

## Analysis of the torque response of a car engine to the step change of the control signal

*Abstract: The paper presents the tests results of a car engine under transient conditions. Conditions of the engine operation resulted from the ongoing cycle of driving in traffic and the applied control of the propulsion system. Traction of the vehicle were measured using the GPS system with the phenomenological correction of height at which it was. Selected parameters of the engine were measured using the system, which communicates with the on-board CAN network. Engine torque was calculated on the basis of the vehicle resistance balance. Transient conditions were forced by rapid change of engine control signal. During the tests differences of torque generated by engine under transient and steady-state conditions have been registered for the same control signal. Basing on the received results a new algorithm of transient torque calculation has been proposed. In the presented model value of the transient torque has been combined with the engine control signal and others engine parameters, which describe transient history of the engine.*

Key words: internal combustion engines, transient conditions, modeling of the torque course, road tests

### Analiza przebiegu momentu obrotowego silnika samochodu osobowego po skokowej zmianie sygnału sterowania

*Streszczenie: W pracy zamieszczono wyniki badań silnika samochodu osobowego w warunkach nieustalonych. Stan obciążenia silnika wynikał z realizowanego cyklu jezdny w warunkach drogowych oraz sposobu sterowania układem napędowym. Parametry trakcyjne pojazdu mierzone były za pomocą systemu GPS z fenomenologiczną korektą sygnału wysokości, na której się on znajdował. Wybrane parametry pracy silnika mierzone były za pomocą systemu komunikującego się z pokładową siecią CAN. Moment obrotowy silnika obliczany był na podstawie bilansu oporów ruchu pojazdu. W pracy zamieszczono wyniki testów drogowych odpowiadających intensywnemu przyspieszaniu po gwałtownym wciśnięciu pedału przyspieszenia. Zaproponowano również opis obserwowanego zjawiska za pomocą odpowiedniego modelu, który uzależnia chwilową wartość momentu obrotowego silnika od wartości sygnału sterowania po skokowej zmianie nastawy oraz od historii dynamicznej silnika. Przedstawione wyniki badań potwierdzają zasadność takiego opisu modelowanego zjawiska.*

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, warunki nieustalone, modelowanie przebiegu momentu obrotowego, testy drogowe

### 1. Wstęp

Proces projektowania nowych pojazdów samochodowych lub ich doskonalenia jest współcześnie poprzedzany obszernymi badaniami modelowymi, które pozwalają ocenić wpływ stosowanych rozwiązań konstrukcyjnych na przyszłe parametry użytkowe pojazdu. Przykładem może tutaj być ocena dynamiki pojazdu mierzona czasem przyspieszania od 0 do 100 km/h, prędkość maksymalna pojazdu, ewentualnie poziom emisji związków toksycznych i zużycie paliwa w realizowanym teście drogowym. Badania modelowe pozwalają znacząco skrócić czas wprowadzenia nowego pojazdu do produkcji [6, 9, 10]. Modele silników spalinowych znajdują również zastosowanie w adaptacyjnych systemach kontroli prędkości jazdy (Adaptive Cruise Control, ACC), które umożliwią zachowanie stałej odległości od poprzedzającego pojazdu [7, 15]. System ACC mierzy odległość od poprzedzającego

pojazdu i na podstawie zmian tej wielkości podejmuje decyzję o ewentualnej zmianie prędkości jazdy. Realizacja odpowiednich przyspieszeń lub opóźnień pojazdu następuje poprzez zmianę momentu obrotowego generowanego przez silnik lub użycie układu hamulcowego. Dobór przebiegu sygnału sterowania silnikiem, który zapewni założony przebieg momentu obrotowego silnika następuje na podstawie modelu silnika.

Dla określonych warunków pracy (położenia organu sterowania silnikiem  $U_s$ , prędkości kątowej  $\omega$ , stanu cieplnego określanego temperaturą cieczy chłodzącej i oleju) silnik w stanie ustalonym generuje statyczny moment obrotowy  $M_s$ . Parametry pracy silnika w stanach ustalonych i nieustalonych różnią się między sobą. Problematyka powyższa jest przedstawiana w licznych publikacjach [1, 5, 6, 8, 16, 17, 18]. Wartość momentu obrotowego, którą silnik spalinowy generuje w stanie nieustalonym, np. w

trakcie intensywnego rozpędzania, może się znacząco różnić się od wartości uzyskiwanej w stanie ustalonym. Moment obrotowy silnika generowany w stanie nieustalonym nazwany został dynamicznym  $M_d$  [3]. Różnica między statycznym i dynamicznym momentem obrotowym silnika dla tej samej prędkości kątovej może być wówczas opisana następującą zależnością [3]:

$$\Delta M = M_s - M_d. \quad (1)$$

gdzie:

