

Aleksander UBYSZ

## OCENA PRZEBIEGOWEGO ZUŻYCIA PALIWA SAMOCHODÓW OSOBOWYCH Z SILNIKAMI ZI WYZNACZANEGO METODĄ ANALITYCZNĄ

**Streszczenie.** W artykule omówiono podstawowe założenia oraz problemy, jakie mogą wynikać przy obliczaniu przebiegowego zużycia paliwa samochodów osobowych napędzanych silnikami ZI w cyklach jezdnych według obowiązującej od trzech lat w Europie normy 93/116/CE.

## A CRITICAL ESTIMATION OF ROUTE FUEL CONSUMPTION IN PASSENGER CARS PROVIDED WITH SI ENGINE CALCULATED BY ANALYTIC METHOD

**Summary.** The basic assumptions and possible problems with calculating a route fuel consumption in passenger cars provided with spark ignition engine were described in this paper. The calculations were carried out on the basis of driving cycles characterized by 93/116/CE, which has been in force in Europe for three years.

### 1. WSTĘP

W czasie ostatnich trzech lat nastąpiła, oczekiwana przez użytkowników i wyjaśniona obszernie w publikacji [1], jakościowa zmiana przebiegowego zużycia paliwa samochodów osobowych. Obliczanie go wg wzoru na energochłonność ruchu pojazdu [2] nie dało oczekiwanych wyników, gdyż dla samochodów z silnikami ZI odchyłka rozrzutu wyników wykazywała znaczną niesymetryczność położenia względem zera, a dla samochodów napędzanych silnikami ZS wykazywała znaczne nieprawidłowości wynikające z dużego zróżnicowania sprawności silników w trzech grupach rozwiązań: silniki ZS IDI niedoładowane (ok. 15% zastosowań) i doładowane (ok. 25%) oraz silniki ZS DI doładowane (reszta - udział procentowy określony na podstawie katalogu z 2000 r.).

Dlatego też w tym opracowaniu ograniczono się do przedstawienia problemów związanych z dokładnością określania przebiegowego zużycia paliwa samochodów osobowych napędzanych silnikami ZI, gdyż w grupie tej pojawiły się zupełnie nowe jednostki napędowe, którym należy wróżyć - z uwagi na wysoką sprawność ogólną - szybki rozwój i ekspansję kosztem silników ZI z regulacją ilościową [4, 5]. Silniki te, dzięki regulacji jakościowej systemu zasilania, zmiennemu stopniowi sprężania i wysokiemu doładowaniu osiągają w cyklach jezdnych zmniejszenie zużycia paliwa 30 - 40% [3, 6, 7]. Tak więc, pomimo zmiany normy i znacznego ze względu na bezpieczeństwo bierne wzrostu w latach 1987-1995 masy samochodów osobowych (sumaryczny wzrost zużycia paliwa o ponad 1 dm<sup>3</sup>/100 km) w roku 2001 przewiduje się osiągnięcie zużycia paliwa na poziomie minimalnym z roku 1989, czyli 6,3 dm<sup>3</sup>/100km (Euromix) [4].

Analityczną metodę obliczeń można wykorzystać do silników będących w stadium badań (przedaplikacyjnym) dla dowolnie dobranego samochodu, wykorzystując charakterystykę ogólną silnika [8].

Na zakończenie przedstawiono możliwość obliczenia przebiegowego zużycia paliwa w cyklu jazdy miejskiej za pomocą średniego godzinowego zużycia paliwa silnika przy pracy w czasie „zimnego” biegu jałowego.

## 2. PODSTAWOWY APARAT MATEMATYCZNY

Do obliczeń wykorzystano podstawowe równanie na energochłonność ruchu samochodu w cyklach jezdnych uzupełnione zużyciem paliwa przez silnik w stanach pracy luzem (beznapędowych), co odzwierciedla człon drugi w równaniu (1). W obowiązującej obecnie normie mierzone jest także zużycie paliwa w pomijanym dawniej 40-sekundowym okresie rozgrzewania się silnika przy pracy na biegu jałowym. Praca silnika w tym okresie charakteryzuje się niecałkowitym i niepełnym spalaniem paliwa w stopniu wielokrotnie przekraczającym poziom charakterystyczny dla pracy silnika w warunkach „rozgrzanych” [10].

