

Aleksander UBYSZ

WPLYW TEMPERATURY OTOCZENIA NA PRZEBIEGOWE ZUZYCIE PALIWA W SAMOCHODZIE OSOBOWYM

Streszczenie. W pracy na podstawie rocznych rejestracji przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie Opel Astra 1,4 16V Kombi na wybranych i powtarzalnych trasach przejazdu określono wpływ temperatury otoczenia i długości drogi przebytej pomiędzy zimnymi rozruchami silnika na przebiegowe zużycie paliwa pojazdu, co wyrażono za pomocą ogólnego równania.

INFLUENCE AMBIENT TEMPERATURE ON MILEAGE FUEL CONSUMPTION OF CAR

Summary. In the report, on the basis of the year-long registration of mileage fuel consumption for Opel Astra 1,4 16V Combi taking from selected and repeatable routes there calculate influences of ambient temperature and length distances covered between cold start of engine on mileage fuel consumption. It has been expressed by general equation.

1. WSTĘP

Od wielu lat podejmowane są próby opracowania analitycznej metody obliczeń przebiegowego zużycia paliwa samochodu osobowego jadącego w warunkach rzeczywistych [1 - 5]. Do najbardziej znanych metod należy zaliczyć metodę bilansu węgla [6] oraz wprowadzony w końcu lat 90. cykl jezdny (NEDC – New European Driving Cycle), który w dużym przybliżeniu ma charakteryzować zużycie paliwa samochodu jadącego w temperaturze otoczenia 266 K ze średnią prędkością 32 km/h [7 - 9].

Z punktu widzenia danych wyjściowych pierwsza metoda jest bardziej pracochłonna i złożona, a wyniki obliczeń nie korelują wystarczająco ze zużyciem paliwa zmierzonym w warunkach jazdy rzeczywistej [6]. W drugiej metodzie niezbędna jest aparatura rejestrująca m. in. profile prędkości pojazdu, na podstawie których będzie można wyróżnić pewne kryteria pozwalające na dokładniejszy dobór udziału przejechanej drogi w każdym z dwu uwzględnionych w NEDC cyklach jezdnych – miejskim (M – 37%) i drogowym (D – 63%).

Dotychczasowe badania przebiegowego zużycia paliwa samochodu osobowego na modelu teoretycznym wykazały, że decydujący wpływ na nie ma średnia prędkość przejazdu, a w nieznacznym stopniu warunki drogowe i technika jazdy [11]. Ponieważ profile i średnie prędkości przejazdu samochodu osobowego w warunkach jazdy rzeczywistej mogą mieć znacznie szersze spektrum średniej prędkości jazdy niż proponują to homologacyjne cykle jezdne, autor uznał za konieczne opracowanie nowych jakościowo cykli jezdnych, które w zakresie $v < 18,7$ km/h (c.M) i $v \geq 62,6$ km/h (c.D) rozwiązałyby problem zużycia paliwa w sposób przybliżony [10, 12]. Jednak w każdym z wymienionych cykli jezdnych założona jest stała temperatura otoczenia (266 K), podczas gdy w warunkach rzeczywistych jej

zróznicowanie ma znaczny wpływ na przebiegowe zużycie paliwa samochodu osobowego [13]. Poza tym na zużycie paliwa pojazdu ma również wpływ ilość „zimnych” startów, określana liczbą stabilizacji cieplnej jako sumy stopnia schłodzenia pojazdu.

W tym opracowaniu autor proponuje, jego zdaniem, uniwersalne rozwiązanie problemu wpływu temperatury otoczenia i liczby stabilizacji cieplnych pojazdu, w zastosowaniu do opracowanego przez autora algorytmu obliczeń przebiegowego zużycia paliwa samochodu na podstawie zużycia w wybranych cyklach jezdnych, sprawdzone na kilku samochodach osobowych klasy A, B i C na trasach przejazdu powyżej 200 km [11 - 15].

2. PRZESŁANKI DO ILOŚCIOWEJ OCENY WPLYWU TEMPERATURY OTOCZENIA NA ZUŻYCIE PALIWA

Z uwagi na wpływ wielu czynników, zgromadzony przez autora materiał pomiarowy nie pozwalał dotychczas na jednoznaczne określenie wpływu temperatury otoczenia na przebiegowe zużycie paliwa samochodów osobowych. Widoczne jest to w tab.1, gdzie na przebiegowe zużycie paliwa poza temperaturą otoczenia znaczny wpływ ma średnia prędkość jazdy oraz współczynnik oporów toczenia. Dlatego rozsądną wydaje się próba rozwiązania tego zadania na przykładzie najdokładniej badanego samochodu klasy B, którego zużycie paliwa wybiórczo przedstawia tab.1.

