

Kacper CIEŚLAR<sup>1</sup>

## PROJEKT OBIEGU PORÓWNAWCZEGO SILNIKA SPALINOWEGO ZI ZASILANEGO WODOREM

**Streszczenie:** W artykule przedstawiono poszczególne etapy projektowania obiegu porównawczego silnika spalinowego o zapłonie iskrowym zasilanego ciekłym wodorem.

**Słowa kluczowe:** wodór, silnik spalinowy, obieg porównawczy

## DESIGN OF THE COMPARATIVE CYCLE FOR HYDROGEN COMBUSTION ENGINE

**Summary:** The article presents the various stages of designing the comparative cycle of a spark-ignition internal combustion engine powered by liquid hydrogen.

**Keywords:** hydrogen, internal combustion engine, comparative cycle

### 1. Zasilanie wodorem silników spalinowych

Spełnienie obecnych norm emisji spalin w przypadku silników spalinowych wymusza poszukiwanie przez konstruktorów nowych rozwiązań. Nie tylko wykorzystanie napędów elektrycznych czy ogniw paliwowych daje możliwość znacznego obniżenia emisji CO<sub>2</sub> generowanego przez transport. Wykorzystanie paliw alternatywnych może stanowić kolejne rozwiązanie problemu. Jednym z nich jest wodór, którego efektem spalania jest zerowa emisja CO<sub>2</sub>, ze względu na brak związków węgla w tym paliwie. W warunkach rzeczywistych głównym efektem spalania wodoru w tłokowych silnikach spalinowych jest powstająca para wodna, tlenki azotu oraz niewielkie ilości tlenku węgla i węglowodorów (wynikające ze spalania oleju silnikowego).

Tłokowe silniki spalinowe zasilane wodorem znajdują zastosowanie w samochodach osobowych (Toyota), samochodach ciężarowych (MAN, Deutz, Cummins) oraz maszynach poza drogowych (JCB) [2]

Wodór w przypadku silników spalinowych jest najczęściej wykorzystywany do zasilania silników o zapłonie iskrowym. Wynika to z właściwości tego paliwa, przede wszystkim z jego wysokiej temperatury samozapłonu przez co w przypadku silników o zapłonie samoczynnym stanowi zwykle dodatkowe paliwo silników dwupaliwowych. [1]. Wodór wykazuje również znacznie większą adiabatyczną

---

<sup>1</sup> mgr inż. Kacper Cieślak, Akademia Techniczno-Humanistyczna w Bielsku-Białej, Katedra Silników Spalinowych i Pojazdów, [kcieslar@ath.bielsko.pl](mailto:kcieslar@ath.bielsko.pl)

szybkość spalania oraz zdolność do tworzenia jednorodnej mieszanki z powietrzem ze względu na lepsze właściwości dyfuzji względem benzyny [3]. Wodór jednak wykazuje niską liczbę oktanową przez co ma tendencję do spalania stukowego [4] i zastosowanie go do zasilania silników spalinowych wymaga zastosowania odpowiednich rozwiązań konstrukcyjnych.

## 2. Założenia wstępne projektu

Obieg porównawczy zaprojektowano dla silnika przeznaczonego dla lekkiej trakcji drogowej o zapłonie iskrowym z bezpośrednim wtryskiem  $H_2$ , mocy 55 kW i objętości skokowej  $1,4 \text{ dm}^3$ . Projekt ma na celu uzyskanie dużej sprawności cieplnej silnika spalinowego. Silnik wykonany w technologii 2-zaworowej.

