fig. 2). The initial cylinder radius r_o remains unchanged outside the piston travel (or changes itself regularly as the result of deformations). In most cases the wear of the cylinder surface Δr is highest at the area of piston TDC. This phenomenon could be explained by the presence of high temperature (which affects the continuity of oil film) and high ring pressure (caused by exhaust). Precise measurements of used cylinder liners prove that the wear has more complicated form which could not be explained fully by the hydrodynamic theory of lubrication. Differentiation of

wear that could be observed between individual cylinders of the same engine could be caused by errors committed during engine assembly and adjustment (common turbocharger, uneven supply of lube oil etc. [9]). The wear of cylinder is far lower at the BDC where the conditions of liner lubrication are far more favorable.

Identification of pressure distribution changeability requires the definition of changes in the value of cylinder radius and curvature depending on location of the cross section p_i for which this increment is being defined (Fig. 2). In mathematical models functions of the sin(x) and e^x type are used for the description of cylinder generatrix course [3].

Polar coordinates are used for the description of cylinder circumference course (relative to the chosen plane p_i) giving the value of radius $r(\varphi)$ for specific values of the angle φ (denominations as in Fig. 3b):

where:

$$r(\varphi) = r_o + \Delta r(\varphi) \tag{1}$$

- radius of a new cylinder,

 $\Delta r(\phi)$ – change in cylinder radius along circumference.



Fig. 3. Sketch of a compression ring (a) and course of cylinder circumferential line (b); $r_z, r_m, r_w - radii$ of a ring installed into cylinder, respectively of outer surface, neutral layer and inner surface; $l_z, m - ring$ gap: compressed and free

Rys. 3. Szkic tłokowego pierścienia uszczelniającego (a) oraz przebieg linii obwodowej cylindra (b); r_z, r_m, r_w – promienie pierścienia osadzonego w cylindrze, odpowiednio powierzchni zewnętrznej, warstwy obojętnej i wewnętrznej, l_z, m – odległość pomiędzy końcami pierścienia w stanie ściśniętym i swobodnym

The change in cylinder radius could be expressed as a sum of two components, i.e. the wear z_a (constant along the cylinder circumference) and deformation z_b (variable depending on the angle φ):

$$\Delta r(\varphi) = z_a + z_b(\varphi) \tag{2}$$

The Fourier series is often used for a mathematical description of the course of cylinder circumference. The series can be written in two forms [2]. Expression $y(\varphi)$ is a sum of components characterized by amplitudes a_i and b_i for selected values of the angle φ_i (a_o is an average value) in the orthogonal form:
$$y(\phi) = a_0 + a_1 \cos(\phi_1) + a_2 \cos(\phi_2) + a_3 \cos(\phi_3) + \dots + b_1 \sin(\phi_1) + b_2 \sin(\phi_2) + b_3 \sin(\phi_3)$$
(3)

On the other hand, for the amplitude form given as:

$$y(\phi) = c_0 + c_1 \sin(\phi + \beta_1) + c_2 \sin(2\phi + \beta_2) + c_3 \sin(3\phi + \beta_3) + \dots$$
(4)

the expression $y(\varphi)$ is a sum of sinusoids characterized by amplitudes c_i and angles $\varphi + \beta_i$ where β_i are the angles of phase shift (c_o is an average value).

Using designations from the description of cylinder geometry to the formula (4) following equation has been obtained:

$$r(\varphi) = r_o + z_a + \sum_{h=1}^n A_h \sin(h\varphi + \beta_h)$$
(5a)

289

where r_o is an initial value of cylinder radius (new one), z_a is an accepted cylinder constant average wear, A_h – amplitudes of consecutive harmonics h of the Fourier series and n is a number of harmonics taken into account to the description of cylinder circumferential line. Some references [1] instead of the formula (5a) use the following form:

$$r(\varphi) = r_o + z_a + \sum_{h=1}^n A_h \cos(h\varphi + \delta_h)$$
(5b)

where instead of phase shift β_h another value has been introduced, namely δ_h (both values are interrelated by the following relationship $\delta_h = \pi / 2 - \beta_h$).

