

Aleksander UBYSZ

WARUNKI BRZEGOWE LICZBY STABILIZACJI CIEPLNEJ I_z W OBLICZENIACH NUMERYCZNYCH RZECZYWISTEGO ZUŻYCIA PALIWA W SAMOCHODZIE

Streszczenie. W pracy na podstawie specjalnie wykonanej sekwencji pomiarów przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie osobowym klasy B/K, na trasach przejazdu o znacznie zróżnicowanej długości przejechanej drogi i ograniczonym do minimum czasie wychłodzenia silnika, określono granice przyjmowanej w obliczeniach liczby stabilizacji cieplnej silnika.

BORDER CONDITIONS IN NUMERIC CALCULATIONS OF REAL FUEL CONSUMPTION IN A CAR

Summary. In this report, the borderlines of engine thermal stabilization estimate, as assumed in calculations, were defined on the basis of a special sequence of measurements of mileage fuel consumption in B/K class passenger car on routes of varying lengths and a minimum time of engine cooling.

1. WSTĘP

Opracowany przez autora algorytm obliczeń przebiegowego zużycia paliwa sprawdza się w obliczeniach na trasach przejazdu ze startu „zimnego”. Natomiast rozpoczynając samochodem pojedynczą trasę przejazdu po krótkotrwałym postoju, w czasie którego stan cieplny silnika uległ nieznacznej zmianie, pojawiają się, zwłaszcza dla długich tras przejazdu, nadmiernie duże poprawki temperaturowe przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie. Zadaniem niniejszego opracowania jest wyznaczenie warunków brzegowych liczby stabilizacji cieplnej pojazdu (silnika) I_z , mającej znaczny wpływ na wartość tej poprawki.

2. SENS FIZYCZNY WSPÓŁCZYNNIKA TEMPERATUROWEGO Q_K

Wprowadzony przez autora w publikacji [4] współczynnik temperaturowy przebiegowego zużycia paliwa Q_K ma głęboki sens fizyczny. Charakteryzuje on wpływ temperatury otoczenia na przebiegowe zużycie paliwa dla w pełni schłodzonego do niej pojazdu. Wartość Q_K dla współczesnych samochodów jest zbliżona, pod warunkiem jej badania na trasach przejazdu nie krótszych niż 5-10 km. Warunek ten wynika z czasu rozgrzewania się silnika w samochodzie, o długości którego decyduje czas rozgrzewania się oleju (rys.1) [2, 3].

Najszybciej, w czasie 25-150 s, właściwą sobie temperaturę pracy 530K osiąga zespół katalizatora (wstępnego). Natomiast olej silnikowy, którego temperatura pracy może nawet przekroczyć 400 K, po 660 s realizacji cyklu jezdnyego NEDC osiąga temperaturę 353 K (ogólnie przyjętą za minimalną dla stanu stabilizacji cieplnej silnika) [1, 2].

Obliczenia współczynnika temperaturowego przebiegowego zużycia paliwa na trasach krótszych będzie skutkować prawdopodobnie jego wzrostem, proporcjonalnym do stopnia

skrócenia trasy [4]. W tabeli 1, na podstawie wyników własnych i literaturowych, przedstawiono obliczone przez autora dla kilku samochodów współczynniki temperaturowego przebiegowego zużycia paliwa Q_K . Metodę jego obliczania przedstawiono w pracy [9].

