

Aleksander UBYSZ

PROBLEM DOKŁADNOŚCI OBLICZEŃ ZUŻYCIA PALIWA PRZEZ SAMOCHÓD NA PODSTAWIE MAP EMISJI CO₂

Streszczenie. W artykule przedstawiono wyniki obliczeń przebiegowego zużycia paliwa metodą energochłonności ruchu i bilansu węgla na podstawie dynamicznych map emisji CO₂. Zestawienie wyników obliczeń dla miejskiego i drogowego cyklu jezdny potwierdziło słuszność przyjętej przez autora metody wyznaczania mapy wzrostu jednostkowego zużycia paliwa w niestacjonarnych warunkach pracy i zainspirowały do korekty metody bilansu węgla.

THE PROBLEM OF CALCULATION ACCURACY OF FUEL CONSUMPTION TAKING INTO ACCOUNT CO₂ EMISSION MAP

Summary. Calculation results of mileage fuel consumption applying the method of energy consumption of driving as well as coal balance which takes into consideration CO₂ emission dynamic maps have been presented in the paper. The comparison of calculation results of driving in the city and those of long distance driving confirmed that the methods of assigning the maps of the increase of unitary fuel consumption in non-stationary work conditions chosen by the writer of this paper seemed to be most appropriate. It encouraged to make the necessary corrections of the coal balance method.

1. WSTĘP

W ostatnich latach w samochodach osobowych prowadzone są intensywne badania nad mechanizmem wykorzystania energii zawartej w paliwie na pokonanie na wybranej trasie przejazdu jednostki drogi. W krajowej literaturze komplementarnie opracowane pod względem uwzględnienia dynamicznych warunków pracy silnika wydają się być dwie metody obliczeń przebiegowego zużycia paliwa: metoda bilansu węgla na podstawie map emisji związków węgla [1, 2] i metoda całkowitej energochłonności ruchu [3, 4]. Aby zwiększyć dokładność obliczeń, w każdej z nich zastosowano modalną metodę badań dotyczącą odpowiednio dyskretnych przedziałów punktów pracy i dyskretnych przedziałów nastaw obciążenia w zmiennym cyklu jezdny na obszarze zabudowanym. W każdej z nich prowadzono badania dla ustalonego stanu cieplnego silnika.

W celu porównania obydwóch metod i stwierdzenia ewentualnych rozbieżności autor zweryfikował je za pomocą błędu obliczeń przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie C dla statycznych i dynamicznych charakterystyk silnika.

Szczególnie duże znaczenie dla autora w każdej z niezależnie opracowanych metod ma wynik obliczeń wpływu sprawności efektywnej silnika w niestacjonarnych warunkach pracy na przebiegowe zużycie paliwa w samochodzie C. Obliczenia wykonano dla samochodu C na podstawie dynamicznych map emisji związków węglowych w spalinach oraz statycznej i dynamicznej charakterystyki ogólnej silnika [5].

Tabela 1

Wybrane cechy samochodów klasy B/K i pojazdu C

Cecha samochodu	Samochód B/K	Pojazd C
Rok produkcji	2004	2005
Rodzaj i pojemność silnika, - /dm ³	ZI/1,6	ZI/1,6
Moment obrotowy, N·m	150	145
Masa pojazdu, kg	1400	1750
Rozmiar ogumienia	195/60xR15	175/70xR14
Współczynnik oporów toczenia, -	0,13	0,012
Współczynnik $K^* = 0,6 \cdot C_x \cdot A$, kg/m	0,374	0,624
Przełożenie całkowite na poszczególnych biegach (1-5):	13,95; 8,00; 5,27; 4,525; 3,329	15,12; 8,34; 5,72; 4,33; 3,56;

* $0,6 = \frac{1}{2}$ gęstości powietrza, kg/m³, C_x – współczynnik czołowego oporu aerodynamicznego pojazdu, A – powierzchnia maksymalnego przekroju poprzecznego pojazdu, m².

2. OBLICZENIE ZUŻYCIA PALIWA METODĄ ENERGOCHŁONNOŚCI RUCHU

Ponieważ w homologacyjnych cyklach jezdnych testu badawczego samochodów NEDC (New European Drive Cycle) profile prędkości mają w fazach napędowych prostoliniowy przebieg, całkowitą energochłonność ruchu obliczano na podstawie adaptowanej charakterystyki ogólnej z uwzględnieniem i bez uwzględnienia wzrostu jednostkowego zużycia paliwa Δg_e w wyniku niestacjonarnych warunkach pracy silnika od prędkości obrotowej v_n .