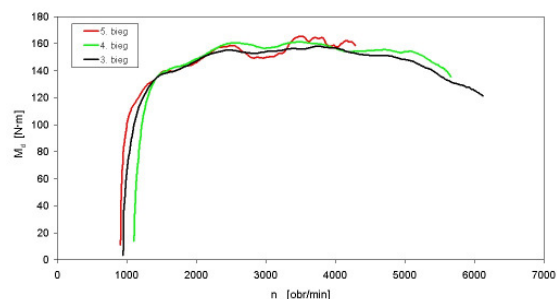
$M_s$  – statyczny moment obrotowy, który silnik generuje w stanie ustalonym,

$M_d$  – dynamiczny moment obrotowy, który silnik generuje w stanie nieustalonym.

## 2. Przykłady pracy silnika samochodu osobowego w warunkach nieustalonych

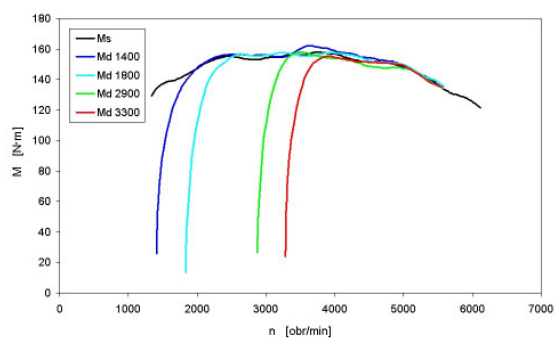
Zamieszczone poniżej wyniki dotyczą badań samochodu osobowego wyposażonego w silnik spalinowy o zapłonie iskrowym o pojemności 1,8 dm<sup>3</sup> i masie 1343 kg. Stan obciążenia silnika wynikał z realizowanego cyklu jezdny w warunkach drogowych oraz sposobu sterowania układem napędowym. Parametry trakcyjne pojazdu mierzone były za pomocą systemu GPS z fenomenologiczną korektą sygnału wysokości, na której się on znajdował [11]. Wybrane parametry pracy silnika (między innymi: prędkość obrotowa, zużycie paliwa, itd.) mierzone były za pomocą systemu komunikującego się z pokładową siecią CAN. Moment obrotowy obliczany był z użyciem modelu w formie Grafów Wiązań [2, 14]. Na rysunku 1 zamieszczono porównanie przebiegów momentu obrotowego generowanego przez silnik po skokowej zmianie sygnału sterowania, przy jeździe z wybranym biegiem 3. 4. i 5. Sytuacja ta odpowiada intensywnemu przyspieszaniu na drodze po gwałtownym wciśnięciu pedału przyspieszenia. Przed rozpoczęciem przyspieszania pojazd porusza się ze stałą prędkością opowiadającą pracy silnika z prędkością obrotową z przedziału: 900-1100 obr/min. Początkowa wartość sygnału sterowania  $U_s$  różni się nieznacznie dla poszczególnych biegów i jest bliska 0%. Wartość sygnału sterowania po skokowej zmianie jest maksymalna dla wszystkich biegów i wynosi 100%. Przyjmując, że rozpędzanie silnika na biegu 5. odbywa się najwolniej, to charakterystyka ta jest najbliższa statycznej uzyskiwanej przy stałej prędkości obrotowej silnika [3, 13]. Na rys. 1 można zaobserwować zanik różnic w rejestrowanych wartościach momentu obrotowego przy prędkości obrotowej wynoszącej ok. 1400 obr/min. Można więc przyjąć, że po pewnym czasie od chwili rozpoczęcia procesu rozpędzania przebieg momentu dynamicznego będzie przebiegał po charakterystyce momentu statycznego. Obserwacja ta znajduje potwierdzenie również we

wcześniejszych pracach [3, 13]. Obserwowane przy wyższych prędkościach obrotowych różnice wynikają z niepowtarzalności nastaw zastosowanych przez sterownik silnika oraz błędów pomiarowych.