3. MODEL MATEMATYCZNY DO OBLICZANIA PRZEBIEGOWEGO ZUŻYCIA PALIWA

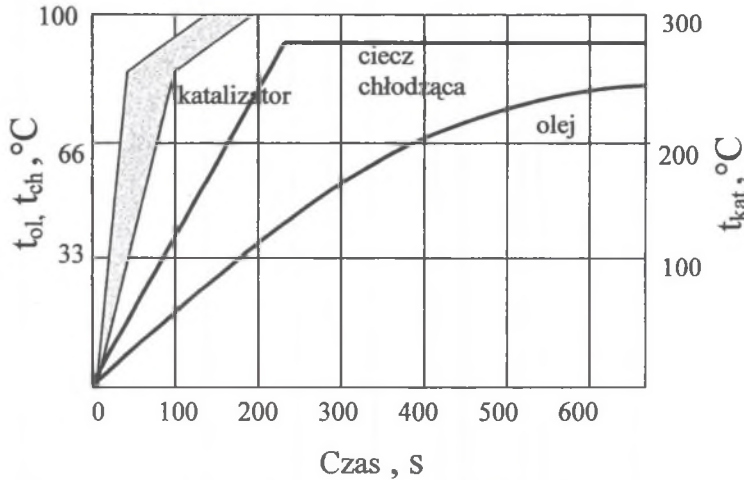
W opracowanym empirycznym modelu przebiegowe zużycie paliwa oblicza się na podstawie przebiegowego zużycia paliwa odniesienia, w oparciu o energochłonność ruchu samochodu.

Tabela 1

Współczynnik temperaturowy przebiegowego zużycia paliwa Q_K wybranych samochodów osobowych

Marka samochodu	Podstawa obliczeń	Q_K dm ³ /100 km/deg
1	2	3
Opel Astra Kombi 1,4 16V	Materiał statystyczny [u]	0,0085
Opel Astra II Kombi 1,6	Materiał statystyczny [u]	0,0081
Ford Taurus FFV	NEDC ¹⁾ dla 266-295 K [1]	0,0093
Ford Taurus Thermostore	NEDC dla 266-295 K [1]	0,0068
Fiat Uno 1,4	Badania własne	0,0080

¹⁾- New European Drive Cycle - ważony europejski cykl jezdny; dane dla temperatury 266 i 295 K



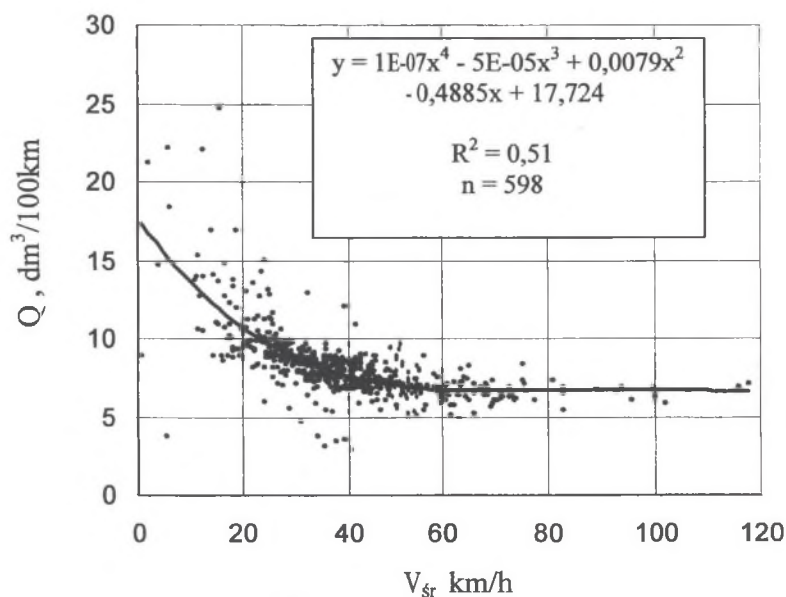
Rys.1. Przebieg rozgrzewania się w całkowicie wychłodzonym pojeździe do temperatury 20°C, trzech mediów: katalizatora, cieczy chłodzącej i oleju w silniku [2]

Fig. 1. The process of warming the three media: catalyst, liquid coolant and motor oil in a cold car up to 20°C [2]

