

THE COMPARISON OF THE WORKING CYCLES OF PETROL FUELLED AND HYDROGEN FUELLED INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Andrzej Ambrozik, Tomasz Ambrozik, Piotr Łagowski

Technical University of Kielce

Aleja Tyśiąclecia Państwa Polskiego 7,25-314 Kielce, Poland

Phone: +41 3424344 fax: +41 3424340, e-mail: silspal@eden.tu.kielce.pl

Abstrakt

The depletion of crude oil, coal and natural gas stimulates intensive research in feeding piston internal combustion engines with alternative fuels. Owing to its unlimited resources and advantageous properties as energy source, hydrogen makes one of future alternative fuels.

The paper presents the energetic scheme of an internal combustion piston engine that is hydrogen fuelled and uses the Otto cycle. Based on thermodynamic calculations the amount and composition of the working medium has been evaluated together with the thermodynamic parameters in the characteristic points of the cycle. Heat utilization efficiency in the discussed hydrogen fuelled engine have been evaluated on the basis of the calculated values of the indicated efficiency and performative efficiency as well as other basic working cycle indicators. Calculations have been done for different values of the excess air coefficient λ and different values of the compression ratio ϵ .

The results presented in the paper confirm the usefulness of further research. It should focus on both numerical, simulation calculations for working cycles of hydrogen fuelled engine and also experimental investigations. Special emphasis must be put on taking indicator diagrams and their analysis aimed at determining heat release characteristics.

Keywords: internal combustion engines, working cycles of piston internal combustion engines, indicator diagram, hydrogen, thermodynamic parameters

PORÓWNANIE CYKLI PRACY SILNIKA SPALINOWEGO ZASILANEGO BENZYNĄ I WODOREM

Streszczenie

Wyczerpywanie się zasobów ropy naftowej, węgla oraz gazu ziemnego wymusza intensywne badania nad zasilaniem tłokowych silników spalinowych paliwami alternatywnymi. Ze względu na nieograniczone zasoby oraz korzystne własności energetyczne jednym z przyszłościowych paliw alternatywnych jest wodór.

W referacie przedstawiono schemat energetyczny tłokowego silnika spalinowego zasilanego wodorem pracującego wg cyklu Otta. W oparciu o obliczenia termodynamiczne wyznaczono ilość i skład czynnika roboczego oraz parametry termodynamiczne w charakterystycznych punktach cyklu. Efektywność wykorzystania ciepła w rozważanym silniku wodorowym oceniono w oparciu o obliczone wartości sprawności indykowanej i sprawności efektywnej oraz inne podstawowe wskaźniki cyklu pracy. Obliczenia przeprowadzono dla różnych wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ i różnych wartości stopnia sprężania ϵ .

Otrzymane wyniki potwierdzają celowość i potrzebę prowadzenia zarówno numerycznych, symulacyjnych obliczeń cykli pracy silnika zasilanego wodorem jak i eksperymentalnych badań takiego silnika ze szczególnym uwzględnieniem zdejmowania wykresów indykatorowych i ich analizy ukierunkowanej na wyznaczenie charakterystyk wydzielania ciepła.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, cykle pracy tłokowych silników spalinowych, wykres indykatorowy, wodór, parametry termodynamiczne.

1. Wprowadzenie

Z związku z wyczerpującymi się zasobami ropy naftowej, węgla oraz gazu ziemnego coraz intensywniej prowadzone są badania nad zasilaniem tłokowych silników spalinowych paliwami alternatywnymi [2]. Dlatego też pojawił się problem poszukiwania nowych paliw wytwarzanych w ramach potencjalnych surowców energetycznych. Jednym z takich paliw, możliwym do zastosowania w transporcie samochodowym jest wodór. Perspektywa zastosowania wodoru do zasilania silników samochodowych wynika przede wszystkim z jego ekologicznej czystości, nieograniczoności i dostępności do jego zasobów, niskich kosztów transportu i w końcu jego własności silnikowych. Stwarza to możliwość jego szerokiego zastosowania do zasilania współczesnych silników, bez zasadniczej ich modernizacji. Wodór jako paliwo silnikowe odznacza się szeregiem korzystnych właściwości. Zastosowanie jednak wodoru wymaga dokonywania odpowiedniej analizy i oceny cyklu pracy silnika. Wodór jest jednym z najbardziej pojemnych energetycznie paliw. Jego wartość opałowa jest prawie trzy razy większa niż paliw węglowodorowych i wynosi $120 \cdot 10^3 \text{ kJ/kg}$ [3]. W tabeli 1 przedstawiono podstawowe silnikowe własności wodoru i benzyny.