Dane:

- |  |  |
|--|--|
| • skok tłoka                                     | $S=78,8 \text{ mm},$                     |
| • średnica cylindra                              | $D=75,1 \text{ mm},$                     |
| • stopień sprężania                              | $\varepsilon=10,5,$                      |
| • ilość cylindrów                                | $i=4,$                                   |
| • ciśnienie otoczenia                            | $0,1 \text{ MPa},$                       |
| • temperatura otoczenia                          | $t_0=18^\circ\text{C}=291,15 \text{ K},$ |
| • paliwo – ciekły wodór,                         |  |
| • współczynnik nadmiaru powietrza $\lambda=0,9,$ |  |
| • wartość opałowa ciekłego wodoru                | $W_u=120000 \text{ kJ/kg}.$              |

## 3. Obliczenia wstępne silnika:

Stosunek skoku tłoka do średnicy tłoka  $S/D$ :

$$\frac{S}{D} = \frac{78,8}{75,1} \quad (1)$$

Stosunek skoku tłoka do jego średnicy wpływa istotnie na takie parametry silnika jak sprawność, prędkość obrotową czy wymiary bloku silnika. Silniki zasilane tym samym paliwem, o podobnych parametrach (pojemność skokowa, stopień sprężania, liczba cylindrów, liczba zaworów itp.), ale charakteryzujące się różnymi wartościami stosunku skoku tłoka do jego średnicy, będą różniły się trzema powyżej wymienionymi parametrami. Wynika to głównie z faktu, iż stosunek  $S/D$  definiuje wielkość powierzchni komory spalania. W przypadku silników spalinowych, których skok tłoka jest większy od jego średnicy ( $S/D > 1$ ), zmniejsza się powierzchnia komory spalania, przez co powierzchnia strat ciepła również maleje. To natomiast wpływa na zwiększenie sprawności ogólnej silnika, przy jednoczesnym ograniczeniu prędkości obrotowej silnika. Wynika to ze zwiększonej średniej prędkości samego tłoka. Silnik, który charakteryzuje się mniejszym skokiem tłoka niż jego średnica ( $S/D < 1$ ), posiada większą powierzchnię komory spalania. Tym samym zwiększa się powierzchnia strat ciepła, co powoduje spadek ogólnej sprawności. Zmniejsza się również wartość średniej prędkości tłoka, a to pozwala na zwiększenie prędkości obrotowej silnika. Wpływ stosunku skoku tłoka do średnicy wpływa na wymiary

silnika, jeżeli  $S/D > 1$ , wówczas zwiększa się wysokość cylindra, a co za tym idzie całego bloku silnika, natomiast maleje jego długość. Odwrotna sytuacja zachodzi w przypadku stosunku  $S/D < 1$ .

W projektowanym silniku stosunek skoku tłoka do jego średnicy jest równy 1,05. Stosunek ten ma na celu osiągnięcie możliwie jak największej sprawności ogólnej. Projektowany silnik, będzie znajdował zastosowanie w samochodach miejskich, gdzie dąży się do możliwie najmniejszego zużycie paliwa. W takim przypadku zwiększona masa i gabaryty silnika nie stanowią tutaj kwestii nadrzędnej (w przeciwieństwie do samochodów sportowych).

Pojemność skokowa cylindra:

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S = \frac{\pi \cdot (75,1)^2}{4} \cdot 78,8 = 349057 \text{ mm}^3 = 0,0003491 \text{ m}^3 \quad (2)$$

Pojemność skokowa całego silnika:

$$V_{ss} = V_s \cdot i = 0,0003491 \cdot 4 = 0,001396 \text{ m}^3 = 1396 \text{ cm}^3 \quad (3)$$

Pojemność komory spalania:

$$V_k = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} = \frac{349057}{10,5 - 1} \approx 36742,78 \text{ mm}^3 = 3,674 \cdot 10^5 \text{ m}^3 \quad (4)$$

#### 4. Obliczenia projektowe dla wykresu indykatorowego:

Dokonywane obliczenia oparte są o teoretyczny obieg porównawczy dla silników o zapłonie iskrowym (obieg Otto). Przyjęto szereg uproszczeń związanych z obiegiem teoretycznym:

- przyjęcie średniego wykładnika adiabaty w czasie spalania,
- w obiegu uczestniczy gaz doskonały ( $c_v = c_p = \text{const.}$ ), wszystkie przemiany przebiegają politropowo,
- masa gazu biorącego udział w obiegu jest stała,
- sprężanie i rozprężanie czynnika odbywa się bez wymiany ciepła ze ściankami (izentropowo),
- doprowadzanie czynnika odbywa się izochorycznie,
- odprowadzanie czynnika odbywa się izochorycznie,
- straty przepływu czynnika pominięto.