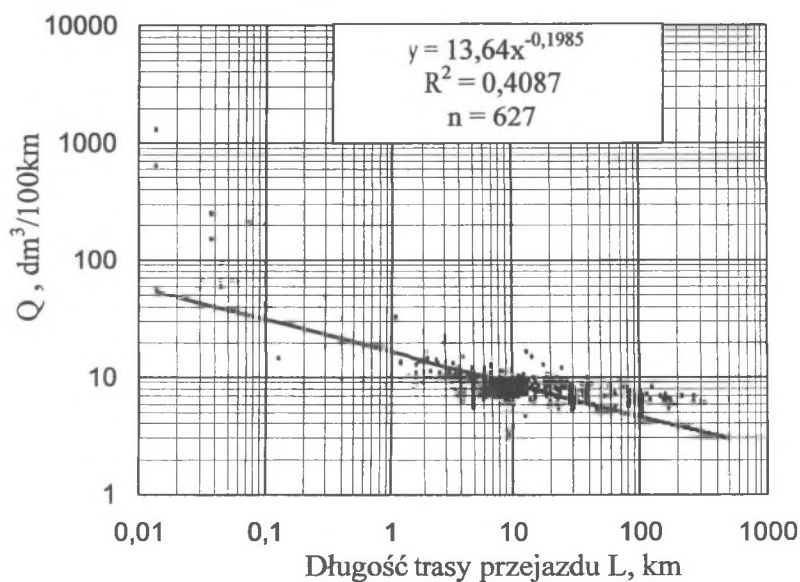
Odniesienie to polega na założeniu, że homologacyjne przebiegowe zużycie paliwa w cyklu jazdy miejskiej określane jest dla temperatury otoczenia 266 K i ją przyjęto jako temperaturę odniesienia dla wszystkich obliczanych przykładów. Pozostałe rozpatrywane cykle jezdne (w tym homologacyjny drogowy) są realizowane w warunkach ustalonego stanu

ciepłnego silnika i teoretycznie w nich temperatura otoczenia nie ma wpływu na przebiegowe zużycie paliwa.

a



b



Rys. 2. Zależność przebiegowego zużycia paliwa samochodu klasy B/K od średniej prędkości przejazdu (a) i długości trasy przejazdu (b)

Fig. 2. The relation between mileage fuel consumption for a B/K class car and the average speed (a) and the length of the driving route (b)

Długość trasy przejazdu ma znaczny wpływ w zakresie bardzo krótkich (0,5-5,0 km) i ultrakrótkich (0,001- 0,5 km) tras przejazdu. Charakteryzuje je bardzo mała średnia prędkość przejazdu i ich udział w energochłonności całkowitej nie miałby większego znaczenia, gdyby nie to, że ich przebieg, o tak znacznym rozrzucie przebiegowego zużycia paliwa, ma udział w każdej trasie przejazdu. Jest to uwarunkowane tym, że pojazd na każdej trasie musi rozpocząć jazdę w konkretnych warunkach i ją zakończyć (garażowanie, parkowanie). Z tych przyczyn przebiegowe zużycie paliwa samochodu, wyrażone za pomocą przebiegowego zużycia paliwa w wybranych cyklach jezdnych, należy odnieść nie tylko do temperatury otoczenia, ale i do długości przejechanej drogi na trasie przejazdu.

Równanie do obliczania przebiegowego zużycia paliwa samochodu w dowolnej temperaturze otoczenia, z w pełni lub częściowo schłodzonym silnikiem, ma postać:

$$Q_T = Q_7 - \Delta T \cdot Q_K \cdot \frac{130}{L_{z, \text{sr}}}, \quad \frac{\text{dm}^3}{100 \text{ km}} \quad (1)$$

dla $\Delta T < 0$

$$Q_T = Q_7 - \Delta T \cdot Q_K \cdot \frac{L_{z, \text{sr}}}{130}, \quad \frac{\text{dm}^3}{100 \text{ km}} \quad (2)$$

dla $\Delta T > 0$, gdzie:

ΔT – różnica pomiędzy średnią temperaturą pomiarów zużycia paliwa na wybranym odcinku drogi a temperaturą znormalizowaną pomiaru Q_m i Q_d wynoszącą 266 K,