W tabelach 2 i 3 przedstawiono wyniki obliczeń energochłonności ruchu i zużycia paliwa w samochodzie w fazach napędowych cykli homologacyjnych (UDC i EUDC). Sprawność silnika określano na podstawie adaptowanej charakterystyki ogólnej i mapy dynamicznych zmian jednostkowego zużycia paliwa Δg_e z charakterystyki ogólnej, przedstawionej na rys. 1.

Tabela 2

Bilans zużytego paliwa w fazach napędowych i biegu luzem w samochodzie C w „gorącym” cyklu jezdnym UDC ($Q_m = 12,64 \text{ dm}^3/100 \text{ km}$)

Faza	V	a	v_n min ⁻¹ s	F _n	N _e	n	M _o	g _e g	Δg_e g	η_n	E _i	E _i / η_n	V _{p,i}	V _{p,i,n}
	m/s	m/s ²		N	kW	min ⁻¹	N·m	kW·h	kW·h	-	kJ	kJ	cm ³	cm ³
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
2	2,92	1,04	515	2575	7,5	1440	50	320	90	0,173	21,4	123,5	3,9	5,0
3	4,2	0	0	251	1,05	2060	5	1200	0	0,07	8,36	123,9	3,9	3,9
7	2,9	0,83	412	2105	6,1	1440	40,5	350	75	0,176	21,9	124,4	3,9	4,8
9	5,83	0,94	260	2070	6,0	1600	36	365	40	0,22	67,5	307,7	9,7	10,7
14	2,90	0,83	412	2105	6,1	1440	40,5	350	75	0,176	21,9	124,4	3,9	4,8
16	6,94	0,62	170	1470	10,2	1900	51	300	25	0,267	92,0	344,7	10,9	11,6
18	11,8	0,52	97	1302	15,4	2210	66,5	275	10	0,294	122,9	417,5	13,2	13,5
10, 19, 21	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	36,8	36,8
Składowe V_p		Fazy nienapędowe: $V_{p,bl} = t_{bl} \cdot G_{bl} = 102 \cdot 0,30 \text{ cm}^3/\text{s} = 30,6 \text{ cm}^3$										+	86,2	91,1
Przebiegowe zużycie paliwa w cyklu UDC z „gorącego” startu Q_m^{st} i Q_m^{dyn} dm³/100 km													11,5	12,0

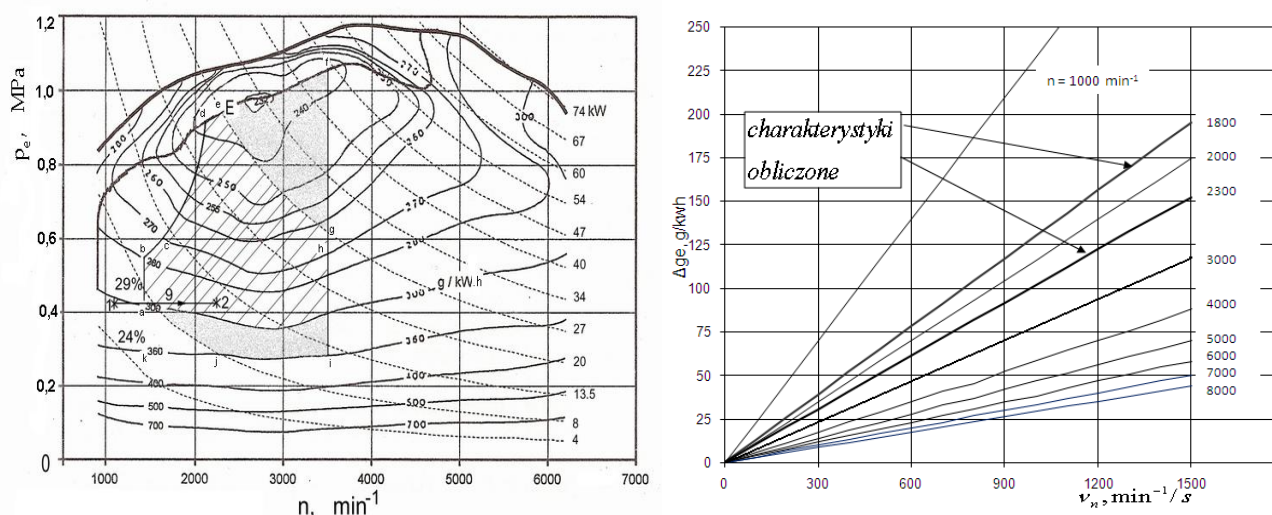
Wartości zaproponowanych kryteriów porównawczych wskazują na znaczne zróżnicowanie i tak już wyselekcjonowanych tras przejazdu. Podstawowymi kryteriami doboru odcinków do porównania przyjęto długość przejechanej drogi po 5 min (kol. 7) oraz końcową prędkość po 5 min (kol. 4). Różnice w masie ładunku można skorygować w obliczeniach za pomocą odpowiedniego wskaźnika [7]. Równie ważny jest czas przejazdu pierwszego kilometra drogi (kol. 8).