Pomiar zużycia paliwa od momentu rozgrzewania „zimnego” silnika powoduje znaczny wzrost przebiegowego zużycia paliwa średnio o  $19 \pm 7\%$  i o taką wartość należałoby podnieść wartość obliczoną, aby otrzymać zużycie w cyklu jazdy miejskiej zgodne z nową normą [1]. Zamiast, w celu wyliczenia przebiegowego zużycia paliwa wg normy 93/116/CE, powiększać

wartość wyliczoną o ok. 20%, bardziej racjonalne jest wprowadzenie dodatkowego członu do równania (1) uwzględniającego nową jakościowo wielkość eksploatacyjną, zwaną godzinowym zużyciem paliwa „nagrzewanego” silnika na biegu jałowym -  $G_{jz}$ .

Problem znacznie większych strat spalania w czasie rozgrzewania się silnika na biegu jałowym w większym stopniu dotyczy silników ZI niż ZS, gdyż te drugie mają efektywniejsze urządzenia i rozwiązania przyspieszające rozgrzanie się zimnego silnika, jak np. świece żarowe. Na rys.1 przedstawiono przebieg średniego - bo o takim można mówić - godzinowego zużycia paliwa rozgrzewającego się silnika ZI i ZS (wartość średnia - linia przerywana) w funkcji pojemności skokowej, wyznaczonego na podstawie przebiegowego zużycia paliwa w cyklu jazdy miejskiej dla starej (89/491/EWG) i nowej normy (93/116/CE) [1]. Jeżeli porównamy dla silników ZI godzinowe zużycie paliwa biegu jałowego w stanie „rozgrzanym” [11] i „zimnym” z rys. 1, to widoczne są 7 - 10 -krotne wyższe wartości tego drugiego.

Tak więc dla cyklu jazdy miejskiej:

$$Q = \frac{10^5}{L} \left( \frac{1}{W_d} \sum \frac{E_i}{\eta_n} + G_j T_j + 0,003 G_{jz} \right) \left[ \frac{dm^3}{100 km} \right] \quad (1)$$

i dla cyklu drogowego:

$$Q = \frac{10^5}{L} \left( \frac{1}{W_d} \sum \frac{E_i}{\eta_n} + G_j T_j \right) \left[ \frac{dm^3}{100 km} \right] \quad (2)$$

gdzie:  $L$  - droga przejechana w cyklu jezdnym [m],

$W_d$  - objętościowa wartość opałowa paliwa [MJ/dm<sup>3</sup>],

$L_i$  - energochłonność ruchu dla i-tego profilu prędkości liczona wg wzoru (3) [MJ],

$\eta_n$  - sprawność napędu liczona wg wzoru (4),

$G_j$  - godzinowe zużycie paliwa przy pracy na biegu jałowym [dm<sup>3</sup>/h],

$T_j$  - czas pracy na biegu jałowym [h].

Natomiast energochłonność i-tego, napędowego profilu prędkości realizowanego na hamowni podwozowej w najbardziej złożonym przypadku liczymy ze wzoru:

$$E_i = mgfL_i + 0,6A c_x v^2 L_i + a\delta m L_i \quad [Nm] \quad (3)$$

gdzie:  $m$  - masa samochodu [m],

$f$  - współczynnik oporów toczenia,

$L_i$  - odcinek drogi przejechany w i-tym profilu prędkości [m],

$A$  - powierzchnia czołowa samochodu [m<sup>2</sup>],

$c_x$  - współczynnik oporów aerodynamicznych,

- $v$  - prędkość jazdy [m/s],  
 $a$  - przyspieszenie pojazdu na  $i$ -tym profilu prędkości [ $m/s^2$ ],  
 $\delta$  - współczynnik mas wirujących.