Rys. 1. Porównanie przebiegów dynamicznego momentu obrotowego generowanego przez silnik po skokowej zmianie sygnału sterowania ( $U_s=100\%$ ), przy jeździe z wybranym biegiem 3. 4. i 5

Przyjęto, że w dalszej części pracy przebieg dynamicznego momentu obrotowego uzyskany przy rozpędzaniu na biegu 3. powyżej 1400 obr/min będzie stanowił statyczną charakterystykę zewnętrzną silnika ( $U_s=100\%$ ). Zdecydowano się na użycie wymienionego przebiegu jako charakterystyki statycznej również ze względu na techniczną możliwość osiągnięcia maksymalnej prędkości obrotowej silnika. Na rys. 2 przedstawiono przebieg zmian dynamicznego momentu obrotowego przy rozpędzaniu silnika na biegu 3. po skokowej zmianie sygnału sterowania ( $U_s=100\%$ ). Rozpędzanie odbywało się od różnych startowych prędkości obrotowych: 1410, 1840, 2870 oraz 3280 obr/min, a przebiegi zostały oznaczone w sposób uproszczony, odpowiednio:  $M_d$  1400,  $M_d$  1800,  $M_d$  2900 oraz  $M_d$  3300. Na rys. 2 przedstawiono również zewnętrzną charakterystykę statyczną silnika oznaczoną symbolem  $M_s$ . Charakterystyka tą uzyskano również z procesu rozpędzania silnika w sposób opisany powyżej.



Rys. 2. Przebieg zmian momentu obrotowego przy rozpędzaniu silnika na biegu 3. po skokowej zmianie sygnału sterowania ( $U_s=100\%$ )

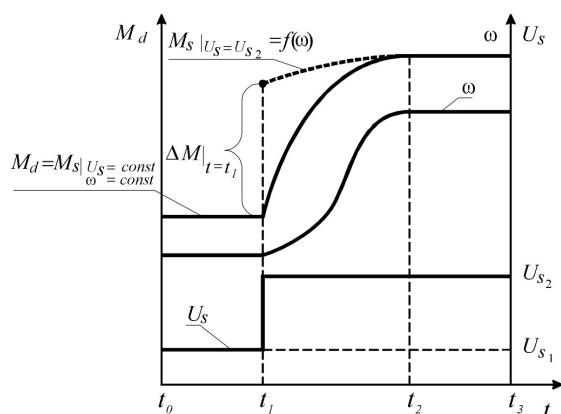
Na rys. 2 można zaobserwować, podobnie jak na rys. 1., równoważenie momentu statycznego ( $M_s$ ) i dynamicznego ( $M_d$  1400,  $M_d$  1800,  $M_d$  2900,  $M_d$  3300) silnika po upływie pewnego czasu od momentu rozpoczęcia procesu rozpędzania silnika, dla kolejnych prób.

### 3. Model procesu rozpędzania silnika

Przyjęto, że proces rozpędzania silnika można opisać za pomocą schematu przedstawionego na rys. 3 [13]. Dla  $t \in \langle t_0; t_1 \rangle$  można przyjąć, że warunki pracy są ustalone, prędkość kątowna nie ulega zmianie  $\omega = \text{const}$ . Moment dynamiczny  $M_d$ , dla takiej samej wartości sygnału sterowania  $U_s$ , jest natomiast w przybliżeniu równy momentowi statycznemu jak niżej:

$$M_s = f(U_s, \omega). \quad (2)$$

Dla  $t \in \langle t_1; t_2 \rangle$ , w początkowej fazie rozpędzania występuje wyraźna różnica między wartością  $M_d$  i  $M_s$  oznaczona przez  $\Delta M|_{t=t_1}$ , która w miarę upływu czasu maleje. Wartość  $M_s$ , ustalana na podstawie charakterystyki statycznej, również nie pozostaje stała ze względu na zmieniającą się z czasem prędkość kątowną silnika. Jest to w rozważanym przykładzie wielkość teoretyczna, którą uzyskalibyśmy w warunkach pracy ustalonej  $U_s = \text{const}$ ,  $\omega = \text{const}$ . W końcowej fazie rozpędzania  $t \in \langle t_2; t_3 \rangle$  można zaobserwować stabilizację pracy układu  $\omega \cong \text{const}$ ,  $M_d \cong M_s$ ,  $\Delta M \rightarrow 0$ .