Tabela 1

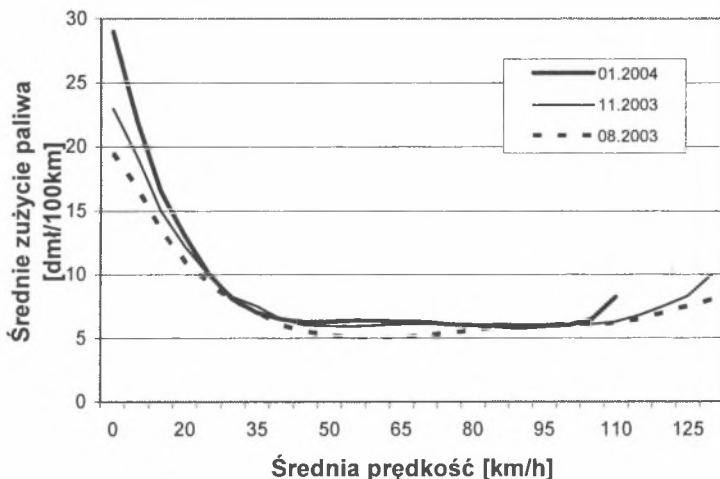
Wpływ temperatury na przebiegowe zużycie paliwa w wybranych tygodniach eksploatacji samochodu Opel Astra I 1,4 16V

| Tydzień | 15-21. 09 | 22-28 09 | 13-19 10 | 20-26 10 | 8-14 12 | 1-7.03 | 3-8.01 |
|---------------------------------|--------------|-------------|-------------|-------------|------------|--------|--------|
| l | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| $T_{\text{śr}}, ^\circ\text{C}$ | 20,2 | 19,1 | 5,6 | 2,8 | -0,9 | -2,2 | -8,5 |
| L_c, km | 360 | 387,4 | 485 | 504 | 248 | 186,3 | 274 |
| $L_{\text{śr}}, \text{km}$ | 13 | 23 | 24 | 20 | 11 | 10 | 16 |
| $T_c, \text{h:min}$ | 8:28 | 7:32 | 9:13 | 9:47 | 5:55 | 5:24 | 6:28 |
| $V_{\text{śr}}, \text{km/h}$ | 42,5 | 51,3 | 53,2 | 53,3 | 41,9 | 34,5 | 42,3 |
| Stan jezdni | sucha | sucha | sucha | sucha | sucha | śnieg | sucha |
| $Q, \text{l}/1000 \text{ km}$ | 7,2 | 6,7 | 7,1 | 7,4 | 8,0 | 8,8 | 7,9 |
| $G_p, \text{dm}^3/\text{h}$ | 3,1 | 3,5 | 3,7 | 3,8 | 3,3 | 3,3 | 3,3 |

Widoczne w tabeli 1 podwyższone zużycie paliwa w dolnym (kolumny 2 i 3) i górnym (kol. 8 i 7) przedziale temperatury otoczenia spowodowane jest zmniejszeniem - w wyniku znacznego skrócenia średniej długości tras przejazdu - średniej prędkości jazdy w pierwszym przypadku oraz dodatkowo znacznym wzrostem współczynnika oporów toczenia spowodowanego zaśnięciem drogi - w drugim.

Poza tym wpływ średniej temperatury otoczenia na średnie przebiegowe zużycie paliwa w funkcji chwilowej prędkości w czasie jazdy w wybranych trzech miesiącach można prześledzić na wykresach pokazanych na rys.1.

Widoczne na rys.1 charakterystyki najsilniej różnią się w zakresie niskich prędkości jazdy, poniżej 25 km/h, podczas jazdy na 1 i 2 biegu. Zakresy te obejmują również okresy stabilizacji cieplnej silnika i kół jezdnych na początku każdej trasy przejazdu. Minimalne zużycie paliwa zarejestrowano dla chwilowych prędkości w zakresie 50-90 km/h, co jest charakterystyczne i dla innych samochodów osobowych (Fiat Marea 1,6, Fiat Palio 1,4, Opel Astra II 1,6 Kombi). Najczęściej punkty graniczne realizowanych tras przejazdu mają zróżnicowaną wysokość n.p.m. oraz zróżnicowaną odległość w przedziale 9-104 km.



Rys.1. Porównanie przebiegowego średniego zużycia paliwa w funkcji prędkości jazdy samochodu Opel Astra I 1,4 16V w wybranych miesiącach eksploatacji

Fig.1. Comparison of average mileage fuel consumption for Opel Astra I 1,4 16V in the function of travelled speed driving in chosen months

Na rys.2 przedstawiono wpływ temperatury na przebiegowe zużycie paliwa samochodu na czterech trasach przejazdu dla obu kierunków przejazdu oddzielnie: dwu tras krótkich (patrz tab.3) oraz średniej i długiej. W każdym przypadku widoczna jest liniowa zależność wpływu temperatury otoczenia na przebiegowe zużycie paliwa samochodu osobowego.