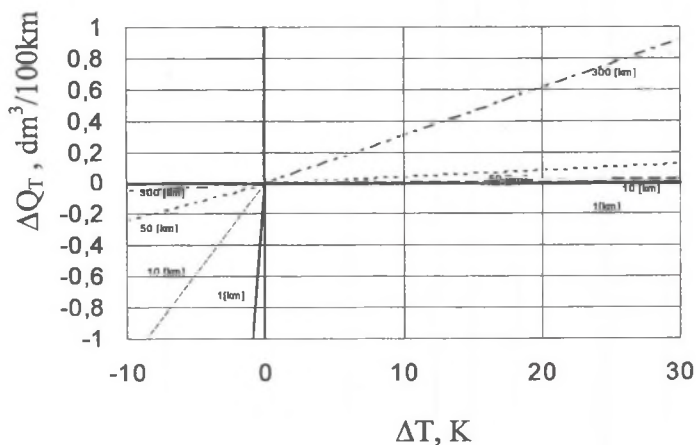
Q_7 – znane przebiegowe zużycie paliwa (p.z.p.) obliczone za pomocą wybranych cykli jezdnych w określonej normie temperaturze (266 K), $\text{dm}^3/100 \text{ km}$,

Q_T – obliczane p.z.p. w dowolnej średniej temperaturze otoczenia dla określonej średniej długości tras przejazdu $L_{z, \text{sr}}$, $\text{dm}^3/100 \text{ km}$,

$L_{z, \text{sr}}$ – średnia długość odcinków przejechanej drogi pomiędzy zimnymi rozruchami o długości co najmniej 5 km, km,

Q_K – współczynnik stały, określający wpływ temperatury otoczenia na zużycie paliwa, $\text{dm}^3/\text{K}/100 \text{ km}$ [5, 9],

130 – zoptymalizowana droga odniesienia, km [9].



Rys. 3. Wartość temperaturowej poprawki ΔQ_T w funkcji różnicy temperatur ΔT i długości trasy przejazdu (przyjęto 10 h czasu postoju samochodu)

Fig. 3. The estimate of temperature correction ΔQ_T in the function of temperature difference and the length of the driving route

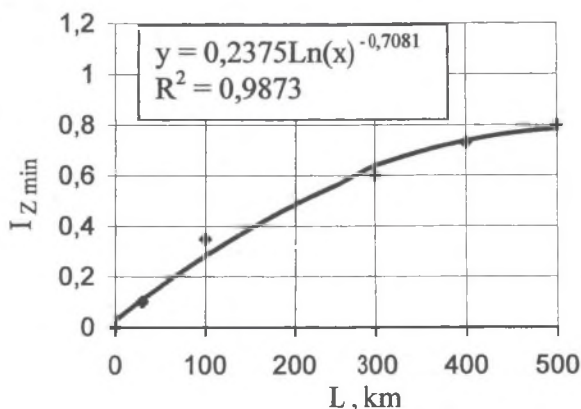
Ze względu na wpływ długości drogi na przebiegowe zużycie paliwa temperaturowy człon równań (1) i (2) jest korygowany za pomocą wskaźnika drogowego. Określa on, względem zoptymalizowanej długości drogi odniesienia (130 km), długość odcinka drogi przypadającej na jednostkę stabilizacji cieplnej pojazdu (silnika). Na rys. 3 przedstawiono dla kilku bardzo zróżnicowanych długości tras wielkość temperaturowej poprawki przebiegowego zużycia paliwa ΔQ_T w funkcji różnicy temperatur otoczenia i odniesienia - ΔT .

Zdefiniowana w pracy [9] **liczba stabilizacji cieplnej pojazdu (silnika)** ma znaczny wpływ na przebiegowe zużycie paliwa, wyrażony w równaniu (1) ilorazem długości drogi odniesienia do średniej długości drogi przypadającej na stabilizację cieplną odniesienia (266 K). Na jednoetapowych trasach przejazdu może przyjąć wartość od 0,05 do 1,2 (dla 255 K).