Following cases relative to the selected states of cylinder surface could be defined when analyzing possible courses of the cylinder circumferential line (Fig. 4): a) a new cylinder:

$$r(\varphi) = r_o = \text{const.} \tag{6}$$

 b) new cylinder, its circumferential line underwent a deformation, e.g. during assembly but the mean value of cylinder radius remains unchanged:

$$r(\varphi) = r_o + z_b(\varphi) \tag{7}$$

c) the cylinder is evenly worn, i.e. its radius exceeds the radius of new cylinder by the value of z_a:

$$r(\varphi) = r_o + z_a \tag{8}$$

d) the cylinder is worn and deformed; that is the most general case relative to the situation when the course of cylinder circumferential line differs from a circle and the mean radius is longer than r_o :

$$r(\varphi) = r_o + z_a + z_b(\varphi) \tag{9}$$



290

Fig. 4. Sketches of cylinder circumferential line course for selected cases of deformation and wear: a) new cylinder, b) new deformed cylinder, c) cylinder evenly worn, d) cylinder worn and deformed

Rys. 4. Szkice przebiegu linii obwodowej cylindra dla wybranych przypadków jego deformacji i zużycia: a) cylinder nowy, b) cylinder nowy zdeformowany, c) cylinder równomiernie zużyty, d) cylinder zużyty i zdeformowany

As the result of a different course of cylinder circumferential line than the one assumed initially, the ring wall pressure p_o would change itself as well. An increase of cylinder radius by a constant value (case 4c) will cause only a decrease in ring wall pressure, approximately proportional to the increase. In other cases, when the change in course of circumferential line is an irregular one, changes in ring wall pressure are difficult to establish. An additional problem that should be taken into consideration when analyzing the variability of ring pressure is a changeability of cylinder liner along the cylinder generatrix (Fig. 2b). Definition of the pressure variability requires a knowledge of parameters $z_o(p)$ and $z_b(\varphi, p)$.

A basic relation between the change in bar curvature $\Delta \rho$ and loading deflecting moment M_{σ} has a form [6]:

$$\Delta \rho = -\frac{M_g(\phi)}{E \cdot I} \tag{10}$$

where the product of modulus of elasticity *E* and the moment of inertia of bar cross section *I* is so called bar rigidity. Behavior of a typical piston ring could be approximated with such bar. After the ring installation in ring groove and insertion of complete piston into cylinder liner, the curvature of ring neutral layer changes from the one of the free form (ρ_p) into another fitted to the cylinder curvature (ρ_c):

$$\rho_p - \rho_c = -\frac{M_g(\varphi)}{E \cdot I} \tag{11}$$

It can be proved (it will be the subject of another paper) that the ring circumferential pressure against the wall of deformed surface is given by the formula (denomination as in Figs 3 and 4):

$$p(\varphi) = \frac{16 \cdot E \cdot I}{h_p \cdot d \cdot (d - g_p)^3} \left[\frac{K \cdot (d - g_p)}{2} - \left(z_a + z_b + z_b'' + z_b'''' \right) \right]$$
(12)

where *K* is a characteristic parameter of ring (described in details in [9]).

The dependence (12) shows that circumferential distribution of ring pressure $p(\varphi)$ depends not only on ring's characteristic features but also on condition of cylinder wall, on wall wear parameters in particular.

3. Description of cylinder surface curvature

A knowledge of cylinder radius $r(\varphi)$ at a certain point of circumference line (given by the φ angle) allows to define the value of cylinder curvature ρ_c at this point [2]:

$$\rho_{c}(\phi) = \frac{r^{2}(\phi) + 2(r'(\phi))^{2} - r(\phi)r''(\phi)}{\left[r^{2}(\phi) + (r'(\phi))^{2}\right]^{3/2}}$$
(13)

Because for cylinder liners used on typical combustion engines following relations take place:

$$\left(\frac{r'(\varphi)}{r(\varphi)}\right)^2 \ll 1 \text{ and, } \left(\frac{r''(\varphi)}{r(\varphi)}\right) > \left(\frac{r'(\varphi)}{r(\varphi)}\right)^2$$

the equation (13) takes simpler form

$$\rho_c(\varphi) = \frac{1}{r(\varphi)} \left(1 - \frac{r''(\varphi)}{r(\varphi)} \right)$$
(14)