Rys. 3 Schemat procesu rozpędzania silnika [13]

Ostatecznie można więc przyjąć, że moment dynamiczny po skokowej zmianie sygnału sterowania, obliczany jest na podstawie równania:

$$M_d = M_s - \Delta M, \quad (3)$$

gdzie:

$$\Delta M = \Delta M|_{t=t_1} \cdot k(t), \quad (4)$$

$$\Delta M|_{t=t_1} = M_s|_{U_s=U_{s2}, \omega=\omega_1} - M_d|_{t=t_1}, \quad (5)$$

$$k(t) = e^{-\frac{t-t_1}{T_M(\omega_1, \Delta U_s)}}, \quad (6)$$

$$\Delta U_s = U_{s2} - U_{s1}. \quad (7)$$

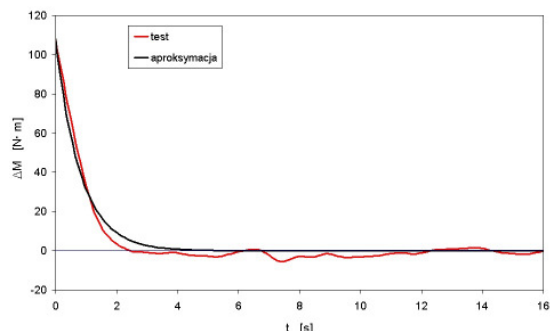
Wartość  $M_d|_{t=t_1}$  (5) w przypadku kolejnej zmiany sygnału sterowania silnikiem  $U_s$  należy przyjmować ostatnią z obliczonych według równania (3). Zarówno moment statyczny  $M_s$ , jak i wielkość  $T_M$  [3] we wzorze (6) są zgodnie z przyjętymi założeniami, funkcjami dwóch wielkości  $\omega$  oraz  $\Delta U_s$ . Obydwie charakterystyki należy wyznaczyć w czasie badań silnika. Do ich odwzorowania najwygodniej jest posłużyć się trójwymiarową funkcją bazującą na funkcjach Spline [12, 14]. Ze względu na to, że silnik jest obiektem nieliniowym oraz niesymetrycznym dynamicznie [4] należy przygotować dla przypadków hamowania silnikiem oddzielny moduł liczący.

Zgodnie z przyjętym schematem obliczeniowym (rys. 3) różnica między momentem statycznym i dynamicznym, opisana zależnością (4), jest funkcją czasu jaki upłynął od momentu zmiany sygnału sterowania silnikiem. Na rys. 4 i 5 przedstawione zostały przebiegi zmierzonej różnicy między momentem statycznym i dynamicznym w dziedzinie czasu oraz przebiegi aproksymowane zależnością (4) dla dwóch prób rozpędzania silnika, odpowiednio od prędkości obrotowej 1410 i 3280 obr/min. Skokowa zmiana sygnału sterowania nastąpiła we wszystkich omawianych przypadkach w chwili  $t = 0$ , a więc również  $t_1 = 0$ . Zgodnie z przyjętym modelem zależność (4) ma asymptotę  $\Delta M = 0$ , a jej wynik osiąga zawsze wartość większą od zera. W związku z powyższym określenie czasu, po którym następuje zrównanie momentu statycznego i dynamicznego nie jest możliwe. Z tego względu zaproponowano parametr, który określa czas, po upływie którego różnica momentu statycznego i dynamicznego (4) osiągnie 3% maksymalnego momentu obrotowego silnika, a mianowicie:

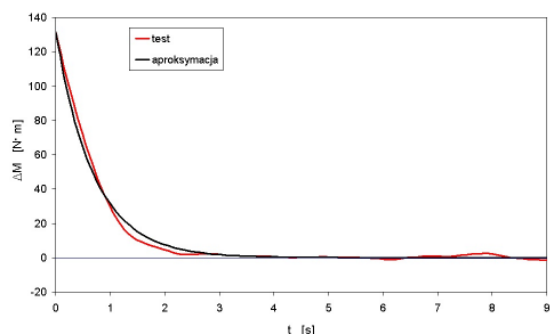
$$T_{0,03} = t|_{\Delta M(t)=0,03 M_{max}}, \quad (8)$$

gdzie  $M_{max}$  – maksymalny moment obrotowy silnika odczytany z charakterystyki zewnętrznej ( $0,03 M_{max} = 5 \text{ Nm}$ ).

Przyjęta progowa wartość  $0,03 M_{max}$  odpowiada szacowanemu błędowi pomiarowemu stosowanej metody.