Tab. 1. Podstawowe własności wodoru i benzyny
Tab. 1. Basic properties of hydrogen and petrol

Właściwość (własność)	Wodór	Benzyna
Energia zapłonu mJ	0,02	0,25
Odległość gaszenia, cm	0,06	>0,25
Temperatura zapłonu, °C	630	530
Granice zapłonu, % (wg objętości)	4,7÷74,2	0,59÷5,0
Współczynnik dyfuzji, cm^2/s	0,63	0,08
Prędkość rozprzestrzeniania płomienia, cm/s	~270	~30
Wartość opałowa, kJ/kg	$120 \cdot 10^3$	$44 \cdot 10^3$
Stechiometryczna ilość powietrza na 1kg paliwa, kg/kg	34,2	14,95
Wartość opałowa mieszanki przy $\lambda=1$:		
w mieszaninie z powietrzem, kJ/m^3	3180	3710
w mieszaninie z tlenem, kJ/kg	$1,34 \cdot 10^4$	-
Temperatura wrzenia, °C	-252,61	32-186

W artykule przedstawiono wyniki obliczeń podstawowych wskaźników cyklu pracy silnika zasilanego benzyną i wodorem i pracującego wg cyklu Otta, przy założeniu takiej samej ilości ciepła doprowadzanego do cyklu pracy.

2. Obiekt i cel pracy

Obliczenia cieplne przeprowadzono dla silnika AD3.152 którego podstawowe dane przedstawiono w tabeli.2. Celem artykułu jest ocena porównawcza wskaźników cyklu pracy w/w

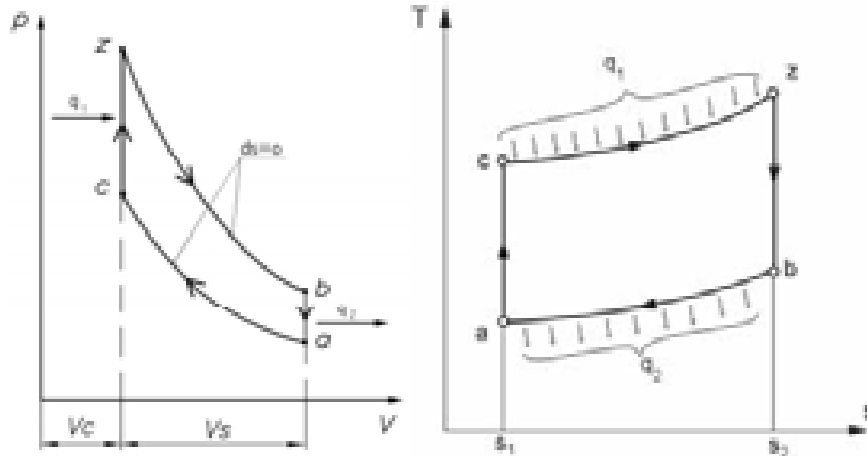
silnika zasilanego paliwem mineralnym oraz wodorem. Obliczenia cyklu pracy silnika przeprowadzono przy założeniu, że stopień napełnienia cylindra jest taki sam dla obu rozważanych przypadków. Warunek ten spełniono przy współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 1.2$ przy zasilaniu silnika wodorem i przy $\lambda = 1$ w przypadku zasilania go benzyną. Prędkość obrotowa wału korbowego silnika w obu przypadkach była jednakowa, oraz taki sam był kąt wyprzedzenia zapłonu. Zakres obliczeń obejmował wyznaczenie podstawowych parametrów termodynamicznych w charakterystycznych punktach rozważanego cyklu pracy silnika, sprawności, średniego ciśnienia indykowanego, mocy indykowanej, jednostkowego zużycia paliwa oraz maksymalnych wartości ciśnienia i temperatury czynnika roboczego.