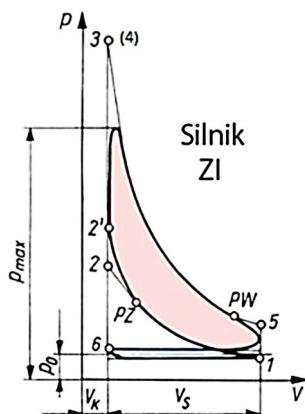
Parametry (obiegu i paliwa) przyjęte dla projektu zawarto w tabelach 1 i 2.

##### Suw dolotu (1-6):

Temperatura powietrza dolotowego:

$$T_p = T_0 + \Delta T = 291,15 + 20 = 311,15 \text{ K} \quad (5)$$

$$\Delta T = 20 \quad (6)$$



Rysunek 1. Obieg porównawczy silnika ZI,

6 – 1 ssanie (dolot); 1 – 2 sprężanie; 2 – 3(4) spalanie; 4 – 5 rozprężanie;  
5 – 6 wydech (wylot) [5]

Tabela 1. Zestawienie parametrów przyjętych podczas projektowania obiegu porównawczego silnika ZI zasilanego wodorem

Parametr	Symbol	Przyjęte	Przedział	Jednostka
Stopień sprężania	$\varepsilon$	10,5	8÷11	-
Wodór o wartości opałowej	$W_u$	120000		kJ/kg
Teoretyczne zapotrzebowanie powietrza do spalania 1kg paliwa	$L_t$	34,4		kg pow./kg pal.
Współczynnik nadmiaru powietrza	$\lambda$	1	0,9-1,1	-
Parametry otaczającego powietrza	$t_{ot}$	20		°C
	$p_{ot}$	0,1		MPa
Współczynnik napełnienia	$\eta_v$	0,77	0,7-0,85	-
Ciśnienie dolotu	$p_d$	0,085		MPa
Wykładnik politropy sprężania	$m_s$	1,35	1,28-1,37	-
Wykładnik politropy rozprężania	$m_r$	1,27	1,25-1,35	-
Średni wykładnik adiabaty w czasie spalania	$K_{sr}$	1,26	1,25-1,29	-
Średnia różnica ciśnień dolotu i wylotu	$\Delta p$	0,025		MPa
Współczynnik przejścia ciepła spalania	$\zeta=$	0,85	0,8-0,95	-
Współczynnik wypełnienia wykresu indykatorowego	$\delta=$	0,95	0,93-0,97	-

Tabela 2 Zestawienie właściwości wodoru [2]

Właściwość	Wodór	Jednostka
Wartość opałowa	120000	<i>kJ/kg</i>
Gęstość (1 bar; 273 K)	0,089	<i>Kg/m<sup>3</sup></i>
Stechiometryczny współczynnik nadmiaru powietrza	34,4	-
Minimalna energia zapłonu w powietrzu (1 bar; mieszanka stechiometryczna)	0,02	<i>mJ</i>
Odległość gaszenia płomienia przy ścianie (1 bar; 298 K, mieszanka stechiometryczna)	0,64	<i>mm</i>

Na wartość przyrostu temperatury wpływa budowa układu dolotowego, jego długość, przekrój oraz jakość wykończenia powierzchni (chropowatość).

Skomplikowane kształty przewodów, ich znaczna długość czy niedostatecznie dokładne wykończenie ich powierzchni wewnętrznej powodują wzrost tarcia przepływającego przez nie powietrza. To z kolei powoduje dodatkowy wzrost temperatury powietrza w układzie dolotowym.