Remembering that $r(\phi) = r_o + z_a + z_b(\phi)$ and performing necessary transformations we obtain:

$$\rho_c(\varphi) = \frac{1}{r(\varphi)} \left(1 - \frac{z_b''(\varphi)}{r(\varphi)} \right)$$
(15)

or

$$\rho_{c}(\varphi) = \frac{1}{r_{o} + z_{a} + z_{b}(\varphi)} \left(1 - \frac{z_{b}''(\varphi)}{r_{o} + z_{a} + z_{b}(\varphi)} \right)$$
(16)

Formula (9) can be more simplified if we take into consideration that $r_o > z_a$ and $r_o >> z_b(\varphi)$. Finally:

$$\rho_c(\varphi) = \frac{1}{r_o} \left(1 - \frac{z_b''(\varphi)}{r_o} \right) \tag{17}$$

In literature one can find a statement that though the course of cylinder circumferential line could be expressed as a sum of infinite number of Fourier series harmonics, most often only some of them of highest amplitudes (namely second and fourth) are used. In order to corroborate this observation an examination of cylinder liners from six cylinder diesel driving an earth mover for 11 thousand hours was carried out. Measurements with profilograph were performed at 16 points distributed evenly along liner circumference at piston TDC. Already an initial analysis (available in other papers) showed that the value of individual liner wear and its circumferential distribution alike differ considerably one from another. In Fig. 5d the liner radial wear meant as a difference between values of actual radius and the one corresponding to the new liner has been marked for one of the liners.

Harmonic analysis of the acquired data allowed to calculate the amplitudes of individual harmonics, angle of phase shift and constant component (Table 1). Harmonics 2 and 4 are characterized by the highest amplitude. Their courses (after addition to the mean wear) are

presented in Figs 5c and 5d. Comparison of the sum of these harmonics with the distribution of measuring points (Fig. 5a) shows that the calculations were carried out correctly (this is confirmed by detailed calculations – not presented here; difference between specific wear, measured and calculated does not exceed 2%).

Table 1

No of harmonic	Amplitude A _h	Phase shift δ_h
	μm	rad
0	22.13	_
1	0.22	2.575
2	3.40	-2.310
3	0.17	-2.100
4	0.50	-1.240
5	0.10	-0.420
6	0.04	-0.400

Results of harmonic analysis of cylinder wall wear distribution

If the course of cylinder circumferential line was described only with one harmonic (an approximate description) the Eq. (5b) can be written in following form:

$$r(\varphi) = r_o + A_o + A_h \cos(h\varphi + \delta_h) \tag{18}$$

Depending on the value of wear z_a and amplitude A_h taken into consideration to the calculations of h harmonic, the ring wall pressure will change itself. For high amplitude of harmonic areas could appear along the cylinder circumference where the ring loses its contact with wall (pressure lower than naught).

292



Fig. 5. Exemplary results of cylinder wall measurements (points) and their approximation with a sum of harmonics of the 2nd and 4th order (a), and the value of wear: mean one (b), the one described with 2nd harmonic (c) and the one described with 4th harmonic (d)

Rys. 5. Przykładowe wyniki pomiaru zużycia gładzi cylindra (punkty) oraz ich przybliżenie sumą harmonicznej 2 i 4 rzędu (a), a także przebiegi: zużycia średniego (b), opisanego 2 harmoniką (c) i 4 harmoniką (d)

Problems relative to the definition of bending moment and distribution of ring pressure in case of the worn cylinder will be analyzed in future papers.

References

- [1] Bardzimashvili T., Kell J., Romelashvili E., *Distortion inside a piston bore*, Michigan State University MTH 844, 2004.
- [2] Bronsztejn I., Siemiendiajew K., Matematyka, PWN, Warszawa 1986.
- [3] Iskra A., Studium konstrukcji i funkcjonalności pierścieni w grupie tłokowocylindrowej, Wydawnictwo PP, Poznań 1996.
- [4] Korczewski Z., Identyfikacja uszkodzeń tulei cylindrowych okrętowego tłokowego silnika spalinowego w eksploatacji, Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej, nr 2, 2007.