Tab. 2. Podstawowe dane techniczne badanego silnika
Tab. 2. Basic technical data of the engine

Wielkość	Symbol	Jednostka	Wartość
Ilość cylindrów	z	-	3
Średnica cylindra	D	mm	91,44
Skok tłoka	S	mm	127
Pojemność skokowa	V	dm ³	2,502
Maksymalna moc silnika, przy prędkości obrotowej	N n	kW obr/min	34,5 2250
Maksymalny moment obrotowy przy prędkości obrotowej	M_o n	Nm obr/min	168 1300÷1400
Stopień sprężania	ϵ	-	16,5
Kąt dynamicznego początku tłoczenia	α_t	°OWK	15
Kąt otwarcia zaworu dolotowego	α_{ozd}	°OWK	13 przed GMP
Kąt zamknięcia zaworu dolotowego	α_{zzd}	°OWK	43 za DMP
Kąt otwarcia zaworu wylotowego	α_{ozw}	°OWK	46 przed DMP
Kąt zamknięcia zaworu wylotowego	α_{zzw}	°OWK	10 za GMP

3. Obliczenia teoretycznego cyklu pracy silnika

Obliczenia cyklu pracy silnika zasilanego w/w paliwami przeprowadzono przy założeniu, że wodór doprowadzany jest do kolektora dolotowego i że jest to cykl Otta.



Rys. 1. Cykl pracy tłokowego silnika spalinowego o zapłonie wymuszonym w układzie p-V i T-s, gdzie: (ac) – proces sprężania, (cz) – proces doprowadzenia ciepła (spalanie) przy $V = \text{const}$, (zb) – proces rozprężania i (ba) – proces odprowadzenia ciepła przy $V = \text{const}$.

Fig.1. The working cycle of internal combustion piston engine with the forced ignition in the p-V and T-s scheme, where: (ac) – compression process, (cz) – heat input process (combustion) with $V = \text{const}$, (zb) – decompression process and (ba) – heat output process with $V = \text{const}$.

Obliczenia przy wyżej przedstawionych założeniach przeprowadzono dla prędkości obrotowej wału korbowego $n = 1400 \text{ obr/min}$. Przy tej prędkości obrotowej współczynnik napełnienia cylindra η_v ma taką samą wartość dla obu rozpatrywanych przypadków.

Dawkę wodoru na cykl pracy obliczano z warunku równości ciepł doprowadzanych do cyklu pracy silnika, tj:

$$g_{cw} = g_{cb} \cdot \frac{W_{ub}}{W_{uw}} \quad (1)$$

gdzie: g_{cw} i g_{cb} – odpowiednio dawka wodoru lub benzyny doprowadzanej do cyklu pracy silnika, W_{ub} – wartość opałowa benzyny, W_{uw} – wartość opałowa wodoru

3.1. Obliczenia ilości czynnika roboczego w cylindrze przy zasilaniu silnika benzyną

Ilość świeżej mieszanki palnej przy spalaniu jednego kilograma benzyny [1]:

$$M'_1 = \left(\lambda M_o + \frac{1}{\mu_{pal}} \right) \quad (2)$$

zaś całkowita ilość mieszanki palnej z uwzględnieniem resztek spalin:

$$M_1 = M'(1 + \gamma) \quad (3)$$

gdzie: μ_{pal} – masa molowa paliwa, M_o – teoretyczna ilość kilomoli powietrza potrzebnego do całkowitego i zupełnego spalania 1kg paliwa:

$$M_o = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right) ; \frac{\text{kmol powietrza}}{\text{kg benzyny}} \quad (4)$$

gdzie: C, H, O – udziały masowe węgla, wodoru i tlenu w paliwie.

Ilości poszczególnych składników czynnika roboczego wyrażone w kmol, możemy wyrazić również w wielkościach bezwymiarowych, odnosząc te ilości do ilości powietrza koniecznego do spalania 1kg paliwa. Uwzględniając powyższe, wielkość M_1 wyrażona jako wielkość bezwymiarowa jest:

$$\tilde{M} = \frac{M}{M_o} \quad (5)$$

Bezwymiarowa ilość świeżej mieszanki palnej jest:

$$\tilde{M}'_1 = \lambda + \frac{1}{\mu_{\text{pal}} \cdot M_o} \quad (6)$$

Produkty spalania powstałe ze spalania 1 kg paliwa przy $\lambda \geq 1$ są:

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \lambda \cdot M_o \quad ; \quad \tilde{M}_{N_2} = 0,79 \cdot \lambda \quad (7)$$

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot \lambda \cdot M_o \quad ; \quad \tilde{M}_{O_2} = 0,21 \cdot \lambda \quad (8)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} \quad ; \quad \tilde{M}_{H_2O} = \frac{H}{2M_o} \quad (9)$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} \quad ; \quad \tilde{M}_{CO_2} = \frac{C}{12M_o} \quad (10)$$