W projektowanym silniku, dobrana wartość przyrostu temperatury silnika, wynika z dobrej jakości wykonania układu dolotowego oraz jego nieskomplikowanego kształtu. Zawory dolotowe powodują nieznaczne nagrzewanie się powietrza dolotowego. Wynika to z doboru wartości  $S/D$ , która ograniczyła średnicę zaworu wylotowego, tym samym powodując, niedostateczne odprowadzenie spalin z cylindra, od których zawór dolotowy się nagrzewa.

Straty ciśnienia podczas suwu dolotu:

$$\Delta p = 0,01 \cdot 10^6 Pa \quad (7)$$

Współczynnik zanieczyszczenia spalinami:

$$\gamma = 0,1 \quad (8)$$

Wartość współczynnika zanieczyszczenia spalinami zależy od konstrukcji głowicy, prędkości obrotowej silnika oraz stosunku  $S/D$ .

Kształt kanałów wylotowych w głowicy, chropowatość ich ścianek stanowią opór przepływu dla wylatujących z cylindra spalin w czasie suwu wylotu. Skomplikowany kształt tych kanałów, niedostateczna dokładność ich wykonania oraz duża chropowatość powodują niedostateczne oczyszczenia cylindra ze spalin, a przez to wzrost współczynnika zanieczyszczenia spalinami. Jeżeli chodzi o prędkość obrotową silnika, to jej duża wartość nie pozwala na dokładne oczyszczenie cylindra ze spalin, ze względu na krótki czas trwania suwu wylotu i otwarcia zaworów. Wartość stosunku  $S/D < 1$  pozwala na zastosowanie zaworów o większej średnicy, a nawet większej ich ilości, co ułatwia usuwanie spalin z cylindra. Wynika to z dużej średnicy tłoka. Natomiast duża prędkość obrotowa, jaką charakteryzują się silniki o stosunku  $S/D < 1$ , powoduje pogorszenie oczyszczania cylindra ze spalin (w przypadku  $S/D > 1$  sytuacja jest odwrotna).

Przy doborze współczynnika zanieczyszczenia spalinami dla projektowanego silnika, kierowano się głównie wykonaniem w technologii dwu zaworowej, co nie sprzyja dokładnemu oczyszczeniu cylindra ze spalin. Również mniejsza średnica zaworów (wynikająca z przyjętej wartości stosunku S/D) działa niekorzystnie. Jednakże ograniczona prędkość obrotowa silnika, a także duży skok tłoka pozwalają na dłuższe otwarcie zaworów oraz dłuższy czas wylotu spalin.

Temperatura w końcowej fazie dolotu (1):

$$T_1 = \frac{T_p + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{311,15 + 0,09 \cdot 900}{1 + 0,1} = 364,68 \text{ K} \quad (9)$$

Ciśnienie w końcowej fazie dolotu (1):

$$p_1 = p_0 - \Delta p = 100000 - 10000 = 90000 \text{ Pa} \quad (10)$$

#### Suw sprężania politropowego (1-2):

Ciśnienie w punkcie 2:

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^{m_s} \quad (11)$$

Wykładnik politropy:

$$m_s = 1,35 \quad (12)$$

Wartość wykładnika politropy zależy od prędkości obrotowej, stosunku S/D czy temperatury czynnika chłodzącego. Większe prędkości obrotowe silnika ograniczają czas oddawania ciepła przez czynnik do ścianek cylindra, co powoduje nieznaczny wzrost wartości wykładnika politropy. Stosunek S/D definiuje stosunek powierzchni bocznej cylindra do jego objętości. Jeżeli S/D > 1, wówczas powierzchnia komory w stosunku do jej objętości jest mniejsza, a niżeli w przypadku gdy S/D < 1. Im mniejsza powierzchnia komory tym mniejsza powierzchnia oddawania ciepła przez czynnik do ścianek cylindra. To powoduje wzrost wykładnika politropy. Im większa temperatura czynnika na wlocie do cylindra tym mniejsza wartość wykładnika politropy. Wynika to z tego, iż oddawanie ciepła przez ścianki cylindra do czynnika, będzie krótsza, tym samym powodując wydłużenie czasu oddawania ciepła przez czynnik.