Objętość zużytego paliwa w kol. 14 i 15 określono z dwu różnych wykresów dla tego samego początkowego odcinka czasu. Na rysunku 1 przedstawiono nałożone przebiegi, odpowiadające 1 i 13 przejazdowi z tab.1.

Tabela 3

Bilans zużytego paliwa w fazach napędowych i biegu luzem w samochodzie C w cyklu jezdnym EUDC ($Q_d = 7,93 \text{ dm}^3/100 \text{ km}$)

Faza	V	a	v_n	F_n	N_e	n	M_o	g_e	Δg_e	η_n	E_i	E_i/η_n	$V_{p,i}$	$V_{p,i,n}$
	m/s	m/s ²	$\frac{\text{min}^{-1}}{\text{s}}$	N	kW	min ⁻¹	N·m	$\frac{\text{g}}{\text{kW}\cdot\text{h}}$	$\frac{\text{g}}{\text{kW}\cdot\text{h}}$	-	kJ	kJ	cm ³	cm ³
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
2	2,9	0,83	412	2107	6,1	1440	40,5	330	70	0,187	21,9	117,2	3,7	4,5
4	6,9	0,62	170	1464	10,1	1914	77	266	27	0,304	91,6	301	9,5	10,5
6	11,8	0,52	97	1302	15,4	2140	69	273	10	0,299	123	410	12,9	13,4
8	16,7	0,43	66	1198	20,0	2570	74	261	4	0,317	260	820	25,6	26,0
12	23,6	0,43	66	1198	20,0	2570	74	261	4	0,320	260	812	25,6	26,0
14	30,6	0,24	29	1020	24,1	2860	80	257	1	0,325	844	2595	81,8	81,8
16	33,3	0,28	34	1330	40,7	3710	105	251	0	0,333	814	2444	77,1	77,1
9, 11, 13, 15, 17	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	280	280
Składowe V_p			Fazy nienapędowe: $V_{p,bl} = t_{bl} \cdot G_{bl} = 88 \cdot 0,30 \text{ cm}^3/\text{s} = 26,4 \text{ cm}^3$									+	516,2	519
Przebiegowe zużycie paliwa w cyklu EUDC Q_d^{st} i Q_d^{dyn} $\text{dm}^3/100 \text{ km}$													7,73	7,78



Rys. 1. Charakterystyka ogólna (statyczna) silnika i mapa dynamicznych zmian jednostkowego zużycia paliwa w funkcji niestacjonarnych warunków pracy silnika 1,6 ZI w samochodzie klasy B/K

Fig. 1. Characteristics of SFCC rise based on SFC map of 1.6 ZI engine in B/K class car in v_n function (for two average of engine speed)

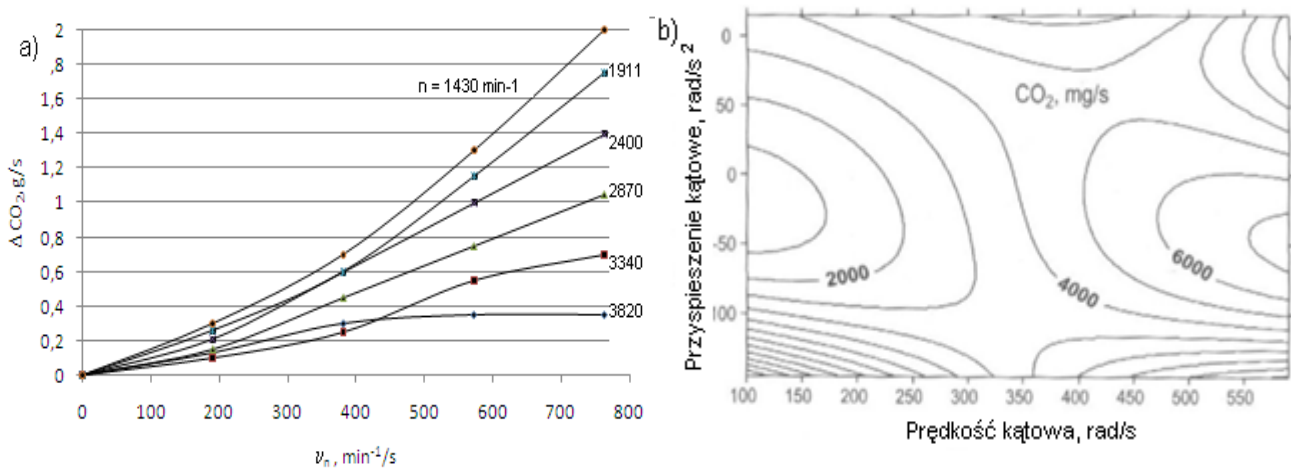
W rzeczywistości podane w tytułach tabel 2 i 3 średnie wartości przebiegowe zużycia paliwa dotyczą cykli jezdnych z ręcznym sterowaniem profilu prędkości, w którym nieuniknione jest jego „wężykowanie”. Dotyczy to również faz stałych prędkości. To w jakimś stopniu w wyniku rozszerzenia niestacjonarnych warunków pracy silnika zwiększa zużycie paliwa. Wpływ „wężykowania” profilu prędkości można uwzględnić w metodzie energochłonności ruchu, prowadząc obliczenia na rzeczywistym profilu prędkości w czasie realnym (w sekundowej podstawie czasu). W wyniku tego wzrasta przebiegowe zużycie paliwa w cyklu EUDC średnio o $0,15 \text{ dm}^3/100 \text{ km}$ [6].