3.1. Warunki brzegowe liczby stabilizacji cieplnej pojazdu I_z

Jak wcześniej stwierdzono, poprawka temperaturowa w równaniach (1) i (2) ma duży wpływ na końcową wartość obliczanego przebiegowego zużycia paliwa samochodem. Na wieloetapowej trasie przejazdu na liczbę stabilizacji cieplnej I_z składa się suma wartości stopnia wychłodzenia silnika na każdym postoju samochodu powyżej 15 minut ($I_z = \sum I_{z,i}$). W zaproponowanym modelu obliczania przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie konieczne są co do wartości I_z pewne ograniczenia wartości minimalnej. Widoczne są one w 26 przykładach obliczeń o bardzo zróżnicowanych długościach trasy przejazdu i bardzo krótkim czasie schładzania silnika. Zakres $I_{z,min}$ w funkcji długości trasy przejazdu przedstawia rys.4.

Takie ograniczenie minimalnej wartości I_z ma uzasadnienie we wpływie temperatury otoczenia i stopnia wychłodzenia silnika na przebiegowe zużycie paliwa samochodu na trasie przejazdu o zróżnicowanej długości. Na długiej trasie wpływ stopnia schłodzenia silnika na przebiegowe zużycie paliwa Q_T jest znacznie mniejszy niż na krótkiej trasie, gdyż rozkłada się na znacznie większą liczbę km przejechanej drogi. Największy wpływ stanu cieplnego silnika na przebiegowe zużycie paliwa samochodu można zaobserwować na krótkich i ultrakrótkich trasach przejazdu, gdyż w pierwszych 3-5 min jego pracy utrzymuje się największe zapotrzebowanie na energię wykorzystywaną w głównej mierze na rozgrzanie silnika i utrzymanie procesu spalania mieszanki w ekstremalnie trudnych warunkach. Dla tych tras przejazdu nie ma praktycznie ograniczenia w doborze $I_{z,min}$ [5, 6].



Rys. 4. Zakres minimalnej liczby stabilizacji cieplnej pojazdu I_z w funkcji długości drogi przejechanej na pojedynczej trasie

Fig. 4. The range of the minimum engine thermal stabilization in the function of the length of a rout

Tabela 2

Przykłady obliczeń przebiegowego zużycia paliwa samochodu osobowego klasy B/K
uzasadniające warunki brzegowe dla $I_{z, \min}$ oraz celowości obliczeń ΔQ_w

Nr trasy	Data	T_c [s]	L_c [m]	V_{sr} [km/h]	T_p [s]	T_{sig} [s]	L_{sig} [m]	...	t_{post} [h]	$I_{z, \min} / t_a$ [-/°C]	Q_c dm ³ /100km	Q_z	Wybieg %	ΔH m
1	2	3	4	5	6	7	8	...	17	18	19	20	21	22
27	16 VIII 06 r.	13920	302100	78	230	720	780	...	3,5	0,6/16°	6,54	6,60	10	-30
28	17 VIII 06 r.	9180	213500	91,5	250	360	300	...	0,2	0,6/15°	7,03	7,0	15	-10
29	17 VIII 06 r.	6780	191600	102,1	2400	0	0	...	0,47	0,4/13°	6,41	5,9	25	380
30	17 VIII 06 r.	9000	280900	114,7	120	300	300	...	2,3	0,5/15°	6,11	6,5	10	-630
31	17 VIII 06 r.	7620	173500	81,8	180	1320	1200	...	0,43	0,3/28°	6,46	6,5	5	37
32	17 VIII 06 r.	10140	26330	94,3	480	960	1100	...	0,5	0,5/23°	7,27	6,9	10	130
33	18 VIII 06 r.	14820	304600	73,9	840	3300	3500	...	9,0	0,7/21°	6,17	6,3	20	-272
39	27 VIII 06 r.	19260	499000	95	280	6900	700	...	0,05	0,7/20°	6,22	6,6	10	140
40	27 VIII 06 r.	4560	146000	126	185	360	300	...	0,5	0,4/21°	7,20	7,0	0	-130
41	27 VIII 06 r.	1320	32100	93	40	150	150	...	0,09	0,03/18°	6,9	6,8	0	30
42	28 VIII 06 r.	3540	115400	117,4	0	0	0	...	0	0,2/15°	6,96	7,2	20	140
43	28 VIII 06 r.	9660	268500	108	120	0	0	...	0,55	0,7/9°	6,66	6,3	30	185
44	28 VIII 06 r.	1260	37200	107	0	0	0	...	0,07	0,1/12°	6,41	6,6	40	50
45	28 VIII 06 r.	6780	180000	97	200	360	300	...	0,5	0,2/15°	6,25	6,1	5	-198
46	28 VIII 06 r.	3840	65300	61,2	170	2100	200	...	0,09	0,2/22°	6,12	5,8	10	40
47	28 VIII 06 r.	15240	327700	80	270	91	900	...	0,58	0,2/20°	5,85	6,1	15	40