Rys. 4. Przebieg różnicy pomiędzy statycznym i dynamicznym momentem obrotowym, przy rozpędzaniu silnika na 3. biegu, po skokowej zmianie sygnału sterowania ( $U_{S2}=100\%$ ) od prędkości 1410 obr/min



Rys. 5. Przebieg różnicy pomiędzy statycznym i dynamicznym momentem obrotowym, przy rozpędzaniu silnika na 3. biegu, po skokowej zmianie sygnału sterowania ( $U_{S2}=100\%$ ) od prędkości 3280 obr/min

W tabelicy 1 przedstawiono wyniki opisanych powyżej prób rozpędzania silnika na 3. biegu.

Tablica 1

Wyniki prób rozpędzania silnika na 3. biegu

Lp.	$U_{S2}$ [%]	$n _{t=t_1}$ [obr/min]	$\Delta M _{t=t_1}$ [N·m]	$T_M$ [s]	$T_{0,03}$ [s]
1	100	1410	108	0,81	2,50
2	100	1840	130	0,80	2,70
3	100	2870	127	0,67	2,20
4	100	3280	132	0,70	2,30

Wykorzystując dostępne wyniki prób wykonano kalibrację modelu silnika dla przypadku, gdy  $U_{S2}=100\%$ . W tabelicy 2 przedstawiono wyniki uproszczonej weryfikacji modelu wraz z wybranymi parametrami próby. Na rys. 6 przedstawiony został przebieg zmierzonej różnicy między momentem statycznym i dynamicznym oraz przebieg obliczony przy użyciu modelu dla

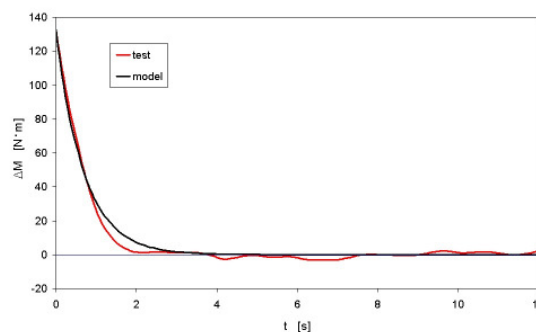
próby rozpędzania silnika od prędkości 2340 obr/min. Przedstawione w tabelicy 2 wyniki pozwalają stwierdzić, że zaproponowany model odznacza się dużą dokładnością w testowanym zakresie pracy ( $U_{S2}=100\%$ ). Różnica pomiędzy wartością parametru  $T_M$  obliczoną na podstawie modelu oraz na podstawie pomiaru wynosi 0,04 s (względny błąd 6%).

Tablica 2

Wyniki uproszczonej weryfikacji modelu

Źródło danych	$U_{S2}$ [%]	$n _{t=t_1}$ [obr/min]	$\Delta M _{t=t_1}$ [N·m]	$T_M$ [s]	$T_{0,03}$ [s]
Test	100	2340	133	0,65	2,20
Model	100	2340	133	0,69	2,30

Wyniki przedstawione na rys. 6 pozwalają stwierdzić dużą zgodność zarejestrowanego przebiegu z uzyskanym na podstawie badań modelowych. W obydwu przebiegach można zaobserwować zrównoważenie się wartości momentu statycznego i dynamicznego silnika po upływie podobnego czasu od momentu rozpoczęcia procesu rozpędzania silnika.



Rys. 6. Przebieg różnicy pomiędzy statycznym i dynamicznym momentem obrotowym, przy rozpędzaniu silnika na 3. biegu, po skokowej zmianie sygnału sterowania ( $U_{S2}=100\%$ ) od prędkości 2340 obr/min

#### 4. Wnioski

W podsumowaniu można stwierdzić, że przedstawione wyniki badań potwierdzają zasadność użytego modelu do opisu obserwowanego zjawiska. Po pewnym czasie od chwili rozpoczęcia procesu rozpędzania osiągnane wartości momentu dynamicznego będą odpowiadały momentowi statycznemu. Stosując metodę rozpędzania silnika obciążonego oporem wynikającym z ruchu pojazdu można wyznaczyć przybliżoną charakterystykę statyczną. Im wolniejszy jest proces rozpędzania, np. poprzez użycie wysokich biegów w przekładni wybieralnej, tym większa dokładność wyznaczania

charakterystyki statycznej. Zaproponowany w pracy model odznacza się łatwością kalibracji. W przedstawionym przykładzie do kalibracji uproszczonego modelu (dla  $U_{S2} = 100\%$ )

wykorzystano zaledwie 4 przebiegi rozpędzania silnika.