3. OBLICZANIE ZUŻYCIA PALIWA METODĄ BILANSU WĘGLA

3.1. Obliczenia za pomocą dynamicznych map emisji CO₂

Podobnie jak w poprzedniej metodzie obliczenia metodą bilansu węgla przeprowadzono w każdej fazie dla średnich wartości prędkości ruchu pojazdu. Ze względu na znikomy wpływ na wynik obliczeń pozostałych związków węglowych (CO i HC) obliczenia przeprowadzono na podstawie przedstawionej na rys. 2 dynamicznej mapy emisji CO₂. Z uwagi na aproksymację punktów stałej emisji CO₂ wielomianami 3 stopnia, dla większych prędkości obrotowych silnika wartości te są obarczone znacznym błędem niedoliczenia [2].

Niespełnienie podstawowego warunku pomiarów modalnych w zakresie pokrycia rozpatrywanego pola pracy silnika punktami pomiarowymi [7] spowodowało zauważalne przez autorów znaczne niedoliczenie wartości emisji już w zakresie prędkości obrotowej silnika powyżej 2700 min⁻¹. Niestety, jest to powodem znacznego niedoliczenia przebiegowego zużycia paliwa w cyklu jezdnym EUDC, w którym robocza prędkość obrotowa silnika w wielu fazach przekracza tę wartość. Niedokładności aproksymacyjno-obliczeniowe spowodowały, że ze wzrostem niestacjonarnych warunków pracy v_n dla prędkości obrotowych silnika powyżej 4000 min⁻¹ (67 s⁻¹) ΔCO_2 spada. Świadczyłoby to o wzroście sprawności efektywnej, co jest w sprzeczności z adaptacyjnym (nadażnym) sterowaniem silnika. Wyniki obliczeń Q_m i Q_d przedstawiono w tabeli 4.



Rys. 2. Dynamiczna mapa emisji jednostkowej CO₂ dla statycznych warunków pracy silnika (a) i charakterystyki zmian ΔCO_2 w funkcji v_n [2]

Fig. 2. Dynamic map of unitary CO₂ emission for static work conditions of C car on (a) road and ΔCO_2 change characteristics in v_n function [2]

W następnym punkcie autor przedstawi metodę eliminacji tych niedokładności przez zastąpienie dynamicznych map emisji CO₂ skorygowaną charakterystyką statyczną i, analogicznie jak w nowo opracowanej dynamicznej charakterystyce ogólnej [6], skorygowanymi charakterystykami $\Delta\text{CO}_2 = f(v_n)_{n=\text{const}}$ (rys. 2 i 3).

3.2. Obliczenia za pomocą skorygowanych dynamicznych charakterystyk emisji CO₂

Duża dokładność obliczeń przebiegowego zużycia paliwa w cyklu miejskim świadczy o prawidłowym przebiegu charakterystyk na dynamicznej mapie emisji jednostkowej CO₂ do prędkości obrotowej silnika $n \leq 2600$ min⁻¹ (43 s⁻¹). Na tej podstawie wyznaczono widoczną na rys. 2 skorygowaną charakterystykę emisji $\text{CO}_2 = f(n)$ dla $v_n=0$. Do wyznaczenia przebiegu charakterystyk $\Delta\text{CO}_2 = f(v_n)_{n=\text{const}}$ wykorzystano przyjęte dla $(\Delta g_e \cdot n_{sr})$ założenie, że

$(\Delta CO_2) \cdot n_{sr} = \text{const}$ dla stałego v_n (czas reakcji systemu sterowania odwrotnie proporcjonalny do prędkości obrotowej silnika). Dla współczynnika niestacjonarnych warunków pracy $v_n = 764 \text{ min}^{-1}/\text{s}$ z dynamicznej mapy emisji CO_2 łatwo dostrzec stałą iloczynu - $(\Delta CO_2) \cdot n_{sr} = 55 \text{ g/s}^2$.