W czasie rozgrzewania się współczesnych silników samochodów osobowych, spełniających normę EURO 3 i EURO 4, można wyróżnić trzy fazy stabilizacji cieplnej (rys. 1):

- faza dochodzenia do temperatury pracy katalizatora wstępnego i sond Lambda,
- faza rozgrzewania się cieczy w układzie chłodzenia,
- faza rozgrzewania się oleju silnikowego do umownej temperatury 80 °C (353 K), dla której zakłada się osiągnięcie przez silnik stabilizacji cieplnej (stan „gorący”).

3.2. Wpływ jazdy wybiegiem na przebiegowe zużycie paliwa

W Polsce, pomimo braku akceptacji dla jazdy wybiegiem, wielu kierowców intuicyjnie stosuje tę technikę jazdy, widząc w niej ewidentne korzyści ekonomiczne. Jazda wybiegiem, dzięki ograniczaniu pracy silnika w niekorzystnych zakresach niskich obciążeń, pozwala na istotne oszczędności w zużyciu paliwa, mogące w samochodach z silnikami ZI dochodzić do 1,5 dm³/100 km [u]. Największe oszczędności, nie tylko w paliwie, można osiągnąć stosując na odpowiednich odcinkach trasy przejazdu jazdę wybiegiem lub hamowanie silnikiem.

W pierwszym przypadku, niewielkim kosztem utraty energii całkowitej (potencjalna + kinetyczna) pojazdu na opory ruchu, osiąga się przebiegowe zużycie paliwa odpowiadające godzinowemu zużyciu paliwa na biegu jałowym silnika, przeliczonemu na średnią prędkość wybiegu; im większa średnia prędkość wybiegu, tym niższe przebiegowe zużycie paliwa (np. przy 120 km/h i godzinowym zużyciu paliwa na biegu jałowym $Q_{bj} = 0,85 \text{ dm}^3/\text{h}$ $Q_w = 0,71 \text{ dm}^3/100 \text{ km}$).

W drugim przypadku, rewersja napędu pozwala na automatyczne wyłączenie wtrysku paliwa w systemie zasilania silnika (zużycie paliwa zerowe), kosztem zwiększonej utraty energii całkowitej pojazdu, pokrywającej straty mechaniczne silnika.

Dzięki przewidywaniu sytuacji na drodze pod kątem prędkości jazdy i umiejętnemu stosowaniu obu technik jazdy, poza zaoszczędzeniem paliwa, możliwe jest przedłużenie żywotności mechanizmów hamulcowych nawet o 100%.

Zgodnie z teorią, jazda wybiegiem składa się z dwu faz jazdy w umownym cyklu jezdny: napędowej i wybiegu. Fazę wybiegu opłaca się stosować wszędzie tam, gdzie obciążenie silnika w danej fazie nie przekroczy 10%. Sprawność efektywna silnika dla takich obciążeń nie przekracza 10% [7].