Ilość resztek spalin jest:

$$M_r = M_1 \cdot \gamma = \gamma \left(\lambda M_o + \frac{1}{\mu_{\text{pal}}} \right), \quad (11)$$

a ich wartość bezwymiarowa jest:

$$\tilde{M}_r = \lambda \cdot \gamma + \frac{\gamma}{\mu_{\text{pal}} \cdot M_o} = \gamma \left(\lambda + \frac{1}{\mu_{\text{pal}} \cdot M_o} \right) \quad (12)$$

gdzie: $M_{\text{pal}} = \frac{1}{\mu_{\text{pal}}}$; $\tilde{M}_{\text{CnHm}} = \tilde{M}_{\text{pal}} = \frac{1}{\mu_{\text{pal}} \cdot M_o}$ (13)

Ilość czynnika roboczego w punkcie „a” (rys. 1) jest równa:

$$M_1 = M_a = \lambda M_o + \frac{1}{\mu_{\text{pal}}} + \gamma \left(\lambda M_o + \frac{1}{\mu_{\text{pal}}} \right) = (1 + \gamma) \left(\lambda M_o + \frac{1}{\mu_{\text{pal}}} \right) \quad (14)$$

$$\tilde{M}_1 = \tilde{M}_a = (1 + \gamma) \left(\lambda + \frac{1}{\mu_{\text{pal}} M_o} \right) \quad (15)$$

Całkowita ilość kmoli spalin powstałych ze spalania 1kg benzyny jest równa:

$$M_2 = \beta(1 + \gamma)M'_1 = \beta(1 + \gamma) \left(\lambda M_o + \frac{1}{\mu_{\text{pal}}} \right) \quad (16)$$

$$\tilde{M}_2 = \beta(1 + \gamma) \left(\lambda + \frac{1}{\mu_{\text{pal}} M_o} \right) \quad (17)$$

Zmianę ilości kilomoli gazów podczas procesu spalania w silnikach spalinowych ocenia współczynnik zmian molowych β :

$$\beta = \frac{M_2}{M_1} \quad (18)$$

3.2. Obliczenia podstawowych parametrów termodynamicznych czynnika roboczego w charakterystycznych punktach cyklu pracy silnika oraz wskaźników indykowanych cyklu.

Zgodnie z zasadą zachowania energii, dla poszczególnych procesów cyklu (rys.1) możemy napisać:

$$\text{dla procesu a-c: } 0 = U_c - U_a - \frac{p_c V_c - p_a V_a}{n_1 - 1} \quad (19)$$

$$\text{dla procesu c-z: } \xi \cdot Q_1 = U_z - U_c \quad (20)$$

$$\text{dla procesu z-b: } (1 - \xi - w)Q_1 = U_b - U_z + \frac{p_z V_z - p_b V_b}{n_2 - 1} \quad (21)$$

$$\text{dla procesu b-a: } Q_2 = U_a - U_b \quad (22)$$

gdzie: ξ – współczynnik efektywnego wydzielania ciepła podczas procesu c – z.

Energie wewnętrzne w poszczególnych charakterystycznych punktach cyklu obliczono z zależności: $U_i = M_i \bar{c}_{vi} T_i$ (23)

gdzie zależność określającą molowe ciepło właściwe, w postaci liniowej zależności od temperatury jest:

$$\bar{c}_{vi} = a_i + b_i \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (24)$$

Parametry czynnika roboczego związane są między sobą równaniem stanu:

$$P_i V_i = M_i R T_i \quad (25)$$

Po przekształceniu z uwzględnieniem równania stanu i równań od (19) do (22) otrzymujemy równania do wyznaczania wykładnika politropy sprężania i temperatury w punkcie odpowiadającym końcowi procesu sprężania:

$$n_1 - 1 = \frac{\bar{R}}{a_v + b_v \frac{T_c + T_a}{2}} \quad \text{i} \quad T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (26)$$

gdzie: a_v i b_v współczynniki molowego ciepła właściwego, \bar{R} - uniwersalna stała gazowa
Równanie bilansu energii dla procesu c - z jest:

$$\frac{\xi \cdot W_u}{M_1} = (a_\gamma + b_\gamma T_z) T_z - \bar{c}_{vc} T_c \quad (27)$$

$$b_\gamma T_z^2 + a_\gamma T_z - \frac{\xi \cdot W_u}{M_1} - c_{vc} T_c = 0 \quad (28)$$

oznaczając:

$$\frac{-\xi W_u}{M_1} - c_{vc} T_c = X \quad (29)$$

otrzymujemy:

$$b_\gamma T_z^2 + a_\gamma T_z + X = 0 \quad (30)$$

Rozwiązując równanie (30) otrzymujemy wzór na maksymalną temperaturę cyklu T_z :

$$T_z = \frac{-a_\gamma + \sqrt{a_\gamma^2 + 4b_\gamma X}}{2b_\gamma} \quad (31)$$

$$\text{maksymalne ciśnienie cyklu jest [1]: } p_z = \lambda_p p_c \quad (32)$$

gdzie: λ_p – stopień wzrostu ciśnienia podczas procesu spalania.

Dla procesu z - b – zależności służące do wyznaczania wykładnika politropy rozprężania i temperatury w punkcie odpowiadającym otwarciu zaworu wylotowego mają postać [1]:

$$n_2 = \frac{\bar{R}(T_z - T_b)}{b_z - \bar{u}_b} + 1 \quad \text{i} \quad T_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2-1}} \quad (33)$$

gdzie: b_z – ciepło doprowadzone do czynnika roboczego podczas spalania z uwzględnieniem strat ciepła odprowadzanego do ścianek przestrzeni spalania; \bar{u}_b – właściwa energia wewnętrzna czynnika roboczego w punkcie „b” (rys. 1):

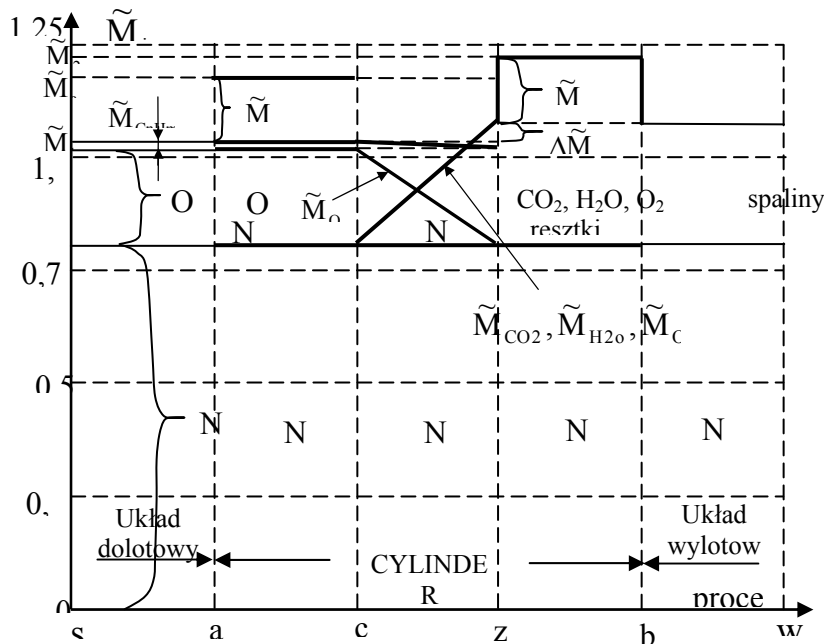
$$b_z = \frac{W_u(1 - \xi - w)}{(1 + \lambda L_o)(1 + \gamma)\beta} + \bar{u}_z \quad (34); \quad \bar{u}_b = (a_\gamma + \frac{b_\gamma}{2} T_b) T_b \quad (35)$$

gdzie: \bar{u}_z – właściwa energia wewnętrzna w punkcie „z”, w – ilość ciepła przekazanego przez czynnik roboczy do ścianek przestrzeni spalania.

do ścianek komory spalania.

W charakterystycznych punktach wykresu indykatorowego parametry termodynamiczne czynnika roboczego obliczano korzystając z równania stanu.

Rys. 2 przedstawia wyjściowy, chwilowy i końcowy skład czynnika roboczego, wyrażony w wielkościach bezwymiarowych przy zasilaniu silnika benzyną.



Rys. 2. Względne ilości i skład czynnika roboczego silnika zasilanego benzyną w poszczególnych charakterystycznych punktach cyklu pracy silnika, realizowanego przy $\lambda = 1.0$ i $\epsilon = 10$.

Fig.2. The relevant amounts and composition of the working medium of the petrol fuelled engine in the particular constituent points of the engine working cycle, that is realized with $\lambda = 1.0$ and $\epsilon = 10$, when one kilogram of petrol is combusted.