- [5] Kozaczewski W., Konstrukcja grupy tłokowo-cylindrowej silników spalinowych, WKŁ, Warszawa 2004.
- [6] Kurowski R., Niezgodziński M., Wytrzymałość materiałów, PWN, Warszawa 1968.
- [7] Piston Ring Manual, Published by Goetze, 2008.
- [8] Serdecki W., Krzymień P., Dependence of piston ring parameters determination accuracy on the method of calculation, Journal of Kones, Warsaw 2011.
- [9] Serdecki W., Krzymień P., Distribution of piston compression ring pressure against the deformed cylinder wall, Combustion Engines, No. 2/2011.
- [10] Serdecki W., Analysis of relations between the compression ring characteristic parameters, Journal of POLISH CIMAC, Vol. 6, No. 1, Gdańsk 2011.

SOPISMO TECHNICZNE

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KBAKOWSKIEJ

ANTONI ISKRA, MACIEJ BABIAK, JAROSŁAW KAŁUŻNY*

IRREGULARITY OF RUN IN MECHANICALLY BALANCED DRIVES – THE PERSPECTIVES OF HYBRID BALANCING

NIERÓWNOMIERNOŚĆ BIEGU W NAPĘDACH WYRÓWNOWAŻONYCH MECHANICZNIE – PERSPEKTYWY WYRÓWNOWAŻANIA HYBRYDOWEGO

Abstract

Irregularity of run of an internal combustion piston engine is a source of its basic drawback among which one should first of all mention noise and vibrations. In order to minimize the drawbacks listed above, flywheels are used. In recent years, a tendency to use more complicated methods of improving the degree of irregularity of run has been noticed. A distinct leveling of angular velocity is most of all obtained by the application of dual mass flywheels. Even better effects can be obtained in four-cylinder engines by differentiating towards each other the height of location of rollers balancing the resultant 2^{nd} order force. The latter solution is however efficient for a strictly defined angular velocity. The mentioned defect does not occur in the case of the electrical machine of a hybrid unit used to increase the torque at the time of shortage of torque in the combustion engine and to reduce the torque – by braking – at the time of completion of the expansion stroke, namely the occurrence of the excess of torque. In the article, a broader analysis of the indicated solutions leading to the improvement of the degree of irregularity of an internal combustion engine running is presented.

Keywords: hybrid drives, internal combustion engine, mechanically balanced drives

Streszczenie

Nierównomierność biegu tłokowego silnika spalinowego jest źródłem jego podstawowych wad, wśród których należy przede wszystkim wymienić hałas i drgania. W celu ograniczenia wymienionych wad stosuje się koła zamachowe. W ostatnich latach można jednak zauważyć tendencje do stosowania bardziej skomplikowanych metod poprawy stopnia nierównomierności biegu. Wyraźne wyrównanie prędkości obrotowej zyskuje się przede wszystkim w wyniku zastosowania dwumasowych kół zamachowych. Jeszcze lepsze efekty można uzyskać w silnikach czterocylindrowch, różnicując względem siebie wysokość położenia wałków wyrównoważających wypadkową siłę drugiego rzędu. Ostatnie rozwiązanie jest jednak skuteczne dla ściśle określonej prędkości obrotowej. Wymieniona wada nie występuje w przypadku wykorzystania maszyny elektrycznej zespołu hybrydowego do zwiększania momentu obrotowego w chwili niedoboru momentu obrotowego silnika spalinowego i zmniejszania tego momentu – poprzez hamowanie – w momencie realizacji suwów rozprężania, czyli występowania nadwyżki momentu. W artykule przedstawiono obszerną analizę zasygnalizowanych rozwiązań zmierzających do poprawy stopnia nierównomierności biegu silnika spalinowego.

Słowa kluczowe: napęd hybrydowy, silnik spalinowy, mechanicznie wyrównoważone napędy

* Prof. dr hab. inż. Antoni Iskra, dr inż. Maciej Babiak, dr inż. Jarosław Kałużny, Instytut Silników Spalinowych i Transportu, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu, Politechnika Poznańska.

1. Introduction

The source of vibration and noise generated by piston combustion engines is, inter alia, unbalanced external inertia forces, their moments and a variable torque transferred to the power receiver. An analysis of the named physical quantities requires understanding of the currently used motor units in the means of transport. Following the period of an absolute domination of 4-cylinder 4-stroke engines, such engines still prevail, but they are more often equipped with backward rollers balancing the summary forces of the second order. Figure 1 depicts a piston-crank system used in the new generation 4-cylinder Mercedes-Benz engine equipped with backward rollers balancing the 2nd order force caused by the inertia of reciprocating masses [1].