Sprawność napędu, najtrudniejsza do określenia w warunkach pracy silnika w nieustalonych warunkach (rozpędzanie samochodu), można wyliczyć jako iloczyn sprawności efektywnej silnika i układu przeniesienia napędu dla  $i$ -tego profilu prędkości:

$$\eta_{ni} = \eta_{ei} \eta_{pi} \quad (4)$$

Nieuwzględnienie w obliczeniach zmienności współczynnika oporów toczenia  $f$ , współczynnika mas wirujących  $\delta$ , uwzględniającego procentowo obciążenie napędu rozpędzaniem przy przyspieszaniu na poszczególnych biegach obrotowych zespołów samochodu oraz strat na sprzęgle powoduje znaczny błąd obliczeń, przesuwający średni błąd obliczeń w stronę wartości dodatnich [9]. W cyklu jazdy miejskiej dodatkowo duży wpływ na wynik ma przyjęta wartość  $G_j$  oraz urządzenie wyłączające po 4 s silnik przy pracy na biegu jałowym (STOP i START), co przedstawia tabela 1. W tabeli 1 określono również wpływ niedokładnego określenia dla każdego z samochodów współczynnika oporów aerodynamicznych  $c_x$ , określaną w obliczeniach często w sposób przybliżony z dokładnością  $\pm 0,02$ .

Tabela 1

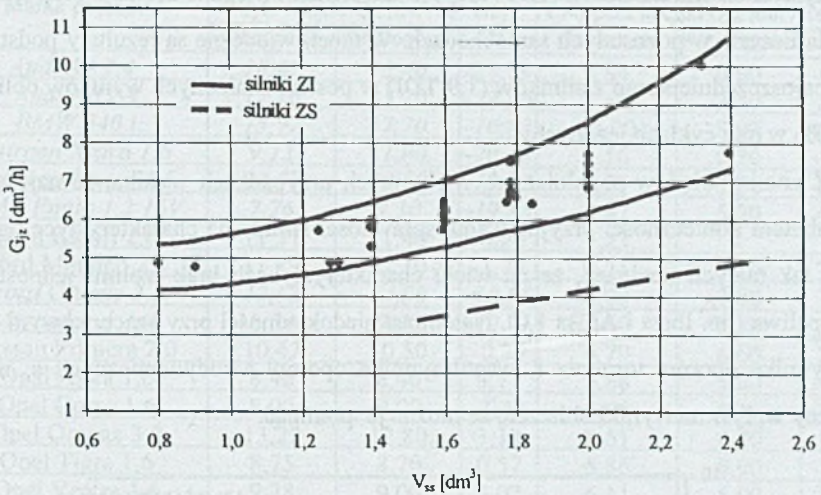
Badanie wpływu  $f$ ,  $c_x$ ,  $\delta$ ,  $G_j$  i strat na sprzęgle

	cykl miejski	cykl drogowy
$f$	$1,65 \pm 0,5\%$	$1,83 \pm 1,5\%$
$C_x$	0,15%	0,70%
$\delta$	$2,2 \pm 0,7\%$	$1,9 \pm 0,8\%$
$G_j$	$8,75 \pm 2\%$	$1,62 \pm 0,25\%$
$\Delta E_s$	$3,8 \pm 0,5\%$	$0,1 \pm 0,03\%$
$\eta_n (+1\%)$	$-5,19 \pm 0,53\%$	$-4,16 \pm 0,64\%$
STOP & START	$-15 \div 20\%$	$-2 \div 4\%$

### 3. WYNIKI OBLICZEŃ

Obliczenia przebiegowego zużycia paliwa przeprowadzono dla 30 samochodów osobowych z silnikami ZI i 3 samochodów z silnikami z regulacją jakościową mieszanki (ZI GDI - Gasoline Direct Injection). Oddławienie silników GDI na tyle podnosi ich sprawność

ogólną przy niskich, charakterystycznych dla obu cykli jezdnych, 20-procentowych obciążeniach ( $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ;  $p_e = 2 \text{ bary}$ ) [13], że ich sprawność w tym zakresie obciążeń porównywalna jest do sprawności silników ZS DI [12].