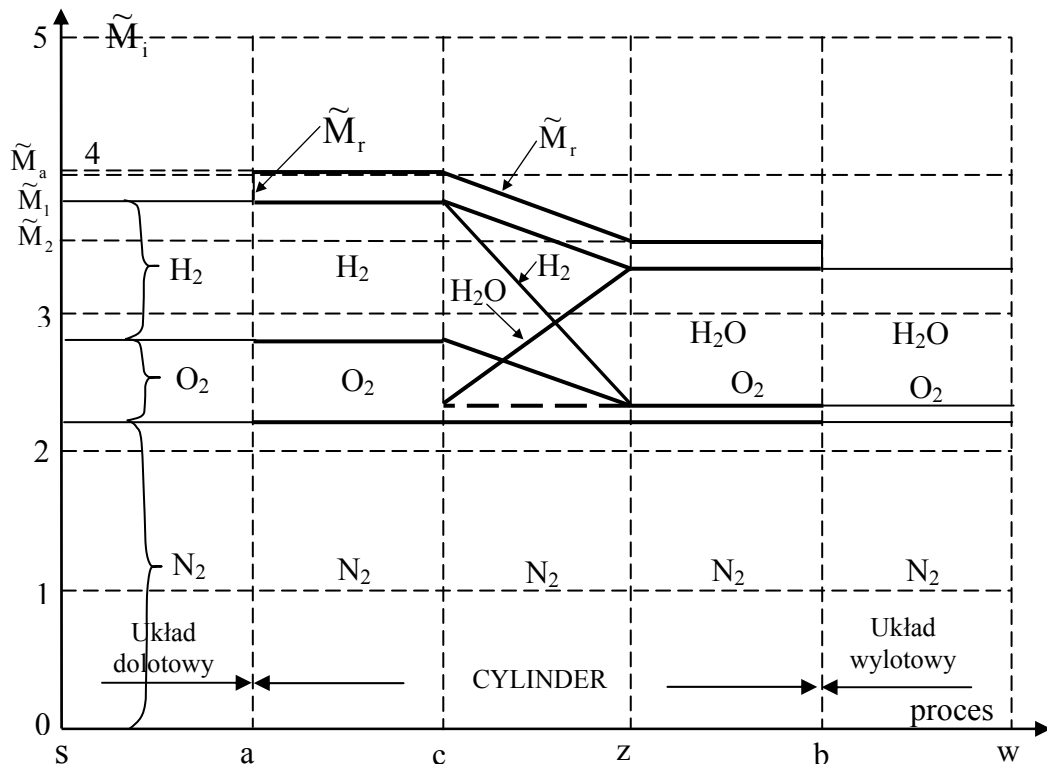
Obliczenia cyklu pracy silnika zasilanego wodorem oraz jego parametrów termodynamicznych w charakterystycznych punktach cyklu i jego wskaźników indykowanych obliczono analogicznie jak dla silnika zasilanego benzyną, przy założeniu, że spalany jest 1kmol

wodoru. Podobnie jak dla silnika zasilanego benzyną w przypadku zasilania silnika wodorem ilość i skład czynnika roboczego obliczono również jako wielkości bezwymiarowe. Jednak w tym przypadku wielkości bezwymiarowe odnoszone są do ilości spalanego wodoru, wyrażonej w kilomolach, zgodnie z definicją:

$$\tilde{M} = \frac{M_i}{M_{H_2}} \quad (36)$$

gdzie: M_i – ilość składnika, M_{H_2} – ilość kilomoli spalanego wodoru,

Rys. 3 przedstawia wyjściowy, chwilowy i końcowy skład czynnika roboczego w wielkościach względnych, silnika zasilanego wodorem i pracującego przy $\lambda = 1.2$ i $\varepsilon = 10$. Na odcinku s-a pokazano skład czynnika roboczego w kolektorze dolotowym (który napływa do cylindra), zaś na odcinku b – w skład spalin w układzie wylotowym.



Rys. 3. Względne ilości i skład czynnika roboczego silnika wodorowego w poszczególnych punktach składowych cyklu pracy silnika, realizowanego przy $\lambda = 1.2$ i $\varepsilon = 10$ rozpatrując spalanie 1 kmola wodoru.

Pic.3 The relevant amounts and composition of the working medium of the hydrogen fuelled engine in the particular constituent points of the engine working cycle, that is realized with $\lambda = 1.2$ and $\varepsilon = 10$, when one kmol of hydrogen is combusted.