More and more often, in higher class automobiles in particular, the location of the balancing rollers is modified in order to partially balance the 4th order harmonic passed onto the power receiver. In more mature solutions, the vibrating masses are not equal, which improves the effect in a broader range of angular velocity [2] - Fig. 2.



koła wałków wyrównoważających – balancing rollers' wheels wał korbowy – crankshaft

Fig. 1. A piston-crank system used in the new generation 4-cylinder Mercedes-Benz engine equipped with backward rollers balancing the 2nd order force caused by the inertia of reciprocating masses

Rys. 1. Mechanizm tłokowo-korbowy nowego czterocylindrowego silnika produkcji firmy Mercedes-Benz wyposażonego w układ wałków wyrównoważających siły bezwładności drugiego rzędu

The BMW company has put such an engine into their models as a competitive one for the 6-cylinder engines. The 4-cylinder engine is then treated by the aforementioned company as the future one in luxurious models, while the conducted research indicates that replacing 6 and 8-cylinder engines does not lead to the increase in noise and vibrations generated by the vehicle if the engine is equipped with properly located asymmetrical balancing rollers. The effect which is obtained owing to the new engine concept means decreasing fuel consumption as well as engine production costs in luxurious automobiles.



Key:

- dodatkowy moment wywołany siłą horyzontalną - additional moment generated by horizontal force

- kompensacja sił pionowych - compensation of vertical forces

- moment wywołany przestawieniem wałków - moment generated by repositioning rollers

- wypadkowa sił horyzontalnych - resultant of horizontal forces

Fig. 2. The impact of balancing rollers of unequal masses displaced vertically in the new generation 4-cylinder BMW engine [2]

Rys. 2. Wpływ zastosowania wałków wyrównoważających o różnych masach rozmieszczonych w płaszczyźnie pionowej nowego czterocylindrowego silnika produkcji BMW [2]

In connection with the tendency to introduce 4-cylinder engines into luxurious automobiles as the main source of drive, the question arises whether one should introduce engines with less than 4 cylinders but equipped with proper balancing rollers as the source of drive in middle-class automobiles.

A hint is that there is research on the concept of an additional internal combustion engine in the so-called Range Extender system. The system is to be applied in cars using mainly electric drive but giving a possibility of extending the range of the car to 500 km, while electric batteries give an opportunity of obtaining the range of 50 km.

Very advanced works on the engines of the Range Extender System are carried out by FEV company [3] pointing to the possibility of limiting forces and external moments for 1–3 cylinder engines and Wankel engines summarized in Tab. 1.

	1		R2		V2(90°)	B2	R3	Wankel
Angle between cranks		360°	180°	90°	360°	180°	120°	
Angle between ignition	720°	Equal 360°	Unequal 180°- 540°	Unequal 270°– 450°	Unequal 270°–450°	Equal 360°	Equal 240°	Equal 360°
Balancing mass		Rollers 1 order		Rollers 1 order	Counter weigh		Rollers 1 order	Counter weigh
1st order mass forces	1 F ₀₁ vert. osc.	2 F ₀₁ vert. osc.	0	1,4 F ₀₁ vert. osc.	1 F ₀₁ rot.	0	0	0
2nd order mass forces	1 F ₀₂ vert. osc.	2 F ₀₂ vert. osc.	2 F ₀₂ vert. osc.	0	1,4 F ₀₂ osc.	0	0	0
1st order mass moment	0	0	a F ₀₁ hor. osc.	0,7 a F_{01} hor. osc.	0,5 b F ₀₁ rot.	b F ₀₁ vert. osc.	1,7 a F ₀₁ hor. osc.	0
2nd order mass moment	0	0	0	a F ₀₂ hor. osc.	$0,7 \text{ b } \text{F}_{02} \text{ hor.}$	b F ₀₂ hor. osc.	1,7 a F ₀₂	0
a – cylinder-axis-to-cylinder-axis distance b – the boxer engine block shift			F_{01} – amplitude of 1st order oscillating mass forces generated in 1 cylinder F_{02} – amplitude of 2nd order oscillating mass forces generated in 1 cylinder					

Mass and gas forces and external moments



Key: 3-cylinder inline engine, 2-cylinder inline engine, 1-cylinder engine 2-cylinder boxer engine, V2 engine, Wankel engine

Fig. 3. The outer looks of the engines specified in table 1

Rys. 3. Widok zewnętrzny silników wymienionych w tabeli 1

Reduction or elimination of a specific external impact of the engine can be achieved by means of additional rollers and/or counterweights coupled to the crankshaft. In Fig. 3 the outer looks of the engines specified in Tab. 1 are presented.