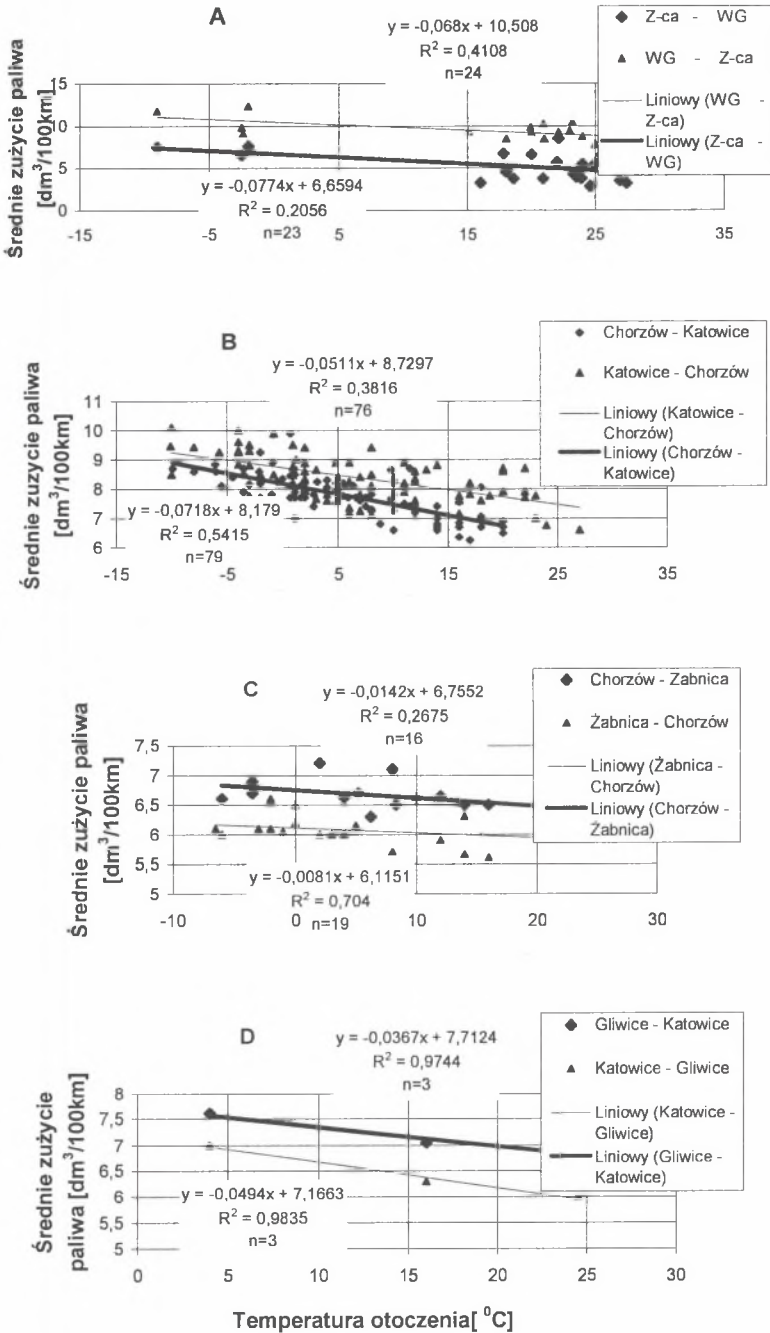
3. WYZNACZENIE WSPÓŁCZYNNIKA TEMPERATUROWEGO PRZEBIEGOWEGO ZUŻYCIA PALIWA - Q_K

3.1. Obliczenie Q_K na trasie Katowice – Gliwice ($L = 35$ km)

Problem wpływu temperatury otoczenia na przebiegowe zużycie paliwa rozwiązano za pomocą stałego współczynnika temperaturowego Q_K i średniej drogi przypadającej na jedną, pełną stabilizację cieplną pojazdu.

Wyznaczenie Q_K sprowadza się dla rozpatrywanej trasy przejazdu do obliczenia zadania z dwoma niewiadomymi i dwoma równaniami, przy założeniu, że temperatura otoczenia wpływa na zużycie paliwa tylko w fazie rozgrzewania się silnika i pojazdu. A więc w każdej temperaturze przebiegowe zużycie paliwa na dowolnej trasie powyżej 6-7 km (droga pełnego rozgrzania) można wyrazić za pomocą dwu składowych zużycia paliwa V_p będących niewiadomymi: stałej wartości zużywanej na przejazd zadanej trasy z gorącego startu V_p^c oraz składowej zmiennej ΔV_z , zależnej od temperatury otoczenia i stopnia schłodzenia pojazdu. Tak więc dla danych na trasie (rys. 2D):

$Q_{5^*} = 7,2$ l/100 km ; $Q_{20^*} = 6,6$ l/100 km ; $L = 35$ km można napisać następujący układ równań:



Rys.2. Wpływ temperatury i różnicy wysokości n.p.m. granicznych miejscowości na wybranych trasach przejazdu: a- trasa L = 9,3 km, b – L = 9,1 km, c- L = 35 km, d- L = 104 km

Fig.2. Influence of temperature and high difference sea level of places on the selected routes: a – L = 9,3 km, b – L = 9,1 km, c – L = 35 km, d- L = 104 km

$$Q_5 = \frac{V_p^{5^*} \cdot 100}{L} = \frac{100(V_p^c + \Delta V_z)}{35}; \quad (1)$$

$$Q_{20} = \frac{100 \cdot V_p^{20^*}}{L} = \frac{100(V_p^c + \Delta V_z)}{35}; \quad (2)$$