Tabela 4

Obliczenia przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie C z silnikiem 1,6 ZI w cyklach homologacyjnych na podstawie dynamicznych map emisji CO_2

Cykl	Faza	V	a $\frac{m}{s^2}$	v_n $\frac{\text{min}^{-1}}{s}$	n min^{-1}	t_L $\frac{s}{km}$	$CO_2^{(1)}$ $\frac{g}{s}$	$CO_2^{(2)}$ $\frac{g}{s}$	$0,273 \cdot CO_2$ $\frac{g}{km}$	L m	t s	Q $\frac{dm^3}{100km}$	$V_{p,n}$ cm^3	V_p cm^3
1	2	3	4	5	6	7	8	8	9	10	11	12	13	14
UDC	2	2,92	1,04	515	1440	480	2,22	1,05	291	8,32	4	44,9	3,7	1,8
	3	4,2	0	0	2060	240	1,75	1,75	115	33,3	8	17,7	5,9	5,9
	4	3,5	-0,7	-334	1670	288	1,35	1,00	78,6	6,95	2 ³⁾	12,1	0,9	1,13
	7	2,9	0,83	412	1440	480	1,83	1,00	240	10,4	5	36,9	3,84	2,1
	9	5,83	0,94	260	1600	153	1,90	1,55	79,4	32,6	5	12,2	4,0	3,24
	14	2,90	0,83	412	1440	480	1,83	1,05	240	10,4	5	36,9	3,84	2,20
	16	6,94	0,62	170	1900	144	1,85	1,66	72,7	62,6	9	11,2	7,00	6,3
	18	11,8	0,52	97	2210	85	2,1	2,0	49,0	94,4	8	7,55	7,13	6,7
	Dodatkowo obliczone zużycie w fazach 4, 5, 8, 10, 11, 19, 20, 21, 23												106,6	101,4
	Paliwo zużyte w fazach biegu luzem (1, 6, 12, 13, 15, 17, 22, 24, 25) $81s \cdot 0,28 = 22,7cm^3$												129,3	124,1
Przebiegowe zużycie paliwa w cyklu EUDC Q_d^{st} i Q_d^{dyn} $dm^3/100 km$												12,74	12,23	
EU-DC	2	2,9	0,83	412	1400	480	1,85	1,85	242,4	10,4	5	37,3	3,88	2,2
	4	6,9	0,62	170	1915	240	1,83	1,83	71,9	62,6	9	11,1	6,93	6,24
	6	11,8	0,52	97	2170	85	2,15	2,15	49,9	94,4	8	7,7	7,25	6,74
	8	16,7	0,43	66	2570	60	2,85	2,85	46,7	217	13	7,2	15,7	15,0
	10	16,7	-0,7	-84	2020	60,0	1,65	1,65	27,0	134	8	4,2	5,57	5,91
	12	23,6	0,43	66	2570	60	2,80	2,80	45,9	217	13	7,1	15,4	15,0
	14	30,6	0,24	29	2865	42,4	3,30	3,30	38,2	828	35	5,9	48,7	47,6
	16	33,3	0,28	34	3710	32,7	4,76	4,76	42,5	612	20	6,54	40,0	39,5
	18	27,8	-0,7	-84	3370	36	4,0	4,0	39,3	445	16 ⁴⁾	6,05	26,9	28,0
	19	18	-1,0	-126	2190	55	1,8	1,8	27,0	145	8 ⁴⁾	4,16	6,03	6,9
Dodatkowo obliczone zużycie w fazach 3, 5, 7, 9, 11, 13, 15, 17												433,5	430,2	
Paliwo zużyte w fazach biegu luzem (1, 20, 21) $V_{bl} = 51s \cdot 0,28 cm^3/s = 15,3cm^3$												448,8	444,5	
Przebiegowe zużycie paliwa w cyklu EUDC Q_d^{st} i Q_d^{dyn} $dm^3/100 km$												6,44	6,38	