Based on the analysis of properties of the engines described in Tab. 1 there arises a certain possibility to eliminate external forces in a 2-cylinder inline engine of the angle between the double cranking equaling 360°. Similar opportunities are given by a 2-cylinder boxer engine, but such an engine shows less favorable external dimensions than a 2-cylinder inline engine. The further part of this article will define the opportunities to reduce or fully balance the resultant oscillating forces and moments in a 2-cylinder inline engine by applying two backward rollers.

2. Balancing the resultant 1st order oscillating forces

Balancing the resultant 1st order oscillating forces in a 2-cylinder inline engine requires applying two rollers rotating backwards at the angular velocity identical to the one of the crankshaft. The distance of the rollers from the plane axis of the cylinders must be the same so as not to generate additional moment. An exemplary arrangement of the balancing rollers is presented in Fig. 4.



Fig. 4. A diagram presenting the arrangement of rollers balancing 1st order oscillating forces in a 4-stroke 2-cylinder inline engine

Rys. 4. Wykres obrazujący układ wałków wyrównujących siły drgań 1-go stopnia w czterosuwowym dwucylindrowym silniku rzędowym

Vertical components of inertia forces imposing a load on the counterweights balance the resultant 1st order inertia forces generated by oscillating masses. Since the axes of rollers of counterweights are displaced by **Ix** distance, an extra moment balancing the harmonic component of the torque loading the crankshaft is generated. Unfortunately, in order to balance the above mentioned harmonic in the whole range an possible angular velocities and loads one should relate the arm **Ix** of inertia force to the parameters of engine work. However, there is no doubt that eliminating 1st harmonic from the moment loading the crank will quite significantly limit vibrations and noise generated by a 2-cylinder inline engine. Figure 5 presents the course of the specific tangential force generated for **Ix** = 0, and Fig. 6 depicts a corresponding parameter for the optimal value of **Ix**.

It turns out that generating corresponding work parameters by the most popular 4-cylinder inline engine of the same total cubic capacity results in only slightly better regularity of run. In the case of a 2-cylinder engine, the rate of irregularity of run equals $\delta = 1/27$ and for a 4-cylinder engine $\delta = 1/34$ – see Fig. 7.

Applying balancing rollers in a 4-cylinder inline engine gives an opportunity to significantly improve the parameters of this engine shown in Fig 7. The obtained result is pictured by the courses specified in Fig. 8.



Key: zbiór – file, Lc – numebr of cilinders, Moc – power rating, czas obrotu – revolution time

Fig. 5. The course of the specific tangential force generated on the crank of a 2-cylinder inline engine and the fluctuations of the angular velocity [omega] for lx = 0

Rys. 5. Przebieg właściwej siły stycznej generowanej na korbie dwucylindrowego silnika rzędowego oraz fluktuacje prędkości kątowej [omega] dla lx = 0



Fig. 6. The course of the specific tangential force generated on the crank of a 2-cylinder inline engine and the fluctuations of the angular velocity [omega] for lx = 0,270 m

Rys. 6. Przebieg właściwej siły stycznej generowanej na korbie dwucylindrowego silnika rzędowego oraz fluktuacje prędkości kątowej [omega] dla lx = 0,270 m

300





Rys. 7. Przebieg właściwej siły stycznej generowanej na korbie czterocylindrowego silnika rzędowego oraz fluktuacje prędkości kątowej [omega]



Fig. 8. The course of the specific tangential force generated on the crank of a 4-cylinder inline engine and the fluctuations of the angular velocity [omega] for lx = 0.342 m

Rys. 8. Przebieg właściwej siły stycznej generowanej na korbie czterocylindrowego silnika rzędowego oraz fluktuacje prędkości kątowej [omega] dla lx = 0,342 m

In the case of a 4-cylinder engine, the rollers presented in Fig. 4 rotate at the speed of 2n because the summary 2^{nd} order oscillating forces and the 4^{th} harmonic the specific tangential force are balanced. Applying balancing rollers in a 4-cylinder inline engine and of corresponding parameters of work as it was assumed for the simulation presented in Fig. 7. leads to an improvement of the coefficient δ from the value of 1/34 to the value of 1/95.