Dobór wartości wykładnika politropy dla projektowanego silnika, wynika wcześniej dobranej z wartości stosunku S/D, z ograniczonej prędkości obrotowej, a także temperatury powietrza dolotowego.

Temperatura w punkcie 2:

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{(m_s - 1)} = 364,68 \cdot 10^{(1,39 - 1)} = 912,38 \text{ K} \quad (13)$$

#### Suw pracy (2-3-(4)). Spalanie mieszanki (2-3-(4)-5):

Teoretyczne zapotrzebowanie powietrza dla 1 kg paliwa:

$$L_t = 34,4 \frac{\text{kg powietrza}}{\text{kg paliwa}} \quad (14)$$

$$L_{t(mol)} = 0,52 \frac{\text{kmol}}{\text{kg paliwa}} \quad (15)$$

Masa molowa powietrza potrzebna do spalania 1kg paliwa gazowego:

$$M_{tmol} = \lambda \cdot L_t = 1 \cdot 0,52 = 0,52 \frac{\text{kmol powietrza}}{\text{kg paliwa}} \quad (16)$$

W silnikach o zapłonie iskrowym wartości współczynnika napełnienia wahają się w zakresie 0,70÷0,85. Wartość tego współczynnika dla projektowanego silnika przyjęto 0,77. Wynika to z zastosowanie dwóch zaworów na cylinder oraz niewielkiej ich średnicy (na co wpłynął stosunek S/D). Powoduje to ograniczony dopływ świeżego czynnika, niedostateczne oczyszczenie cylindra ze spalin. Wpływ na wartość współczynnika napełnienia ma również ciśnienie otoczenia i w kolektorze ssącym (brak doładowania silnika) oraz temperatura otoczenia.

Objętość właściwa powietrza dla  $p_0, t_0$ :

$$V_0 = \frac{R \cdot T_0}{p_0} = \frac{287,1 \cdot 291,15}{10000} = 0,835 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad (17)$$

Ilość ciepła wykorzystanego w silniku:

$$Q = \xi \cdot W_d = 0,9 \cdot 120 \cdot 10^6 = 108000000 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \quad (18)$$

gdzie:  $\xi$  - współczynnik wykorzystania ciepła -  $\xi=0,9$ .

Współczynnik wykorzystania ciepła jest tym większy im większa jest lotność paliwa, lepsze możliwości wymieszanie paliwa z powietrzem. Wartość współczynnika wykorzystania ciepła w dużej mierze jest zatem wynikiem doboru stosunku S/D. Jeżeli stosunek S/D > 1 wówczas, powierzchnia komory spalania jest mniejsza, co ogranicza oddawanie ciepła przez czynnik od ścianek komory. Większy skok i wynikająca z niego ograniczona prędkość obrotowa silnika pozwala na późniejsze otwarcie zaworu wylotowego. Zatem czynnik może się dobrze rozprężyć, wykorzystując większą ilość ciepła na wytworzenie pracy tłoka (zapobiegając uciekaniu ciepła do układu wylotowego).

Wartość opałowa paliwa (wodór)

$$W_u = 120 \frac{\text{MJ}}{\text{kg paliwa}} \quad (19)$$

Objętość skokowa dla spalania 1kg paliwa:

$$V_s = \frac{\lambda \cdot L_t \cdot V_0}{\eta_v} = \frac{1,0 \cdot 34,4 \cdot 0,835}{0,72} = 34,498 \frac{\text{m}^3}{\text{kg paliwa}} \quad (20)$$

Teoretycznie najwyższe ciśnienie spalania przy stałej objętości 3(4):

$$p_{3(4)} = p_2 + \frac{Q}{V_k} \cdot (\kappa - 1) = 2032471,57 + \frac{108000000}{3,631} \cdot (1,26 - 1) = 9765100,66 \text{ Pa} \quad (21)$$

Średni wykładnik adiabaty w czasie spalania:

$$\kappa = 1,27 \quad (22)$$

Wraz ze wzrostem temperatury oraz ciśnienia wykładnik adiabaty maleje, a w projektowanym silniku wartość maksymalnej temperatury jest mniejsza od 3000 K, co uzasadnia dobór wartości średniego wykładnika adiabaty.