Przez analogię do charakterystyk Δg_e z rys. 1 równanie służące do wyznaczenia mapy wzrostu emisji jednostkowej (ΔCO_2) od prędkości obrotowej silnika n_{sr} i niestacjonarnych warunków pracy v_n przyjmie postać (rys. 3):

$$(\Delta CO_2) = K \cdot v_n / n_{sr}, \text{ g/s} \quad (1)$$

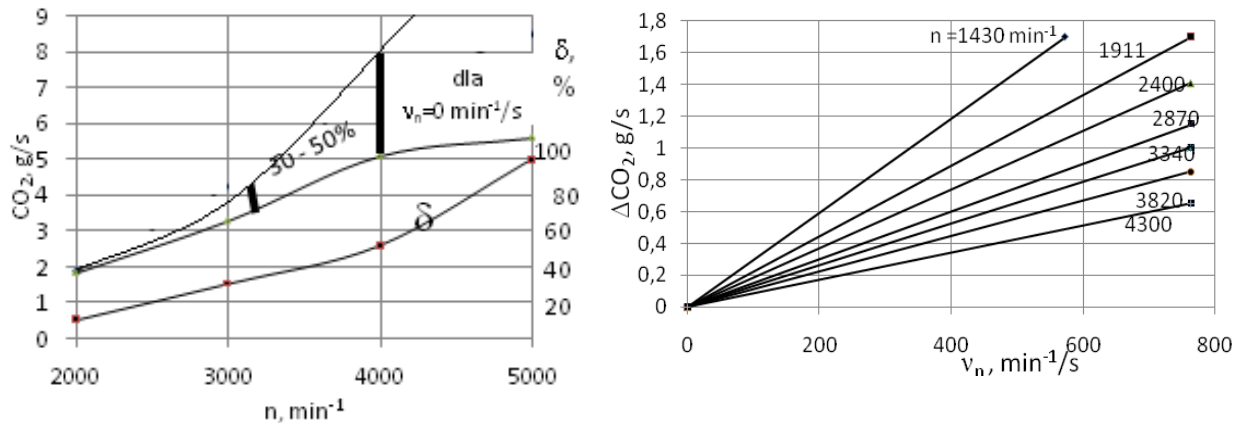
gdzie:

$K = 4,327 \text{ g}$ współczynnik proporcjonalności,

v_n – współczynnik niestacjonarnych warunków pracy silnika od prędkości obrotowej, min^{-1}/s ,

n_{sr} – średnia prędkość obrotowa w rozpatrywanym przedziale czasowym, min^{-1} .

Wyniki obliczeń przebiegowego zużycia paliwa metodą bilansu węgla na podstawie skorygowanych charakterystyk emisji CO_2 i ΔCO_2 z rys. 2 i 3 przedstawiono w tab. 5.



Rys. 3. Skorygowane charakterystyki: statyczna emisji CO_2 (dla $v_n = 0 \text{ min}^{-1}/\text{s}$) i dynamiczne $\Delta\text{CO}_2 = f(v_n)_{n=\text{const}}$

Fig. 3. Static characteristics of CO_2 emission after having used approximation error for correction and the corrected dynamic characteristics of the increase of unitary ΔCO_2 emission in non-stationary operating conditions of the engine from rotational speed

Tabela 5

Obliczenia przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie C z silnikiem 1,6 ZI w cyklach homologacyjnych na podstawie skorygowanych dynamicznych charakterystyk emisji CO_2