3. Conclusions

- 1. Widespread use of balancing rollers will allow for a replacement of the present 4-cyliner inline engines with 2-cylinder ones with no significant increase in vibrations and noise generated by vehicles equipped with such engines.
- 2. The solutions applied in engines being introduced currently as the drive units in luxurious models of automobiles produced by prominent European firms [1, 2] prove that in the future a 4-cylinde inline engine equipped with balancing rollers will replace 6- and 8-cylinder engines which are expensive to produce and operate.
- 3. In the automobiles of the future described as "electric" ones, there will be an additional internal combustion engine the so-called "range extender" in the form of a 2-cylinder inline unit [3] equipped with backward balancing rollers.

References

- [1] M e r d e s N., Der neue Vierzylinder-Ottomotor mit Turboaufladung von Mercedes-Benz, MTZ 12/2011, 942.
- [2] Steinparzer F. iin., Der neue Aufgeladene 2,0-L-Vierzylinder-Ottomotor von BMW, MTZ 12/2011, 928.
- [3] Genender P. i in., Akustikentwicklung von Range Extender fuer Elektrofahrzeuge, MTZ 3/2011, 192.

TREŚĆ

S z c z e p a n i a k C.: O powstaniu kierunków kształcenia w specjalnościach	
z dziedziny pojazdow w uczelniach akademickich w Polsce	2
W latach 1946–1970	3
Struski J., Kowalski M.S.: Analiza kinematyki czterowanaczowego	
zawieszenia korkierowanych za pomocą układow równan więzow	0
geometrycznych o roznej strukturze	9
L o z l a Z.: Modele symulacyjne ruchu i dynamiki dwoch pojazdow	10
upizywiiejowanych	19
Parczewski K., w nek H.: Modele lizyczne pojazdow w skali do badania	25
dynamiki ruchu	33
Preniązek w., warczak S., Motrycz G.: Badanie reakcji pojażdu	47
czteroosiowego na wymuszenie losowe obrotem kterownicy	4/
Staski G., Pikosz H.: Badania drogowe zapotrzebowania energii w celu	
realizacji skrętu koł samocnodu osobowego	37
STaski G.: Analiza sygnałow sterowania układem kierowniczym i namulcowym	- 1
dla zintegrowanego sterowania zawieszeniem adaptacyjnym	71
Struski J., Wach K.: Analiza mechanizmu przyrządu pomiarowego	0.7
do wyznaczania translacji i rotacji koła kierowanego	87
Walczak S.: Wpływ właściwości dynamicznych modelu ogumienia na dynamikę	101
poprzeczną samochodu	101
S a w c z u k W.: Metody diagnozowania par ciernych hamulca tarczowego	115
S a w c z u k W.: Badanie wybranych parametrów procesu hamowania hamulca	105
tarczowego	125
Oleksowicz S., Burnham K., Gajek A.: O aspektach prawnych,	
bezpieczeństwa oraz sterowania hamowaniem rekuperacyjnym w pojazdach	
hybrydowych/elektrycznych	139
Oleksowicz S., Burnham K.: Ocena technologii hamowania w pojazdach	
hybrydowych	157
Luft S., Skrzek T.: Dwupaliwowy silnik o zapłonie samoczynnym – przegląd	
wybranych wyników badań	169
Iskra A., Kałużny J., Babiak M.: Wpływ temperatury cieczy chłodzącej	
i oleju na straty tarcia w tłokowym silniku spalinowym	183
Saniga J., Barta D., Mruzek M., Repka J., Tučník P., Kukuča P.:	
Regenerator ciepła w silniku Stirlinga z niekonwencjonalnym mechanizmem	
FIK	191
Szczypiński-Sala W.: Niektóre własności mieszanin olejów roślinnych	
i paliw do silników o zapłonie samoczynnym	209
Idzior M., Karpiuk W., Bieliński M., Borowczyk T., Stobnicki P.:	
Badanie wpływu liczby i średnicy otworków rozpylacza na parametry wtrysku	
biopaliw rzepakowych	219
Cisek J., Mruk A., Szczypiński-Sala W.: Wpływ biopaliw (FAME)	
na właściwości eksploatacyjne rozpylaczy paliwa silnika z zapłonem	
samoczynnym	233