Przekształcając równania (1) i (2) otrzymujemy:

$$\Delta V_z^5 = \frac{Q_5 \cdot L}{100} - V_p^c \quad (3)$$

$$\Delta V_z^{20} = \frac{Q_{20} \cdot L}{100} - V_p^c \quad (4)$$

Z równań (3) i (4) otrzymujemy:

$$V_p^5 - V_p^{20} = \Delta V_z^5 - \Delta V_z^{20} = 0,01 \cdot Q_5 \cdot L - V_p^c - 0,01 \cdot Q_{20} \cdot L + V_p^c$$

a po podstawieniu:

$$Q_K = \frac{\Delta V_z^5 - \Delta V_z^{20}}{\Delta t} = \frac{0,01 \cdot 35(7,2 - 6,6)}{15} = 0,012 \text{ dm}^3/\text{K}/100 \text{ km} \quad (5)$$

Jest to poszukiwany współczynnik wpływu temperatury otoczenia na przebiegowe zużycie paliwa samochodu Opel Astra I 1,4 16V Kombi na rozpatrywanej trasie przejazdu. Przy jego obliczaniu na podstawie danych z rys.2 przyjęto pewne założenia:

1. Zmiana temperatury otoczenia nie wpływa na przebiegowe zużycie paliwa samochodu ustabilizowanego cieplnie na wybranej trasie.
2. W czasie „zimnego” startu stan stabilności cieplnej osiąga pojazd po przejechaniu dystansu 6 - 8 km, bez względu na temperaturę otoczenia i technikę jazdy.
3. Wahania roczne przebiegowego zużycia paliwa pojazdu są wynikiem liniowej zależności zużycia paliwa w fazie stabilizacji cieplnej pojazdu od temperatury oraz częstotliwości występowania faz stabilizacji cieplnej na rozpatrywanej trasie przejazdu.
4. Do obliczeń przyjęto liniowy wpływ faz stabilizacji cieplnej samochodu, scharakteryzowany za pomocą ilorazu długości rozpatrywanej trasy i liczby stabilizacji cieplnych pojazdu (silnika), z tym że długość drogi odniesienia przyjęto z obliczeń empirycznych z wykorzystaniem ekstrapolacji liniowej.

3.2. Obliczenie Q_K na pozostałych trasach przejazdu

Na pozostałych 3 trasach przejazdu obliczenia są analogiczne a wyniki obliczeń widoczne są w tab. 2. Do obliczeń przebiegowego zużycia paliwa przyjęto wartość średnią 0,0085 dm³/K/100 km

Na rys. 2, poza wpływem na przebiegowe zużycie paliwa temperatury, wyraźnie widoczny jest wpływ różnicy wysokości n.p.m. punktów granicznych. Stąd należy wyciągnąć wniosek, że aby w algorytmie obliczeń przebiegowego zużycia paliwa pojazdu nie uwzględnić zmian jego energii potencjalnej i ewentualnie składowej wiatru na kierunku jazdy, należy obliczenia prowadzić na trasach w postaci zamkniętej pętli.

Przebiegowe zużycie paliwa samochodu dla jazdy w warunkach rzeczywistych oblicza się jako wartość ważoną ze zużycia w wybranych cyklach jezdnych w temperaturze

znormalizowanej 266 K i oznaczoną przez Q_7 , a skorygowaną za pomocą dwu poprawek: temperaturowej i „wysokościowej”, co przedstawia równanie:

$$Q_T = Q_7 - \Delta Q_T - \Delta Q_H \quad (5)$$

gdzie:

Q_7 – ważone przebiegowe zużycie paliwa samochodu w temperaturze 266 K, $\text{dm}^3/100 \text{ km}$,

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

ΔQ_H – poprawka uwzględniająca zmianę energii potencjalnej pojazdu, $\text{dm}^3/100 \text{ km}$.

Tabela 2

Zestawienie różnicy wysokości n.p.m. punktów docelowych rozpatrywanych na rys.2 tras przejazdu samochodu Opel Astra I 1,4 16V

| | Chorzów-Katowice) ¹ | Zabnica – Węgierska G. | Zabnica – Chorzów | Katowice – Gliwice | |
|--|--------------------------------|------------------------|-------------------|--------------------|----------------------|
| Srednia L, km | 9,6 | 9,4 | 105 | 35 | |
| ΔH , m n.p.m. | 19,3 | 264 | 316 | 48 | |
| Q_K , $\text{dm}^3/\text{K}/100\text{km} \times 10^{-3}$ | 5,7 | 6,7 | 9,5 | 12,0 | $Q_{K\text{sr}} 8,5$ |

)¹ - punkt docelowy pierwszej z wymienionych miejscowości jest o ΔH wyżej niż drugiej

Poprawkę przebiegowego zużycia paliwa uwzględniającą zmianę energii potencjalnej pojazdu w wyniku różnicy wysokości n.p.m. punktów granicznych rozpatrywanej trasy, nie będącej zamkniętą pętlą przejazdu, oblicza się z równania:

$$\Delta Q_H = (m \cdot g \cdot \Delta H) / \eta_e / W_{dv} \quad (6)$$

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 $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ i średniego momentu obrotowego silnika w cyklu drogowym,

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

Poprawkę temperaturową równania (5) w ostatecznej wersji zdefiniowano poniżej.