Cykl	Faza	V	a $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	v_n $\frac{\text{min}^{-1}}{\text{s}}$	n min^{-1}	t_L $\frac{\text{s}}{\text{km}}$	$\text{CO}_2^{1)}$ $\frac{\text{g}}{\text{s}}$	0,273 $\cdot \text{CO}_2$ $\frac{\text{g}}{\text{km}}$	L m	t s	Q $\frac{\text{dm}^3}{100\text{km}}$	$V_{p,n}$ cm^3	G_p $\frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
UDC	2	2,92	1,04	515	1440	480	2,6	340	8,32	4	52,4	4,35	1,1
	3	4,2	0	0	2060	240	2,0	131	33,3	8	20,2	6,71	0,84
	4	3,5	-0,7	-334	1670	288	1,0	78,6	6,95	2 ³⁾	12,1	0,9	0,45
	7	2,9	0,83	412	1440	480	2,25	295	10,4	5	45,5	4,73	0,95
	9	5,83	0,94	260	1600	153	2,3	96,1	32,6	5	14,8	4,82	0,97
	14	2,90	0,83	412	1440	480	2,2	288	10,4	5	44,4	4,61	0,96
	16	6,94	0,62	170	1900	144	2,25	88,5	62,6	9	13,6	8,52	0,94
	18	11,8	0,52	97	2210	85	2,45	56,9	94,4	8	8,75	8,26	1,03
	Dodatkowo obliczone zużycie w fazach 4, 5, 8, 10, 11, 19, 20, 21, 23												113,5
Paliwo zużyte w fazach b. I. (1, 6, 12, 13, 15, 17, 22, 24, 25) $81\text{s} \cdot 0,28 = 22,7\text{cm}^3$												136,0	0,70
Przebiegowe zużycie paliwa w cyklu EUDC Q_d^{st} i Q_d^{dyn} $\text{dm}^3/100 \text{ km}$												13,56	-
EU-DC	2	2,9	0,83	412	1400	480	2,25	295	10,4	5	45,4	4,71	0,94
	4	6,9	0,62	170	1915	240	2,2	86,5	62,6	9	13,3	8,33	0,92
	6	11,8	0,52	97	2170	85	2,45	56,9	94,4	8	8,75	8,26	1,03
	8	16,7	0,43	66	2570	60	3,4	55,7	217	13	8,6	18,6	1,43
	10	16,7	-0,7	-84	2020	60,0	1,65	27,0	134	8	4,2	5,6	0,7
	12	23,6	0,43	66	2570	60	3,33	54,5	217	13	8,4	18,2	1,4
	14	30,6	0,24	29	2865	42,4	4,30	49,8	828	35	7,66	63,4	1,8
	16	33,3	0,28	34	3710	32,7	6,76	60,9	612	20	9,37	57,3	2,4
	18	27,8	-0,7	-84	3370	36	4,0	39,3	445	16 ⁴⁾	6,05	26,9	1,7
	19	18	-1,0	-126	2190	55	1,8	27,0	145	8 ⁴⁾	4,16	6,03	0,75
Dodatkowo obliczone zużycie w fazach 3, 5, 7, 9, 11, 13, 15, 17												525,6	1,24
Paliwo zużyte w fazach biegu luzem (1, 20, 21) $V_{bl} = 51\text{s} \cdot 0,28 \text{ cm}^3/\text{s} = 15,3\text{cm}^3$												540,2	1,12
Przebiegowe zużycie paliwa w cyklu EUDC Q_d^{st} i Q_d^{dyn} $\text{dm}^3/100 \text{ km}$												7,75	-

¹⁾ – wartości emisji dla dynamicznych warunków pracy, ²⁾, ³⁾ – faza zmiany przełożenia w skrzyni biegów,

⁴⁾ – fazy hamowania z nierozłączonym napędem.

4. PORÓWNANIE WYNIKÓW

Wartości podane w tytule kol. 3-6 tab. 6 są średnimi obliczonymi na podstawie kilku pomiarów z badań modalnych emisji i zużycia paliwa [2]. O zbieżności wyników i słuszności wyciągniętych wniosków w autorskiej metodzie określania wzrostu jednostkowego zużycia paliwa w niestacjonarnych warunkach pracy świadczy analogiczna różnica dla każdego cyklu jezdnego w obliczonym przebiegowym zużyciu paliwa w samochodzie ΔQ dla statycznych i dynamicznych warunków pracy (wiersze 2 i 4 tab. 6).

Tabela 6

Zestawienie wyników obliczeń Q_m i Q_d na podstawie statycznych i dynamicznych charakterystyk g_e i b_{CO_2}

Lp.	Metoda obliczeń przebiegowego zużycia paliwa Q_m i Q_d	$Q_m = 12,64 \text{ dm}^3/100 \text{ km}$		$Q_d = 7,93 \text{ dm}^3/100 \text{ km}$	
		Obliczenia Q_m i Q_d na podstawie charakterystyk			
		statycznych	dynamicznych	statycznych	dynamicznych
1	2	3	4	5	6
1	Energochłonności E_c	11,5	12,0	7,73	7,78
2	ΔQ	0,50		0,05	
3	Bilansu węgla – mapy CO_2	12,23	12,75	6,38	6,44
4	ΔQ	0,51		0,06	
5	Skorygowane ch-ki CO_2 i ΔCO_2	-	13,4	-	7,75

Przedstawione wyniki wskazują na znaczne błędy w przebiegu charakterystyk stałej emisji CO_2 , wynikających z braku pełnego pokrycia pola pracy silnika punktami pomiarowymi oraz z aproksymacji stałych poziomów emisji za pomocą wielomianów trzeciego stopnia. Każda metoda obliczeń wymaga weryfikacji i ewentualnie modyfikacji, zwłaszcza jeżeli przewiduje się jej dalsze zastosowanie. Zupełnie niezrozumiała jest akceptacja tak małej dokładności obliczeń metodą bilansu węgla na podstawie map emisji, podczas gdy za pomocą metod opracowanych w innych ośrodkach naukowych średni błąd obliczeń emisji CO_2 i zużycia paliwa nie przekracza 4 - 5 % [3, 7].