Najwyższe ciśnienie  $p_{3\max}$  Jest mniejsze od ciśnienia  $P_{3(4)}$  z uwagi na przewlekłość spalania i pewne powiększenie objętości:

$$p_{max} = \psi \cdot p_4 = 0,85 \cdot 9765100,66 = 8300335,56 \text{ Pa} \quad (23)$$

Współczynnik przewlekłości spalania:

$$\psi = 0,85 \quad (24)$$

#### Suw rozprężania politropowego (4-5):

Ciśnienie w końcowym punkcie rozprężania 5:

$$p_5 = \frac{p_{3(4)}}{\varepsilon^{m_r}} = \frac{9765100,66}{10^{1,27}} = 492908,51 \text{ Pa} \quad (25)$$

Wykładniku adiabaty:

$$m_r = 1,27 \quad (26)$$

Wartość wykładnika adiabaty uwarunkowana jest tym, że w suwie rozprężania, czynnik oddaje ciepło do ścianek cylindra przez dłuższy czas trwania tego suwu (odwrotnie niż w trakcie sprężania). Powoduje to, że wykładnik politropy jest mniejszy podczas rozprężania, niż podczas sprężania.

Średnie ciśnienie indykowane:

$$p_i = \frac{\phi}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ \frac{p_4 - \varepsilon \cdot p_5}{m_r - 1} - \frac{p_2 - \varepsilon \cdot p_1}{m_s - 1} \right] - \Delta p$$

$$p_i = \frac{0,95}{10,5-1} \cdot \left[ \frac{2,032-10,5 \cdot 0,493}{1,27-1} - \frac{2,032-10,5 \cdot 0,085}{1,35-1} \right] - 0,025 = 1,349 \text{ MPa} \quad (27)$$

Średnie ciśnienie efektywne:

$$p_e = p_i - p_t = 1,349 - 0,107 = 1,242 \text{ MPa} \quad (28)$$

Strata ciśnienia wynikająca z tarcia — wzory Pietrowa, Librowicza dla ZI:

$$p_t = 29,6 + 9,8 \cdot c_{sr} = 29,6 + 9,8 \cdot 7,88 = 106,8 \text{ kPa} = 0,107 \text{ MPa} \quad (29)$$

Średnia prędkość tłoka dla przyjętego  $n_{obr} = 3000 \text{ obr/min} = 50 \text{ obr/s}$ :

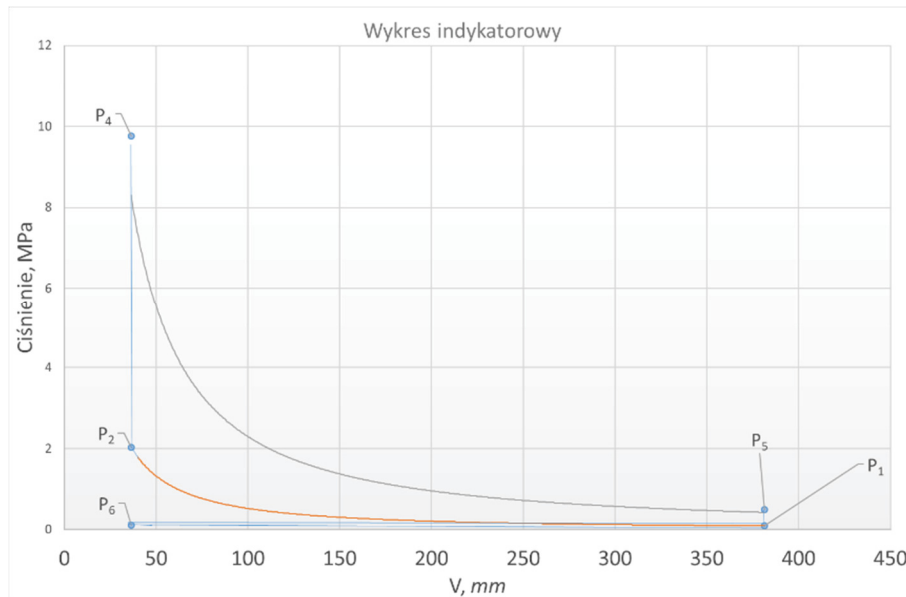
$$c_{sr} = 2 \cdot V_s \cdot n = 2 \cdot 78,8 \cdot 50 \cdot 10^{-3} \approx 7,88 \text{ m/s} \quad (30)$$