4. DOBÓR DROGI ODNIESIENIA DO LICZBY STABILIZACJI CIEPLNEJ POJAZDU

Obliczenia drogi odniesienia [16] dla badanego samochodu prowadzono dla 12. zamkniętych tras przejazdu, scharakteryzowanych w tabeli 3. Obliczenia prowadzono za pomocą równania (7) lub (8), podstawiając w miejsce drogi odniesienia wartości od 50 do 350 km z interwałem co 50 km (patrz tab. 4). Interpolując w każdym przedziale rozrzuty błędów obliczeń, wyznaczono optimum (rys. 3). Ponieważ optymalna długość drogi odniesienia wynosi 128 km, przyjęto do równań najbliższą pełną wielkość 130 km, w miejsce przyjętej we wcześniejszym okresie wartości 100 km [16].

Tak więc można napisać ostateczną postać równania:

$$Q_T = Q_7 - \Delta T \cdot Q_K \cdot \frac{130}{L_{\text{odn}}}, \quad \frac{\text{dm}^3}{100\text{km}} \quad (7)$$

dla $\Delta T < 0$

$$Q_T = Q_7 - \Delta T \cdot Q_K \cdot \frac{L_{zsr}}{130}, \quad \frac{dm^3}{100km} \quad (8)$$

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 normą temperaturze (266 K), $dm^3/100 km$,
- Q_t – obliczane p.z.p. w dowolnej średniej temperaturze otoczenia dla określonej średniej długości tras przejazdu L_{zsr} , $dm^3/100 km$,
- L_{zsr} – średnia długość odcinków przejechanej drogi pomiędzy zimnymi rozruchami o długości co najmniej 10 km, km,
- Q_K – współczynnik stały, określający wpływ temperatury na zużycie paliwa, $dm^3/K/100 km$
- 130 – obliczona niżej droga odniesienia, km.

Tabela 3

Porównanie dokładności obliczeń przebiegowego zużycia paliwa samochodów Opel Astra I (silnik 1,4 16V) i II (silnik 1,6 – A-C) Kombi na wybranych trasach przejazdu

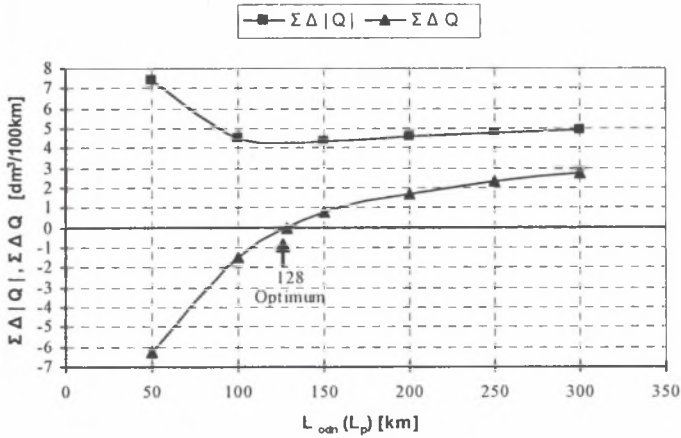
| Nr | T_{sr} °C | L_c km | T_c h | T_p h | L_{SG} km | T_{SG} h | Iz^1 - | m_z^2 Mg | c_{cz}^2 - | f_z^2 10^{-4} | $dm^3/100 km$ | | |
|----|----------------|-------------|------------|------------|----------------|---------------|-------------|---------------|-----------------|----------------------|---------------|-------------|-------------|
| | | | | | | | | | | | Q_7 | Q_T^3 | Q_z |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
| 1 | 22 | 326 | 6,42 | 0,4 | 2,9 | 0,56 | 8,8 | 1,35 | 0,35 | 155 | 7,03 | 6,94 | 6,65 |
| 2 | 21 | 647 | 12,0 | 0,94 | 2,1 | 0,51 | 12 | 1,3 | 0,35 | 155 | 7,13 | 7,00 | 6,72 |
| 3 | 0,5 | 666 | 7,67 | 0,22 | 4,8 | 0,97 | 5,6 | 1,34 | 0,34 | 140 | 7,80 | 7,73 | 7,99 |
| 4 | 25 | 341 | 6,51 | 0,12 | 0 | 0 | 2,8 | 1,4 | 0,34 | 140 | 6,58 | 6,26 | 5,83 |
| 5 | 24 | 225 | 4,3 | 0,16 | 0 | 0 | 1,4 | 1,27 | 0,34 | 140 | 6,57 | 6,16 | 6,35 |
| 6 | 16 | 243 | 4,15 | 0,13 | 0 | 0 | 3,2 | 1,33 | 0,34 | 140 | 6,54 | 6,39 | 6,45 |
| 78 | 20 | 199 | 5,98 | 0,75 | 0 | 0 | 4,5 | 1,24 | 0,34 | 140 | 7,78 | 7,67 | 7,41 |
| 9 | 6,5 | 195 | 4,54 | 0,35 | 0 | 0 | 11 | 1,25 | 0,34 | 155 | 7,27 | 7,08 | 7,44 |
| | -10 | 280 | 6,77 | 0,55 | 0 | 0 | 16 | 1,26 | 0,34 | 160 | 7,38 | 7,52 | 8,06 |
| A | 13 | 626 | 6,88 | 0,31 | 1,1 | 0,15 | 0,8 | 1,41 | 0,32 | 130 | 7,33 | 6,04 | 7,33 |
| B | 25 | 851 | 10,1 | 0,82 | 0 | 0 | 1,4 | 1,48 | 0,34 | 140 | 8,04 | 6,41 | 6,70 |
| C | 19 | 854 | 9,29 | 0,33 | 3,0 | 0,67 | 1,5 | 1,43 | 0,34 | 140 | 8,01 | 6,77 | 6,40 |