4. Wyniki obliczeń

W tabeli 3 przedstawiono obliczone wartości parametrów czynnika roboczego w poszczególnych charakterystycznych punktach teoretycznego cyklu pracy silnika AD3.152 przy zasilaniu go benzyną i wodorem dla różnych stopni sprężania ε i przy $\lambda = 1.2$, w przypadku zasilania silnika wodorem i $\lambda = 1$ w przypadku zasilania silnika benzyną. Warunek ten zapewniał jednakową ilość ciepła doprowadzanego do cyklu pracy silnika w obu rozważanych przypadkach.

Tab. 3. Wartości parametrów czynnika roboczego wyznaczone w charakterystycznych punktach teoretycznego cyklu pracy silnika AD3.152 zasilanego benzyną i wodorem dla różnych stopni sprężania ϵ oraz przy $\lambda = 1.2$ w przypadku zasilania silnika wodorem i $\lambda = 1$ przy zasilaniu silnika benzyną, oraz przy takiej samej ilości ciepła doprowadzonego do cyklu

Tab. 3. The values of the working medium parameters evaluated in the characteristic theoretical points of the working cycle of the AD3.152 petrol and hydrogen fuelled engine for different compression ratios ϵ and with $\lambda = 1.2$ for the hydrogen fuelled engine and $\lambda = 1$ for the petrol fuelled engine, with the same heat input in the cycle.

Paliwo	Punkt	p, Pa			T, K			V, m ³			M, kmol/cykl		
		$\epsilon = 8$	$\epsilon = 10$	$\epsilon = 12$	$\epsilon = 8$	$\epsilon = 10$	$\epsilon = 12$	$\epsilon = 8$	$\epsilon = 10$	$\epsilon = 12$	$\epsilon = 8$	$\epsilon = 10$	$\epsilon = 12$
Benzyna	a	$9.5 \cdot 10^4$	$9.5 \cdot 10^4$	$9.5 \cdot 10^4$	342.18	335.4	331.1	$9.531 \cdot 10^{-4}$	$9.267 \cdot 10^{-4}$	$9.098 \cdot 10^{-4}$	$3.682 \cdot 10^{-5}$	$3.572 \cdot 10^{-5}$	$3.502 \cdot 10^{-5}$
	c	$1.66 \cdot 10^6$	$2.25 \cdot 10^6$	$2.891 \cdot 10^6$	746.18	793.36	835.4	$1.191 \cdot 10^{-4}$	$9.27 \cdot 10^{-5}$	$7.58 \cdot 10^{-5}$	$3.682 \cdot 10^{-5}$	$3.572 \cdot 10^{-5}$	$3.502 \cdot 10^{-5}$
	Z	$7.43 \cdot 10^6$	$9.419 \cdot 10^6$	$11.41 \cdot 10^6$	2779.9	2818.2	2846.8	$1.191 \cdot 10^{-4}$	$9.27 \cdot 10^{-5}$	$7.58 \cdot 10^{-5}$	$3.835 \cdot 10^{-5}$	$3.725 \cdot 10^{-5}$	$3.655 \cdot 10^{-5}$
Wodór	b	$5.429 \cdot 10^5$	$5.457 \cdot 10^5$	$5.322 \cdot 10^5$	1622.9	1632.9	1593.5	$9.531 \cdot 10^{-4}$	$9.267 \cdot 10^{-4}$	$9.098 \cdot 10^{-4}$	$3.835 \cdot 10^{-5}$	$3.725 \cdot 10^{-5}$	$3.655 \cdot 10^{-5}$
	a	$9.5 \cdot 10^4$	$9.5 \cdot 10^4$	$9.5 \cdot 10^4$	342.18	335.4	331.1	$9.531 \cdot 10^{-4}$	$9.267 \cdot 10^{-4}$	$9.098 \cdot 10^{-4}$	$4.353 \cdot 10^{-5}$	$4.312 \cdot 10^{-5}$	$4.287 \cdot 10^{-5}$
	c	$1.69 \cdot 10^6$	$2.29 \cdot 10^6$	$2.94 \cdot 10^6$	758.82	807.1	851.5	$1.191 \cdot 10^{-4}$	$9.27 \cdot 10^{-5}$	$7.58 \cdot 10^{-5}$	$4.353 \cdot 10^{-5}$	$4.312 \cdot 10^{-5}$	$4.287 \cdot 10^{-5}$
	Z	$7.55 \cdot 10^6$	$9.77 \cdot 10^6$	$12.02 \cdot 10^6$	2833.7	2883.1	2921.6	$1.191 \cdot 10^{-4}$	$9.27 \cdot 10^{-5}$	$7.58 \cdot 10^{-5}$	$3.821 \cdot 10^{-5}$	$3.779 \cdot 10^{-5}$	$3.752 \cdot 10^{-5}$
	b	$5.61 \cdot 10^5$	$5.27 \cdot 10^5$	$5.08 \cdot 10^5$	1684.5	1558.8	1484.3	$9.531 \cdot 10^{-4}$	$9.267 \cdot 10^{-4}$	$9.098 \cdot 10^{-4}$	$3.821 \cdot 10^{-5}$	$3.779 \cdot 10^{-5}$	$3.752 \cdot 10^{-5}$