Rys. 1. Przebieg średniego godzinowego zużycia paliwa silników ZI i ZS (linia przerywana) przy pracy na biegu jałowym po „zimnym” rozruchu w 40 s okresie

Fig. 1. The average hourly fuel consumption in SI and CI (dashed line) engines working over 40 seconds after cold start

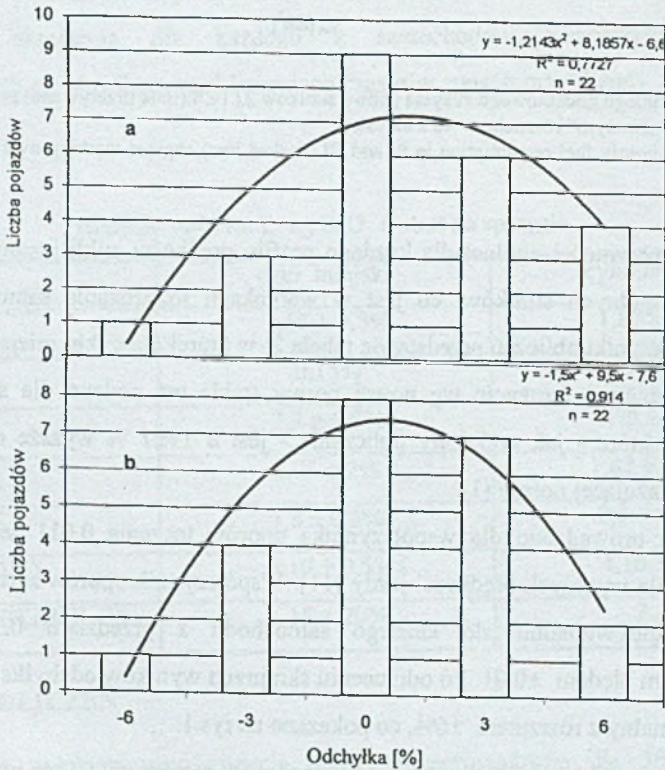
Wartości sprawności ogólnej dla każdego profilu prędkości cykli jezdnych przyjęto z charakterystyk ogólnych silników, co jest w warunkach rozpędzania samochodu dużym uproszczeniem. Wyniki obliczeń przedstawia tabela 2, w której dla cyklu miejskiego kursywą zaznaczono przebiegowe zużycie wg nowej normy (takie też podano dla samochodów z silnikami GDI), które - jak wykazały obliczenia - jest o  $19 \pm 7\%$  wyższe od zużycia wg wcześniej obowiązującej normy [1].

Obliczenia prowadzono dla współczynnika oporów toczenia 0,011 ze wzrostem do wartości 0,012 dla wyższych prędkości jazdy [11]. Współczynnik oporów aerodynamicznych  $c_x$  dobierano indywidualnie do każdego samochodu z przedziału 0,30 - 0,33 z prawdopodobnym błędem  $\pm 0,01$ . Po odrzuceniu skrajnych wyników odchyłka błędów obliczeń ma rozkład normalny z rozrzutem  $\pm 6\%$ , co pokazano na rys.1.

Na rys. 2 przedstawiono dla obu cykli jezdnych rozrzut punktów pomiarowych od wartości średniej, opisaną za pomocą linii prostej, silnie skorelowanej z punktami pomiarowymi. Oddzielnie aproksymowano przebiegowe zużycie paliwa samochodów z

silnikami ZI - GDI, gdyż sprawność tych silników dla charakterystycznych obciążeń w europejskich cyklach jezdnych jest porównywalna do sprawności silników ZS - DI [12]. Dlatego też obliczenia tych samochodów prowadzono opierając się na podstawionych charakterystykach silnika ZS 1,9 TDI Audi A5 dla Renault Megane 2,0 IDE oraz silnika 1,8 tdi Forda Escorta w pozostałych samochodach. W tabeli widoczne są rezultaty podstawienia danych najoszczędniejszego z silników (1,9 TDI) w postaci zaniżonych wyników obliczeń na ok.5 - 10% w obu cyklach jezdnych.