## Literatura

- [1] Chang D. J., Morlok E. K.: Vehicle Speed Profile to Minimize Work and Fuel Consumption. *Journal of Transportation Engineering*, Volume 133/ Number 3, March 2005, s. 169-172.
- [2] Cichy M., Kropiwnicki J., Makowski S.: A model of the IC engine in the form of the bond graph (BG). *Combustion Engines 2004 R.* 43 nr 2 s. 40-47.
- [3] Cichy M., Kropiwnicki J.: Wykorzystanie metody rozbiegu do określania dynamicznego momentu obrotowego silnika. *Materiały konferencji I Forum Młodych, ATR Bydgoszcz 1998.*
- [4] Cichy M.: Badanie silników samochodowych w stanach nieustalonych za pomocą wymuszeń sygnałem zdeterminowanym. *Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej Nr 166. Mechanika Zeszyt XIII.* Gdańsk 1971.
- [5] Cichy M.: *Silniki o działaniu cyklicznym.* Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk 1987.
- [6] Combe T., Kollreider A., Riel A., Schyr Ch.: Modellabbildung des Antriebsstrangs-Echtzeitsimulation der Fahrzeuglaengsdynamik. *MTZ 1/2005*, s. 50-59.
- [7] Fehrenbach H., Hohmann C., Schmidt Th., Schultalbers W., Rasche H.: Bestimmung des Motordrehmoments aus dem Drehzahlsignal. *MTZ 12/2002*, s. 1020-1027.
- [8] Ferguson C.R.: *Internal Combustion Engine, Applied Thermosciences.* John Wiley 1986.
- [9] Halfmann Ch., Holzmann H., Isermann R., Hamann C. D., Simm N.: Adaptive Echtzeitmodelle fuer die Kraftfahrzeugdynamik. *ATZ 12/1999*, s. 994-1001.
- [10] Kretzsch M., Günther M., Elsner N., Zwahr S.: Modellansätze für die virtuelle Applikation von Motorsteuergeräten. *MTZ 09/2009*: 665-670.
- [11] Kropiwnicki J., Kneba Z.: Phenomenological correction of height above ground level of vehicle derived from GPS system. 6th International Conference MECHATRONIC SYSTEMS AND MATERIALS, 5 – 8 July 2010, Opole.
- [12] Kropiwnicki J.: The Application of Spline Function for Approximation of Engine Characteristics. *Archiwum Motoryzacji, PWN Warszawa 2000/4*, s. 19-21.
- [13] Kropiwnicki J.: Modeling of Reciprocating Engine Transient Torque. *Materiały konf. Bałttechmasz, Kaliningrad 20-23.06.2006.*
- [14] Kropiwnicki J.: The possibilities of using of the engine multidimensional characteristics in fuel consumption prediction. *J. KONES 2002 vol. 9 nr 1-2 s. 127-133.*
- [15] Ludmann J., Weilkes M.: Fahrermodelle als Hilfsmittel fuer die Entwicklung von ACC-Systemen. *ATZ 5/1999*, s. 306-314.
- [16] Romaniszyn K. M.: Porównanie charakterystyk dynamicznych samochodów przy zasilaniu benzyną i gazem LPG. *Archiwum Motoryzacji, PWN Warszawa 2003, Nr 2-3*, s. 79-92.
- [17] Samulski M.J., Jackson C.C.: Effects of Steady-State and Transient Operation on Exhaust Emissions from Nonroad and Highway Diesel Engines. *SAE Papers 982044.*
- [18] Wituszyński K., Czarnigowski J.: Charakterystyki procesów przejściowych silników spalinowych. *Archiwum Motoryzacji, PWN Warszawa 2000, Nr 3*, s. 203-215.

Mr Kropiwnicki Jacek, DEng. – assistant professor in the Faculty of Mechanical Engineering at Gdańsk University of Technology.

*Dr inż. Jacek Kropiwnicki – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej.*



Mr Ziółkowski Maciej, DEng. – assistant professor in the Faculty of Mechanical Engineering at Gdańsk University of Technology.

*Dr inż. Maciej Ziółkowski – adiunkt na Wydziale Mechanicznym Politechniki Gdańskiej.*