Tab. 4. Wartości wskaźników indykowanych silnika AD3.152 przy zasilaniu go benzyną oraz wodorem, dla różnych stopni sprężania ε , oraz przy takiej samej ilości ciepła doprowadzanego w czasie jednego cyklu pracy silnika

Tab.4. The values of the indicated indexes of the AD3.152 engine with petrol and hydrogen fuelling, for different combustion ratios ε , and with the same heat input in one engine working cycle

Paliwo	Wskaźniki	Stopień sprężania		
		$\varepsilon = 8$	$\varepsilon = 10$	$\varepsilon = 12$
Benzyna $\lambda = 1.0$	p_i , MPa	1,172	1,268	1,342
	N_i , kW	34,252	37,088	39,259
	M_i , Nm	228,733	252,97	267,43
	g_i , g/kWh	217,67	201,78	191,089
	η_t	0,373	0,418	0,453
	η_i	0,383	0,413	0,436
	η_e	0,307	0,331	0,349
Wodór $\lambda = 1.2$	p_i , MPa	0,939	0,981	1,022
	N_i , kW	27,45	28,69	29,85
	M_i , Nm	187,2	195,72	203,63
	g_i , g/kWh	97,58	93,78	90,29
	η_t	0,459	0,48	0,501
	η_i	0,307	0,32	0,332
	η_e	0,246	0,256	0,266

5. Wnioski

Analiza wyników obliczeń przedstawionych w tabelach i na wykresach, pozwala sformułować następujące wnioski:

- 1) Przy zasilaniu silnika wodorem uzyskano większe maksymalne wartości ciśnień i temperatur cyklu.
- 2) Zasilając silnik wodorem uzyskano większe wartości ciśnień i temperatur w poszczególnych charakterystycznych punktach cyklu pracy.
- 3) Przy zasilaniu silnika wodorem uzyskano mniejsze wartości średniego ciśnienia indykowanego, mocy efektywnej i momentu obrotowego w porównaniu z zasilaniem silnika benzyną.
- 4) Wartości sprawności indykowanej η_i i efektywnej η_e , przy zasilaniu silnika wodorem są mniejsze niż ma to miejsce przy zasilaniu silnika benzyną, natomiast sprawność teoretycznego cyklu pracy η_t dla wodoru jest większa niż przy zasilaniu silnika benzyną.
- 5) Wzrost stopnia sprężania powoduje zwiększenie wartości wszystkich wskaźników cyklu pracy dla obu rozpatrywanych przypadków z wyjątkiem jednostkowego zużycia paliwa które maleją wraz ze wzrostem stopnia sprężania.

Z powyższego wynika celowość prowadzenia dalszych obliczeniowych badań cyklu pracy wg przedstawionej metodyki jak również obliczeń z uwzględnieniem prawa wydzielania ciepła podczas spalania rozpatrywanego przez Wiebe.

Literatura

- [1] Ambrozik A.: Wybrane zagadnienia procesów cieplnych w tłokowych silnikach spalinowych, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach, Kielce 2003.
- [2] Gronowicz J.: Ochrona środowiska w transporcie lądowym. Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji. Poznań – Radom 2004
- [3] Merkisz J., Pielecha I.: Alternatywne paliwa i układy napędowe pojazdów. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2004.
- [4] Jakubczak M.: Badania procesu spalania paliwa wodorowego w silniku o zapłonie iskrowym. Jurnal of KONES Vol. 2, No 1, Warszawa – Poznań 1995r.
- [5] Wiśniewski M.: Obciążenia cieplne silników tłokowych. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności. Warszawa 1972r.