Z analizy błędów popełnianych w skrajnych przypadkach wynika, że najczęściej są one rezultatem konieczności przyjmowania sprawności silnika na charakterystyce ogólnej w zakresie tak małych obciążeń, że na wielu charakterystykach brak izolinii jednostkowego zużycia paliwa (np. Ibiza i Arosa 1,0). Natomiast niedokładności przy szacunkowym doborze współczynnika oporów toczenia  $f$ , współczynnika oporów aerodynamicznych  $c_x$  mają tak nieznaczny wpływ na wyniki obliczeń, że można je pominąć.



Rys.2. Rozkład odchyłek wartości przebiegowego zużycia paliwa od normy: a- w cyklu jazdy miejskiej, b- w cyklu drogowym

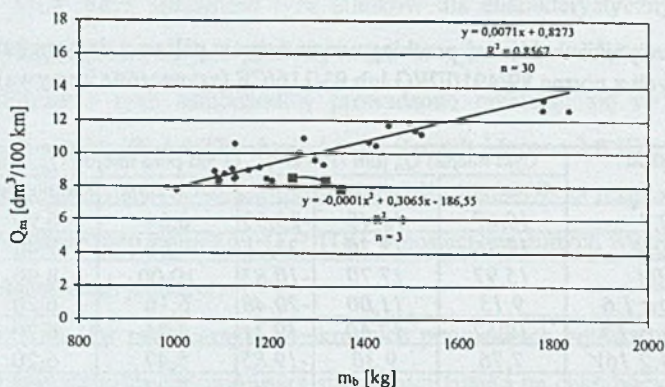
Fig. 2. The distribution of deviations of calculated route fuel consumption from reference values: a- for UDC, b- for EUDC

Tabela 2

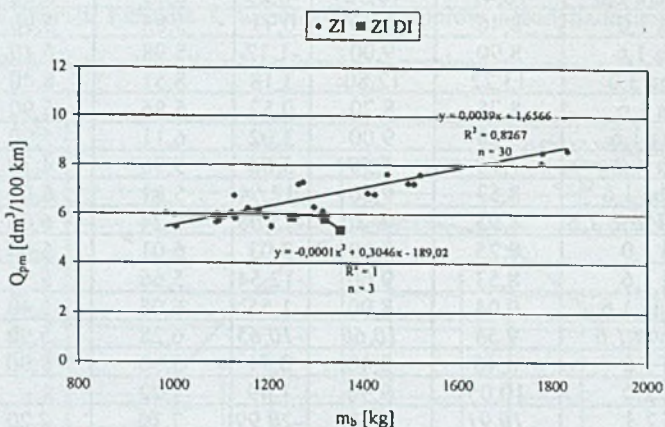
Zestawienie wyników obliczeń przebiegowego zużycia paliwa z danymi katalogowymi zgodnych z normą 89/491/EWG lub 93/116/CE (zaznaczone kursywą)