¹ - liczba stabilizacji ciepłych pojazdu, ² - wielkości zredukowane (średnie), ³ - zużycie paliwa obliczone na podstawie Q_7 z uwzględnieniem poprawki wpływu temperatury otoczenia i odcinka drogi przypadającej na jednostkę stabilizacji ciepłej pojazdu Iz [km]

Tabela 4

Ocena błędów obliczeń przebiegowego zużycia paliwa samochodów klasy B w funkcji drogi odniesienia 50, 100, 150, ...300 km

| Nr | T_{sr} [°C] | L_c [km] | Iz^2 | $dm^3/100km$ | | | ΔQ_1 (100) | $dm^3/100$ km | ΔQ_1 (50) | $dm^3/100$ km | ΔQ_1 (150) | $dm^3/100$ km | ΔQ_1 (200) | $dm^3/100$ km | ΔQ_1 (250) | $dm^3/100$ km | ΔQ_1 (300) |
|-------------------------|------------------|---------------|--------|---------------------|--------------|-------|-----------------------|---------------------|----------------------|---------------------|-----------------------|---------------------|-----------------------|---------------------|-----------------------|---------------------|-----------------------|
| | | | | Q_7 | $Q_{T(100)}$ | Q_z | $Q_{T(50)}$ | $Q_{T(150)}$ | $Q_{T(200)}$ | $Q_{T(250)}$ | $Q_{T(300)}$ | | | | | | |
| 1 | 22 | 326 | 8,8 | 7,03 | 6,94 | 6,65 | 0,29 | 6,85 | 0,20 | 6,97 | 0,32 | 6,98 | 0,33 | 6,99 | 0,34 | 7,00 | 0,35 |
| 2 | 21 | 647 | 11,8 | 7,13 | 7,00 | 6,72 | 0,28 | 6,87 | 0,15 | 7,05 | 0,33 | 7,07 | 0,35 | 7,08 | 0,36 | 7,09 | 0,37 |
| ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... |
| 9 | -10 | 280 | 16,15 | 7,38 | 7,52 | 8,06 | -0,54 | 7,42 | -0,64 | 7,60 | -0,46 | 7,67 | -0,39 | 7,74 | -0,32 | 7,82 | -0,24 |
| A | 13 | 626 | 0,82 | 7,33 | 6,04 | 7,33 | -1,29 | 4,74 | -2,59 | 6,49 | -0,84 | 6,68 | -0,65 | 6,81 | -0,52 | 6,90 | -0,43 |
| B | 25 | 851 | 1,42 | 8,04 | 6,41 | 6,70 | -0,29 | 4,78 | -1,92 | 6,96 | 0,26 | 7,23 | 0,53 | 7,39 | 0,69 | 7,50 | 0,80 |
| C | 19 | 854 | 1,52 | 8,01 | 6,77 | 6,40 | 0,37 | 5,53 | -0,87 | 7,19 | 0,79 | 7,39 | 0,99 | 7,52 | 1,12 | 7,60 | 1,20 |
| Bezwzględna suma błędów | | | | $\Sigma \Delta Q $ | | | 4,52 | $\Sigma \Delta Q $ | 7,47 | $\Sigma \Delta Q $ | 4,33 | $\Sigma \Delta Q $ | 4,57 | $\Sigma \Delta Q $ | 4,78 | $\Sigma \Delta Q $ | 4,89 |
| Suma błędów | | | | $\Sigma \Delta Q_i$ | | | -1,46 | $\Sigma \Delta Q_i$ | -6,27 | $\Sigma \Delta Q_i$ | 0,75 | $\Sigma \Delta Q_i$ | 1,69 | $\Sigma \Delta Q_i$ | 2,30 | $\Sigma \Delta Q_i$ | 2,77 |

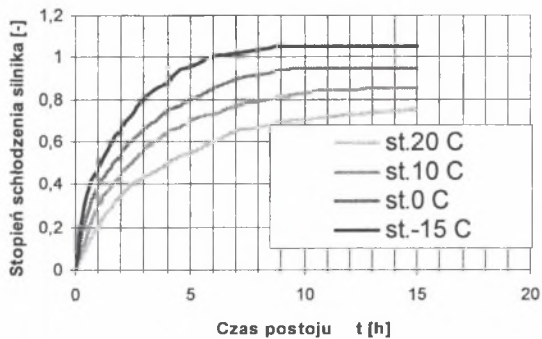


Rys.3. Optimalizacja długości drogi odniesienia do równania (7) i (8)
 Fig.3. Optimum length of reference distance to equations (7) and (8)

Dzięki uwzględnieniu temperatury otoczenia i liczby stabilizacji cieplnych pojazdu obliczanie przebiegowego zużycia paliwa samochodu w warunkach jazdy rzeczywistej za pomocą równań (7) i (8) zapewnia w wybranych przykładach najmniejszy błąd obliczeń. W przypadku zmiany energii potencjalnej przy obliczeniach przebiegowego zużycia paliwa pojazdu celowe jest jej uwzględnienie w przeliczeniu na paliwo za pomocą równania (6).