304

Cisek J.: Wpływ mieszanin RME z olejem napędowym na parametry pracy silnika	
a8C22 lokomotywy SM-42	245
Merkisz J., Idzior M., Bajerlein M., Daszkiewicz P.: Wpływ dodatku	
wodoru do oleju napędowego na parametry silnika z zapłonem samoczynnym	261
Jaworski A., Kuszewski H., Lejda K., Ustrzycki A., Woś P.: Oznaczanie	
liczby cetanowej wybranych paliw na podstawie spalania w komorze o stałej	
objętości w aspekcie ich zastosowania w silniku o zmiennym stopniu sprężania	
VCR	275
Serdecki W., Krzymień P.: Wpływ zmian geometrii cylindra na pracę	
uszczelniającego pierścienia tłokowego	285
Iskra A., Babiak M., Kałużny J.: Nierównomierność biegu w napędach	
wyrównoważonych mechanicznie – perspektywy wyrównoważania hybrydowego	295

CONTENTS

Struski J., Kowalski M.S.: Analysis of kinematics' multi-link suspension of steered wheels by means of set equation of geometrical constrains with	
different structure	. 9
Lozia Z.: Vehicle dynamics simulation models of two emergency vehicles	. 19
Parczewski K., Wnęk H.: Using scaled vehicles to investigate vehicles dynamics	35
Pieniążek W., Walczak S., Motrycz G.:Four axle vehicle's response on random steering wheel input	47
Ślaski G., Pikosz H.: Road tests of energy demand for turning of steering wheels of a passenger car	. 57
Ślaski G.: Analysis of control signals of brake and steering subsystems	
for integrated control of adaptive suspension	. 71
Struski J., Wach K.: Analysis of the measuring instrument's mechanism for	
determination of translation and rotation of steered wheel	. 87
Walczak S.: The influence of dynamic properties of tyre model on the lateral	
dynamics of road vehicle	. 101
Sawczuk W.: Methods of diagnosis of friction sets of disc brake	. 115
Sawczuk W.: Research on selected process parameters of disc brake	. 125
Oleksowicz S., Burnham K., Gajek A.: On the legal, safety and control	
aspects of regenerative braking in hybrid/electric vehicles	. 139
Oleksowicz S., Burnham K.: Assessment of hybrid vehicle braking	
technologies	. 157
Luft S., Skrzek T.: Dual-fuel compression ignition engine – result	
of the investigation	. 169
Iskra A., Kałużny J., Babiak M.: The influence of oil and coolant temperature	
on friction losses of the internal combustion engine	. 183
Saniga J., Barta D., Mruzek M., Repka J., Tučník P., Kukuča P.: Heat	
regenerator of stirling engine with an unconventional mechanism FIK	. 191
Szczypiński-Sala W.: Selected properties of vegetable oil and fuel blends	
for diesel engine	. 209

Idzior M., Karpiuk W., Bieliński M., Borowczyk T., StobnickiP.: Influence of number and diameters of nozzle spraying holes on rape biofuels	
injection parameters	. 219
Cisek J., Mruk A., Szczypiński-Sala W.: Influence of bio fuels (FAME)	
on the exploitation properties of diesel engine nozzles	233
Cisek J.: Effect of mixtures RME with diesel oil on the operation parameters	
of the engine a8C22 in the locomotive SM-42	245
Merkisz J., Idzior M., Bajerlein M., Daszkiewicz P.: The impact	
of hydrogen in diesel fuel on the parameters of CI engine's performance	261
Jaworski A., Kuszewski H., Lejda K., Ustrzycki A., Woś P.: Cetane	
number determination with constant-volume chamber combustion method	
for selected fuels towards their using in variable compression ratio	
VCR engine	275
Serdecki W., Krzymień P.: The effect of changes in cylinder liner geometry	
on the operation of piston compression ring	285
Iskra A., Babiak M., Kałużny J.: Irregularity of run in mechanically balanced	
drives – the perspectives of hybrid balancing	. 295