Sprawność mechaniczna:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{1,242}{1,349} \approx 0,921 \quad (31)$$

W wyniku obliczeń otrzymano następujący wykres indykatorowy:





Rysunek 2. Obieg porównawczy silnika ZI zasilanego wodorem  
 6 – 1 ssanie (dolot); 1 – 2 sprężanie; 2 – 3(4) spalanie; 4 – 5 rozprężanie;  
 5 – 6 wydech (wylot)

## 5. Podsumowanie i wnioski

W artykule przedstawiono projekt obiegu porównawczego bez uwzględnienia problemów technicznych wynikających z zasilania silnika spalinowego o zapłonie iskrowym wodorem. Wynikają one ze znacznych różnic właściwości wodoru względem benzyny, przede wszystkim takich jak:

- gęstość (problem z uzyskaniem w silniku spalinowym mocy na poziomie takim jak w wypadku zasilania benzyną – gęstość energetyczna),
- minimalna energia zapłonu (spalanie stukowe),
- szczelina tłumienia (zdolność przedostawania się wodoru do skrzyni korbowej oraz przez zawory do kolektora ssącego).

Kolejny problem stanowi wysoki stopień sprężania przyjęty dla projektowanego silnika, może on powodować wystąpienie zjawiska spalania stukowego.

W poniższej tabeli zestawiono parametry silników spalinowych podobnej konstrukcji. Zasilanie silnika wodorem powoduje znaczący wzrost średniego ciśnienia efektywnego, a zatem również sprawności ogólnej (porównanie projektowanego silnika z innymi podobnymi konstrukcyjnie silnika zasilanymi benzyną zestawiono w tabeli 3).

*Tabela 3 Zestawienie projektowanego silnika z podobnymi jednostkami zasilanymi tradycyjnym paliwem*

Marka samochodu	Silnik z projektowanym obiegiem	Renault Thalia II 1.4 8V	Peugeot 206
Liczba cylindrów	4	4	4
Liczba zaworów	8	8	8
Pojemność skokowa, cm <sup>3</sup>	1396	1390	1360
Skok tłoka, mm	78,8	79,5	77,0
Średnica tłoka, mm	75,1	70,0	75,0
Stopień sprężania	10,5	9/5	10,2
Średnie ciśnienie efektywne, MPa	1,349	0,848	0,882

### Literatura

1. ANDREA T.D., HENSHAW P.F., TING D.S.K.: The addition of hydrogen to a gasoline-fuelled SI engine. *Int. J. Hydrogen Energy*, 29(2004), 1541–1552.
2. URZĘDOWSKA W., STĘPIEŃ Z.: Tłokowe silniki spalinowe zasilane wodorem – wyzwania. *Nafta - Gaz*, 830-840 (2021).
3. SHADIDI B., NAJAFI G., YUSAF T.: A review of hydrogen as a fuel in internal combustion engines. *Energies* (2021), 6209.
4. SURYGAŁA J.: *Wodór jako paliwo*. Wydawnictwa Naukowo – Techniczne. Warszawa 2008.
5. NIEWIAROWSKI K.: *Tłokowe silniki spalinowe*. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności. Warszawa 1970.