5. DEFINICJA LICZBY STABILIZACJI CIEPLNYCH POJAZDU

Poza temperaturą otoczenia, na przebiegowe zużycie paliwa samochodu na rozpatrywanej trasie przejazdu ma również wpływ częstotliwość i czas trwania postojów. Każdy dłuższy postój powoduje wychłodzenie zespołów pojazdu, a znaczny spadek temperatury cieczy chłodzącej dodatkowo wzbogaca na okres kilkudziesięciu sekund skład mieszanki w systemie zasilania silnika, co w niskiej temperaturze otoczenia, zwiększa wydatek paliwa na stabilizację cieplną silnika. Poza tym na zużycie paliwa ma znaczny wpływ stabilizacja cieplna układu przeniesienia napędu oraz kół.



Rys.4. Określenie stopnia schłodzenia pojazdu na podstawie czasu postoju i temperatury otoczenia
 Fig.4. Describing an extent of car's precooling based on parking time and ambient temperature

Na wstępie, w zależności od temperatury otoczenia i czasu i liczby postoju, należy określić sumę stopni schłodzenia pojazdu, którego miarą - z uwagi na największą pojemność cieplną i zintegrowanie z systemem zasilania – będzie stan cieplny silnika. Na podstawie pomiarów doświadczalnych autora, stopień schłodzenia silnika można obliczyć opierając się na wykresie na rys.4.

Ponieważ zagadnienie stabilizacji cieplnej silnika nie można rozpatrywać w oderwaniu od temperatury znormalizowanej w cyklu NEDC i od średniej temperatury silnika ustabilizowanego cieplnie, dla charakterystyk na wykresie rys. 4 maksymalny stopień schłodzenia silnika w dowolnej temperaturze otoczenia obliczono z równania ilorazu różnicy bilansu ciepła silnika w odpowiednich temperaturach:

$$I_{zi} = \frac{m \cdot c_w (T_{sg} - T_{oi})}{m \cdot c_w (T_{sg} - T_{zn})} \quad (9)$$

gdzie: m - masa silnika, kg

c_w - średnie ciepło właściwe silnika, J/kg/K

T_{sg} - średnia temperatura silnika po osiągnięciu stabilności cieplnej, K

T_{zn} - temperatura otoczenia przewidziana normą dla cyklu NEDC, 266 K

T_{oi} - średnia temperatura otoczenia w czasie i -tej stabilizacji cieplnej silnika, K.

Przyjęcie temperatury silnika $T_{sg} = 383$ K jako temperatury stabilizacji cieplnej zespołu napędowego pojazdu nie powinno obarczać wyniku zbyt dużym błędem. Jeżeli na rozpatrywanej trasie przejazdu było „ n ” zróżnicowanych czasowo postojów samochodu, to liczbę stabilizacji cieplnej pojazdu wyliczyć można jako sumę stopni schłodzenia silnika:

$$I_z = \sum_{i=1}^n I_{zi} \quad (10)$$

Występujący w równaniach (7) i (8) współczynnik temperaturowy Q_k określa dla danego pojazdu wpływ temperatury otoczenia na przebiegowe zużycie paliwa na pojedynczej trasie przejazdu (tab.2). Natomiast na trasie kilkuetapowej o długości całkowitej L_c wpływ częstotliwości „zimnych” startów wyraża w tych równaniach iloraz, w którym przebyta na jednostkę stabilizacji cieplnej drogę L_{zsr} porównuje się z drogą odniesienia [16], długość której zoptymalizowano na rys. 3. Liczba stabilizacji cieplnych pojazdu I_z ma również znaczenie w obliczeniach przebiegowego zużycia paliwa dla trasy przejazdu jednoetapowej, gdyż uwzględnia temperaturę otoczenia i czas postoju pojazdu przed jej rozpoczęciem (rys.4). Drogę L_{zsr} wylicza się z równania:

$$L_{zsr} = L_c / I_z \quad (11)$$

Samochody poddane procesowi stabilizacji cieplnej po wyjeździe z garażu z reguły mają temperaturę różniącą się od temperatury otoczenia. W takim przypadku rozsądnie jest do wyznaczania stopnia schłodzenia silnika przyjąć temperaturę średnią.