Marka pojazdu	Cykl miejski $Q_m$ [dm <sup>3</sup> /100 km]			Cykl poza miejski $Q_{nm}$ [dm <sup>3</sup> /100 km]		
	Obliczone	Katalogowe	%	Obliczone	Katalogowe	%
<i>Audi A4 2.4</i>	10,67	13,40	-25,59	6,84	6,90	-0,88
<i>Audi A6 2.4</i>	11,16	13,70	-22,76	7,60	7,40	2,63
<i>BMW 540 i</i>	15,97	17,70	-10,83	10,00	8,90	11,00
<i>Citroen Xsara 1.6</i>	9,13	11,00	-20,48	6,16	6,20	-0,65
<i>Daewoo Lanos 1.5</i>	10,57	12,60	-19,21	6,75	6,20	8,15
<i>FIAT Punto 1.2 16V</i>	7,76	9,30	-19,85	5,47	5,20	4,94
Ford Escort 2.0	11,37	11,40	-0,26	7,23	-	-
Ford Mondeo 2.5	11,89	12,10	-1,77	7,25	7,10	2,07
<i>Ford Galaxy 2.3</i>	12,63	14,00	-10,85	8,09	7,80	3,58
<i>Mercedes A 140</i>	8,34	9,40	-12,71	5,50	5,30	3,64
Nissan Primera 2.0	10,47	10,50	-0,29	6,79	6,60	2,80
Opal Astra 1.6	8,46	8,40	0,71	5,88	5,90	-0,34
Opel Corsa 1.6	8,90	9,00	-1,12	5,98	6,10	-2,01
Opel Omega 3.0	13,22	12,80	3,18	8,51	8,40	1,29
Opel Tigra 1.6	8,75	8,70	0,57	5,86	5,90	-0,68
Opel Vectra 1.6	9,28	9,00	3,02	6,11	5,90	3,44
<i>Seat Arosa 1.0</i>	7,90	7,50	5,06	5,96	4,70	21,14
Seat Cordoba 1.6	8,53	9,60	-12,54	5,81	6,00	-3,27
<i>Seat Cordoba Vario 1.6</i>	8,95	10,30	-15,08	6,24	6,00	3,85
Seat Ibiza 1.0	8,25	8,00	3,03	6,01	5,00	16,81
Seat Ibiza 1.6	8,53	9,60	-12,54	5,66	5,90	-4,24
Skoda Felicia 1.6	9,04	8,90	1,55	6,05	5,40	10,74
<i>Skoda Octavia 1.6</i>	9,58	10,60	-10,65	6,28	5,90	6,05
VW Golf 1.6	8,46	8,40	0,71	5,90	5,90	0,00
VW Golf 2.0	10,05	9,90	1,49	7,22	-	-
<i>VW Golf 2.3</i>	10,91	13,20	-20,99	7,30	7,20	1,37
VW Polo 1.05	7,96	7,50	5,78	6,02	-	-
VW Polo 1.6	8,36	8,10	3,11	5,71	6,00	-5,08
<i>VW Passat 2.3</i>	11,69	13,50	-15,48	7,63	7,40	3,01
VW Sharan 2.0	12,60	11,90	5,56	8,60	7,70	10,47

Marka pojazdu	Cykl miejski $Q_m$ [dm <sup>3</sup> /100 km]			Cykl poza miejski $Q_{nm}$ [dm <sup>3</sup> /100 km]		
	Obliczone	Katalogowe	%	Obliczone	Katalogowe	%
Mitsubishi Carisma 1.8 GDI	8,28	9,1	-9,90	5,76	5,5	4,51
Volvo S40 1.8 GDI	7,79	8,6	-10,40	5,33	5,2	2,44
Renault Megane 2.0 IDE	8,48	10,2	-20,28	5,84	6,1	-4,45



Rys. A1. Zależność między przebiegowym zużyciem paliwa w cyklu miejskim a masą badawczą dla samochodów z silnikami ZI



Rys. 3. Przebieg charakterystyki zużycia paliwa w cyklu miejskim i drogowym samochodów osobowych z tab.2 Fig. 3. The fuel consumption in passenger cars for UDC and EUDC shown in chart 2.

Tabela 3

R-kwadrat dla charakterystyk miejskiego i drogowego zużycia paliwa w funkcji masy samochodów osobowych poszczególnych klas

Lp.	Klasa	n	R <sup>2</sup>	
			c. miejski	c. drogowy
1.	A	126	0,32	0,09
2.	B	159	0,49	0,53
3.	C	117	0,46	0,38
4.	D	66	0,38	0,33
5.	E	49	0,78	0,64



Na zakończenie na rys. 3 przedstawiono przebieg charakterystyki zużycia paliwa w obu cyklach jezdnych, wyznaczony na podstawie danych obliczeniowych umieszczonych w tab.3. Porównując współczynnik korelacji R-kwadrat dla charakterystyk przebiegowego zużycia paliwa dla poszczególnych klas samochodów osobowych z silnikami ZI zauważamy analogiczną (wysoką) korelację wyników przy znacznie większym rozrzucie danych katalogowych. Stąd wniosek, że dane te są znacznie bardziej zróżnicowane niż dane obliczeniowe, co jest rezultatem z jednej strony braku pełnej wiedzy na temat rozwiązań każdego z pojazdów, a z drugiej - braku gotowych receptur pozwalających uwzględnić je w obliczeniach [13]. Należy też brać pod uwagę dokładność metod pomiaru przebiegowego zużycia paliwa na hamowni podwoziowej.