Analiza teoretyczna wykazała również, że jazda wybiegiem pozwala podnieść sprawność układu napędowego do średniej wartości bliskiej 38%, a więc porównywalnej z maksymalną sprawnością efektywną silnika ZI. Znając długość odcinka drogi przejechanej wybiegiem, przy założeniu dwu równych faz - napędowej i wybiegu - w cyklu jazdy wybiegiem, łatwo za pomocą równania (3) policzyć nową wartość przebiegowego zużycia paliwa na rozpatrywanej trasie. Teoretycznie można założyć, że będzie ona pomniejszona o:

$$\Delta Q_{w,t} = (2L_w/L_c) \cdot \Delta Q_w \text{ dm}^3/100 \text{ km} \quad (3)$$

gdzie:

$\Delta Q_{w,t}$ - wartość zaoszczędzonego przebiegowego zużycia paliwa na obliczanej trasie przejazdu, $\text{dm}^3/100 \text{ km}$,

ΔQ_w - wartość zaoszczędzonego przebiegowego zużycia paliwa na obliczanej trasie przejazdu w całości pokonywanej techniką jazdy wybiegiem, $\text{dm}^3/100 \text{ km}$,

L_w - odcinek drogi pokonany przy rozłączonym napędzie na obliczanej trasie przejazdu (długość sumaryczna fazy wybiegu), km,

L_c - długość drogi na obliczanej trasie przejazdu, km.

Wartość zaoszczędzonego przebiegowego zużycia paliwa na obliczanej trasie przejazdu, w całości pokonywanej techniką jazdy wybiegiem, zależy przede wszystkim od rodzaju zastosowanego silnika w samochodzie, od uwzględniającej stopień załadowania samochodu, dynamiki napędu ($\text{N}\cdot\text{m}/\text{Mg}$) oraz od średniej prędkości jazdy w fazie wybiegu (tab.3) [7].

Tabela 3

Możliwe do zaoszczędzenia przedziały przebiegowego zużycia paliwa ΔQ_w przy jeździe na trasie przejazdu techniką wybiegu [9]

V_{sr} km/h (m/s)	ZI ($M_m = 75\text{-}135 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{Mg}$)		ZS ($M_m = 131\text{-}178 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{Mg}$)	
	Q $\text{dm}^3/100 \text{ km}$	ΔQ_w $\text{dm}^3/100 \text{ km}$	Q $\text{dm}^3/100 \text{ km}$	ΔQ_w $\text{dm}^3/100 \text{ km}$
1	2	3	4	5
60 (16,7)	3,75-5,16	0,32-1,02	3,45-4,02	0,54-0,75
80 (22,2)	4,23-5,84	0,47-1,3	3,57-4,09	0,42-0,71
100 (27,8)	5,02-6,33	0,5-1,22	4,25-4,76	0,51-0,82
120 (33,3)	6,4-7,55	0-1,38	5,42±0,2-5,80±0,2 ¹	0,82-1,06
140 (38,9)	8,4±0,8 ¹ -9,15±0,15	0-1,57	6,82±0,4 ¹ -7,2±0,3 ¹	0,55-1,85

¹ - przedział rozrzutu przebiegowego zużycia paliwa zależny od współczynnika dynamiki napędu M_m

Dla otwartych tras przejazdu, gdy początek i koniec trasy położone są na różnej wysokości nad poziomem morza, dodatkowo dochodzi składowa przebiegowego zużycia paliwa, wynikająca z różnicy energii potencjalnej. Poprawkę „wysokościową” ΔQ_H można wyznaczyć z równania:

$$\Delta Q_H = \frac{100 \cdot m \cdot g \cdot \Delta H}{L_c \cdot W_{dv} \cdot \eta_e} \frac{dm^3}{100 \text{ km}} \quad (4)$$

gdzie:

m – masa całkowita pojazdu, kg,

g – przyspieszenie ziemskie, $9,81 \text{ m/s}^2$,

ΔH – różnica wysokości n.p.m. końcowego i początkowego punktu trasy, m,

η_e – średnia sprawność efektywna silnika dla średniego momentu obrotowego silnika w cyklu drogowym,

W_{dv} – objętościowa wartość opałowa paliwa, J/dm^3 ,

L_c – długość trasy przejazdu, km.