6. WNIOSKI

Na podstawie prowadzonych obliczeń wpływu temperatury otoczenia i liczby stabilizacji cieplnych na przebiegowe zużycie paliwa samochodu osobowego Opel Astra I 1,4 16V Kombi można wyciągnąć następujące wnioski:

1. Uwzględnienie wpływu temperatury otoczenia i liczby stabilizacji cieplnych samochodu w postaci zaproponowanej w opracowaniu stanowi ważny krok w zwiększeniu dokładności

- obliczeń przebiegowego zużycia paliwa, sprawdzony również dla innych samochodów (Fiat Marea 1,6, Fiat Palio 1,4 i Opel Omega II 1,6 Kombi).
2. W obliczeniach przebiegowego zużycia paliwa samochodu osobowego na nie zamkniętych pętli trasach przejazdu duże znaczenie może mieć zmiana energii potencjalnej pojazdu w wyniku zróżnicowanej wysokości n.p.m. punktów granicznych trasy (rys. 2 i tab. 3).
 3. Zaproponowany przez autora sposób wyznaczania stopnia schłodzenia silnika, mający bezpośredni związek z liczbą stabilizacji cieplnej pojazdu, można przyjąć dla większości samochodów, w których silniki mają tradycyjny układ chłodzenia, np. bez rekuperatorów ciepła.

Literatura

1. Bielaczyc P., Pajdowski P., Szczotka A.: Analiza wpływu stylu jazdy kierowców na emisję związków szkodliwych spalin i zużycie paliwa. *Czasopismo Techniczne, WPK, z. 6, Silniki Spalinowe, t. 1, Kraków 2004, s.87-94.*
2. Sendyka B., Noga M., Kulikowski K.: Mathematical model for determination of fuel consumption on the basis of engine characteristics. *Czasopismo Techniczne, WPK, z. 6, Silniki Spalinowe, t. 2, Kraków 2004, s.663-669.*
3. Kishi Y., Katsuki S., Yoshikawa Y., Morita I.: A method for estimating traffic flow fuel consumption-Using traffic simulations. *JSAE Review: Volume:17, Issue:3, July 1996, s.307-311.*
4. Oguchi T., Taniguchi M. i in.: Analysis of fuel consumption structure based on vehicle operating paterus. *JSAE Review: Volume: 16, Issue:3, July 1995, s.310.*
5. Schmidt G.,Liebl J.: Senkung der Pkw-CO₂-Emission-wirksame Mabnahmen fur alle Betriebsbedingungen. *Motortechnische Zeitschrift, Nr 6, 2001, s.482-489.*
6. Bielaczyc P., Merkisz J. i in.: Uwagi o pomiarach zużycia paliwa w silnikach samochodowych. *Archiwum Motoryzacyjne nr 2, 1996, s.2-13.*
7. Geiger J. i inni: Aufladung und Direkteinspritzung Synergien fur zukunfftige Ottomotoren. *Motortechnische Zeitschrift, nr 12, 2004, s.970-974.*
8. Grebe U.D. i inni: Die neue Generation der mittleren Vierzylinder-Ottomotoren von Fiat-GM Powertrain. *Motortechnische Zeitschrift, nr 11, 2003, s.899-909.*
9. Chłopek Z.: Analiza testów jezdnych do celów oceny ekologicznych właściwości silników spalinowych. *Konferencja „Pojazd a Środowisko”, Radom 1999, s.53-60.*
10. Ubysz A.: Przesłanki do symulacji zużycia paliwa przez samochody osobowe w warunkach jazdy rzeczywistej za pomocą wybranych cykli jezdnych. *Zeszyty Naukowe Pol. Śl., ser. Transport z. 44, s. 111-118. Gliwice 2002.*
11. Ubysz A.: Energochłonność samochodu a zużycie paliwa w złożonych warunkach ruchu. *Monografia. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003.*
12. Ubysz A.: Opracowanie testu jezdneho uniwersalnego dla ruchu w warunkach zatłoczonych ulic. *Zeszyty Naukowe Pol. Śląskiej, ser. Transport z. 42, Gliwice 2001.*
13. Ubysz A.: Jakościowa ocena wpływu temperatury otoczenia na przebiegowe zużycie paliwa samochodu osobowego. *Zeszyty Naukowe Pol. Śl., ser. Transport z. 57, Gliwice 2005, s.413-422.*
14. Ubysz A.: Numeryczne metody obliczania przebiegowego zużycia paliwa samochodu osobowego w warunkach jazdy rzeczywistej za pomocą zużycia w wybranych cyklach jezdnych. *Konferencja Międzynarodowa Konmot – Autoprogress 2004. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, z. 6 – Mechanika 2004, Silniki Spalinowe t. II, Kraków 2004, s.785-792.*
15. Ubysz A.: Algorytm obliczania przebiegowego zużycia paliwa samochodu osobowego w warunkach jazdy rzeczywistej na podstawie zużycia w wybranych cyklach jezdnych. *Zeszyty Pol. Śl., ser. Transport z. 48, Gliwice 2003, s. 177-182.*
16. Ubysz A.: Wpływ temperatury otoczenia na przebiegowe zużycie paliwa samochodu Opel Astra 1,4 16 V Kombi. *Konferencja Międzynarodowa Konmot – Autoprogress 2004' Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, z. 6 – Mechanika, Silniki Spalinowe t.II, Kraków 2004, s.777-784.*