#### 4. WNIOSKI

Na podstawie otrzymanych wyników można wyciągnąć następujące wnioski:

1. Pomimo znacznego rozwoju samochodów osobowych i napędzających je silników ZI istnieje możliwość w miarę dokładnego ( $\pm 6\%$ ) obliczenia przebiegowego zużycia paliwa dla samochodów z manualną, stopniową skrzynią biegów, pod warunkiem właściwego doboru wskaźników i parametrów.
2. Jak wykazują obliczenia, decydujący wpływ na dokładność obliczeń ma dobór sprawności napędu, a szczególnie sprawności silnika dla poszczególnych profili prędkości; wyniki obliczeń samochodów z silnikami ZI - GDI wskazują na słuszność metody podstawianej charakterystyki ogólnej innego silnika.
3. Analiza wpływu poszczególnych wskaźników na dokładność obliczeń ukazuje znaczne oddziaływanie na przebiegowe zużycie paliwa w cyklu miejskim godzinowego zużycia paliwa biegu jałowego oraz urządzeń wyłączających silnik na biegu jałowym (STOP i START).

#### Literatura

1. Ubysz A., Dykier M.: Ocena przebiegowego zużycia paliwa samochodów osobowych. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., serii Transport, z. 38, Gliwice 1999, s.29 - 37.
2. Siłka W.: Energochłonność ruchu samochodu. WNT, Warszawa 1997.
3. Ubysz A.: Characteristics of tractional total efficiency of car engines. XV-th International Symposium on Combustion Processes. Zakopane 1997.

4. Rovera G., Polonari C.: Technologies for the vehicle of the future. Sympozjum naukowe PTPE, Warszawa, grudzień 1999.
5. Szelichowski S.: Bezpośredni wtrysk benzyny w Citroenach i Peugeotach..AUTO Technika Motoryzacyjna, nr 9, 2000, s.18 - 21.
6. Łęgiewicz J., Szelichowski S.: Nowości na 70. Salonie Genewskim. AUTO Technika Motoryzacyjna, nr 4, 2000, s. 2 - 5.
7. Merkisz Ekologiczne problemy silników spalinowych. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1999.
8. Rawski F.: Uwarstwienie ładunku cylindra z niedzieloną komorą oraz oddławianie silnika ZI. PAN Oddział w Krakowie, Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji, Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdów i silników spalinowych, z. 20, Kraków 2000, s. 341-348.
9. Ubysz A.: Ocena przebiegowego zużycia paliwa samochodów osobowych wyznaczanego metodą analityczną. PAN Oddział w Krakowie, Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji, Konstrukcja, badania eksploatacja, technologia pojazdów i silników spalinowych, z. 20, Kraków 2000, s. 203-210.
10. Brzeżański M.: Toksyczność spalin w czasie nagrzewania silnika na biegu jałowym. Czasopismo Techniczne, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, z. 7-Mechanika, 2000, s. 39-46.
11. Mitschke M.: Dynamika samochodu. Napęd i hamowanie. WKŁ, Warszawa 1987.
12. Kluting M. i in.: Drosselfreie Laststeuerung mit vollvariablen Ventiltriben. MTZ nr 7 i 8, 1999, s.476 - 484.
13. Ubysz A.: Sprawność napędu samochodów osobowych z silnikami ZI. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., ser. Transport, Gliwice 2000 (w druku).

Recenzent: Prof.dr hab. inż. Wojciech Siłka

## Abstract

The basic assumptions and possible problems with calculating a route fuel consumption in passenger cars provided with spark ignition engine were described in this paper. The calculations were carried out on the basis of driving cycles characterized by 93/116/CE, which has been in force in Europe for three years. In the paper also adding a new element to the basic equation were suggested. Adding the new element makes possible to take into consideration the phase when cold engine becomes heat working at idle running, which lasts 40 second.