Obliczone poprawki, temperaturową ΔQ_T , „wysokościową” ΔQ_H i wcześniej opisaną poprawkę jazdy wybiegiem $\Delta Q_{w,t}$ należy podstawić do równania (1) lub (2), co można zamknąć jednym równaniem ogólnym:

$$Q_i = Q_7 - \Delta Q_T + \Delta Q_H + \Delta Q_w + \Delta Q_M \quad (5)$$

gdzie:

ΔQ_T – poprawka uwzględniająca temperaturę otoczenia i liczbę stabilizacji cieplnych pojazdu, $\text{dm}^3/100 \text{ km}$,

ΔQ_M – poprawka uwzględniająca manewrowe warunki pracy silnika na trasie przejazdu, $\text{dm}^3/100 \text{ km}$ [8].

Równanie (5) pozwala na obliczanie z wymaganą dokładnością przebiegowego zużycia paliwa dla samochodu osobowego na średnich i długich trasach. Natomiast na krótkich trasach przejazdu, o długości poniżej 20 km, charakteryzujących się w większości ruchem w warunkach miejskich, program obliczeń numerycznych nie „dolicza” przebiegowego zużycia paliwa. Problem ten wyjaśniono w pracy [8].

4. WNIOSKI

Na podstawie przedstawionego w opracowaniu materiału można wyciągnąć następujące wnioski:

1. W przyjętym modelu matematycznym obliczania przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie osobowym z niewychłodzonym silnikiem należy uwzględnić ograniczenie minimalnej wartości liczby stabilizacji cieplnej $I_{z,min}$, zależne od długości drogi na rozpatrywanej trasie przejazdu.
2. W przypadku jazdy wybiegiem można w sposób istotny zmniejszyć przebiegowe zużycie paliwa w samochodzie, nie zakłócając płynności ruchu na drodze, a poprawkę zaoszczędzonego przebiegowego zużycia paliwa łatwo uwzględnić za pomocą sprawdzonego empirycznie, a wyprowadzonego na podstawie badań modelowych, równania (3).

3. Na otwartych trasach przejazdu znaczny wpływ na przebiegowe zużycie paliwa w samochodzie może mieć różnica wysokości n.p.m. punktów końcowego i początkowego; w połączeniu z jazdą wybiegiem w przebiegowym zużyciu paliwa na trasie 10 km ($\Delta H = 18$ m) i 100 km ($\Delta H = 400$ m) różnica w zużyciu paliwa dla jazdy w przeciwnych kierunkach może wynosić odpowiednio $\Delta Q_{H,w} = 0,5$ i $1,3$ dm³/100 km.

Literatura

1. Ahlvik P.: Thermostore - Reduction of Exhaust Emissions with a Heat Storage Tests on Ford Taurus FFV. Ecotrafic R & D AB marzec, 1998, s.13-17.
2. Silva C. M. i in.: Cold Start, part worm Start and worm up Simulation of Vehicles in ECOGEST. F2004 V045
3. Chłopek Ż.: Modelowanie procesów emisji spalin w warunkach eksploatacji trakcyjnej silników spalinowych. Monografia z serii Mechanika, z. 173, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1999.
4. Nasser S.H., Weibermel V., Wiek J.: Computer Simulation of Vehicle's Performance and Fuel Consumption Under Steady and Dynamic Driving Conditions. Wyd.Society of Automotive Engineers, Inc. 1998.
5. Ubysz A.: Wpływ stanu cieplnego na zużycie paliwa w samochodzie osobowym. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. seria Transport nr 57, s. 403-412 Gliwice 2005.
6. Ubysz A.: Numeryczna metoda obliczeń przebiegowego zużycia paliwa samochodów osobowych z silnikami ZS. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. seria Transport nr 57, s. 389-398, Gliwice 2005 .
7. Ubysz A.: Energochłonność samochodu a zużycie paliwa w złożonych warunkach ruchu. Monografia., Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003, s. 175.
8. Ubysz A.: Problem „niedoliczania” przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie na krótkich trasach przejazdu. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. seria Transport nr 59, Gliwice (w druku).
9. Ubysz A.: Wpływ temperatury otoczenia na przebiegowe zużycie paliwa w samochodzie osobowym. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. seria Transport nr 57, s. 413-422. Gliwice 2005.

Recenzent: Prof. zw. dr hab. inż. S. Jarnuszkiewicz

Pracę wykonano w ramach BW/419/RT-2/2006