Powyżej wskazano autorską metodę modyfikacji dynamicznych map emisji, podnoszących ich walory aplikacyjne. Na uwagę zasługuje fakt, że dzięki analizie wyników obliczeń przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie za pomocą dwóch komplementarnych metod możliwa była ich weryfikacja w zakresie budowy dynamicznych map spadku sprawności efektywnej silnika (w postaci Δg_e i ΔCO_2) w zależności od prędkości obrotowej i niestacjonarnych warunków pracy silnika od prędkości obrotowej v_n .

Na zakończenie należy zwrócić uwagę, że w przeciwieństwie do map dynamicznych Δg_e odniesionych do charakterystyki ogólnej zaproponowana metoda dynamicznych map emisji związków zawartych w spalinach silnika jest ważna praktycznie dla statycznych warunków obciążenia. Każda zmiana warunków drogowych lub obciążenia pojazdu wymaga opracowania skomplikowanych obliczeń opartych na przyspieszeniach zastępczych [8].

5. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń przebiegowego zużycia paliwa można wyciągnąć następujące wnioski:

1. Każdy nowo opracowany model, program obliczeń lub charakterystyki aproksymacyjne należy zweryfikować dla warunków rzeczywistych, zwłaszcza jeżeli przewiduje się ich dalsze zastosowanie w praktyce.
2. Skojarzenie niezależnie opracowanych, znacznie różniących się metod badań (w tym przypadku obliczeń przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie), dzięki komplementarności danych pomiarowych i procedur obliczeniowych często inspirują jedną

ze stron do udoskonalenia przynajmniej jednej z nich; w tym przypadku dzięki zbieżności wyników badań dla każdej z metod opracowano mapy spadku sprawności efektywnej silnika w niestacjonarnych warunkach pracy, w postaci map $\Delta CO_2 = f(v_n)_{n=const}$ i $\Delta g_e = f(v_n)_{n=const}$, które zdaniem autora należy traktować jako dopełnienie charakterystyk statycznych (ogólnych).

3. Zestawienie wyników obliczeń przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie za pomocą obydwóch metod potwierdziło słuszności przyjętych założeń niezbędnych do wyznaczania charakterystyk wzrostu jednostkowego zużycia paliwa Δg_e i emisji dwutlenku węgla ΔCO_2 w zależności od prędkości obrotowej i niestacjonarnych warunków pracy silnika.
4. Autorska metoda budowy map dynamicznych Δg_e na bazie charakterystyki ogólnej (statycznej) ma znacznie większe możliwości aplikacyjne, gdyż w przeciwieństwie do map dynamicznych emisji związków toksycznych pozwala na określenie sprawności efektywnej silnika w każdych warunkach eksploatacji pojazdu.

Bibliografia

1. Romaniszyn K.: Ocena różnic w określaniu zużycia paliwa samochodu na podstawie charakterystyki uniwersalnej i dynamicznej. *Silniki Spalinowe*, nr 2/2004, s. 48-54.
2. Romaniszyn K.M: Alternatywne zasilanie samochodów benzyną oraz gazami LPG i CNG. WNT, Warszawa 2007, s. 178.
3. Ubysz A.: Prognozowanie zużycia paliwa w samochodzie osobowym w ruchu rzeczywistym. Międzynarodowa Konferencja Motoryzacyjna KONMOT-AUTOPROGRES '2008. 9-11.10.2008 Szczawnica, Wyd. Politechniki Krakowskiej, z. 6 – Mechanika 2008, zeszyt 10 (105), s. 209-218.
4. Ubysz A.: Sprawność efektywna silnika ZI w funkcji dynamiki przyspieszania samochodu. IV Międzynarodowy Kongres Diagnostyki Technicznej, Olsztyn 9-12.09. 2008 r.
5. Ubysz A.: Metodyka prognozowania przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie w ruchu rzeczywistym. *Mechanika*, z. 6, 2008.
6. Ubysz A.: Dokładność obliczeń przebiegowego zużycia paliwa w samochodzie wybranymi metodami. Referat zgłoszony na IV Międzynarodowy Kongres Silników Spalinowych PTNSS, Opole 06.2009.
7. Joumard R.: Methods of estimation of atmospheric emission from transport: European scientific state of the art. Action COST 319 final report, INRETS report LTE 9901, 1999.
8. Parczewski K., Romaniszyn K., Wnęk H.: A dynamic test of a vehicle In motion and Exhaust gas emission Turing alternative fuelling with gasoline end CNG. *Combustion Engines* 3/2008, s. 52-60.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Romuald Szopa