



Ireneusz PIELECHA, Jakub CZAJKA, Krzysztof WISŁOCKI,
Przemysław BOROWSKI

WPLYW ZMIANY STOPNIA SPRĘŻANIA NA TERMODYNAMICZNE WSKAŹNIKI PROCESU SPALANIA W CYLINDRZE SILNIKA SPALINOWEGO

Streszczenie

Zmniejszanie geometrycznego stopnia sprężania silników o zapłonie samoczynnym jest powszechną praktyką stosowaną we współczesnym rozwoju takich jednostek. Skutkuje to zmianą parametrów termodynamicznych w cylindrze na początku spalania, a w konsekwencji na przebieg procesów cieplnych i uzyskiwane wskaźniki operacyjne silnika.

Artykuł zawiera omówienie wyników badań dotyczących parametrów panujących w cylindrze silnika o zapłonie samoczynnym podczas pracy przy dwóch różnych wartościach geometrycznego stopnia sprężania. Analizie poddano przebiegi ciśnienia w cylindrze, wartości średniego ciśnienia indykowanego, temperatury ładunku w cylindrze, wywiązywania ciepła oraz jednostkowego zużycia paliwa podczas pracy silnika.

WSTĘP

W silnikach spalania wewnętrznego przebiegi procesów cieplnych, szczególnie proces wywiązywania ciepła, istotnie zależą od parametrów termodynamicznych panujących w przestrzeni roboczej cylindra pod koniec procesu sprężania. Zależą one od całkowitego sprężu powietrza dostarczanego do cylindrów silnika, a więc zarówno od geometrycznego stopnia sprężania (ϵ), jak i sprężu (π_s) realizowanego w urządzeniu doładowującym umieszczonym w trakcie dolotowym silnika (dot. silników doładowanych). Wartości ciśnienia (P_C) i temperatury (T_C) ładunku w cylindrze na końcu suwu sprężania można wstępnie ocenić na podstawie zależności teoretycznych wg wzorów:

$$P_C = P_{\text{dol}} \cdot \epsilon^\kappa = P_{\text{ot}} \cdot \pi_s \cdot \epsilon^\kappa; \quad T_C = T_{\text{dol}} \cdot \epsilon^{\kappa-1} \text{ oraz: } \frac{T_{\text{dol}}}{T_{\text{ot}}} = 1 + \frac{1}{\eta_s} \cdot \left[\pi_s^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right],$$

gdzie: κ oznacza wykładnik izentropii sprężania, η_s – sprawność sprężania w sprężarce; indeks dol – parametry przed cylindrem, indeks ot – parametry otoczenia.

We współcześnie produkowanych silnikach dominują stałe wartości geometrycznego stopnia sprężania. Przy zachowaniu stałej wartości parametrów doładowania, lub gdy doładowanie nie jest stosowane, zwiększenie stopnia sprężania powoduje większe ciśnienie spalania, co wiąże się z uzyskaniem większego momentu obrotowego silnika przy spalaniu takiej samej ilości paliwa. W silnikach benzynowych zwiększając geometryczny stopień

sprężania uzyskuje się większą temperaturę końca sprężania mogącą powodować spalanie detonacyjne i stukowe. Przy największym obciążeniu silnik może pracować na granicy spalania stukowego. W sytuacji, gdy silnik pracuje z mniejszym obciążeniem, warunki pracy są dalekie od spalania stukowego. W takiej sytuacji zwiększenie stopnia sprężania prowadzi do większej sprawności przetwarzania energii. Chcąc zwiększyć wydajność silników w każdych warunkach obciążenia konstruktorzy proponują czasem silniki benzynowe ze zmiennym stopniem sprężania. Jak wynika z prac opublikowanych na temat takich silników, uzyskują one mniejsze zużycia paliwa do 30% w porównaniu do silnika konwencjonalnego o zbliżonej mocy. Prace na temat zmiennego geometrycznego stopnia sprężania prowadzili m.in. Rychter i Teodorczyk [5, 6]; obecnie znane są konstrukcje o zmiennym stopniu sprężania przedstawione przez firmy Saab – SVC [2, 7] oraz MCE-5 [11].

Odmienne wygląda sytuacja w silnikach o zapłonie samoczynnym. Współczynnik nadmiaru powietrza zawsze jest większy od 1, dlatego łatwiejszym sposobem na zwiększenie ciśnienia spalania jest zwiększenie masy powietrza dostarczanego przez odpowiedni układ doładowania, niż zwiększanie geometrycznego stopnia sprężania. Zwiększenie masy powietrza może także spowodować lepsze wymieszanie się paliwa z powietrzem [9] i dokładniejsze spalanie [3]. Ograniczeniem w tym przypadku jest emisja składników toksycznych w spalinach, szczególnie emisja tlenków azotu, która zwiększa się wraz ze zwiększaniem stopnia sprężania.

Z badań przedstawionych w pracy [8] wynika, że większy stopień sprężania pozwala na uzyskanie większej koncentracji mocy oraz mniejszego jednostkowego zużycia paliwa. Badania przedstawione w pracach [1, 4] ukazują, że zwiększony stopień sprężania zmniejsza jednostkowe zużycie paliwa podczas spalania różnych paliw.

Przedmiotem podjętych przez autorów badań było przeprowadzenie doświadczalnej weryfikacji zależności zmienności podstawowych wskaźników cyklu roboczego silnika o zapłonie samoczynnym w zależności od zmiany geometrycznego stopnia sprężania, w zakresie typowym dla współcześnie stosowanych konstrukcji.

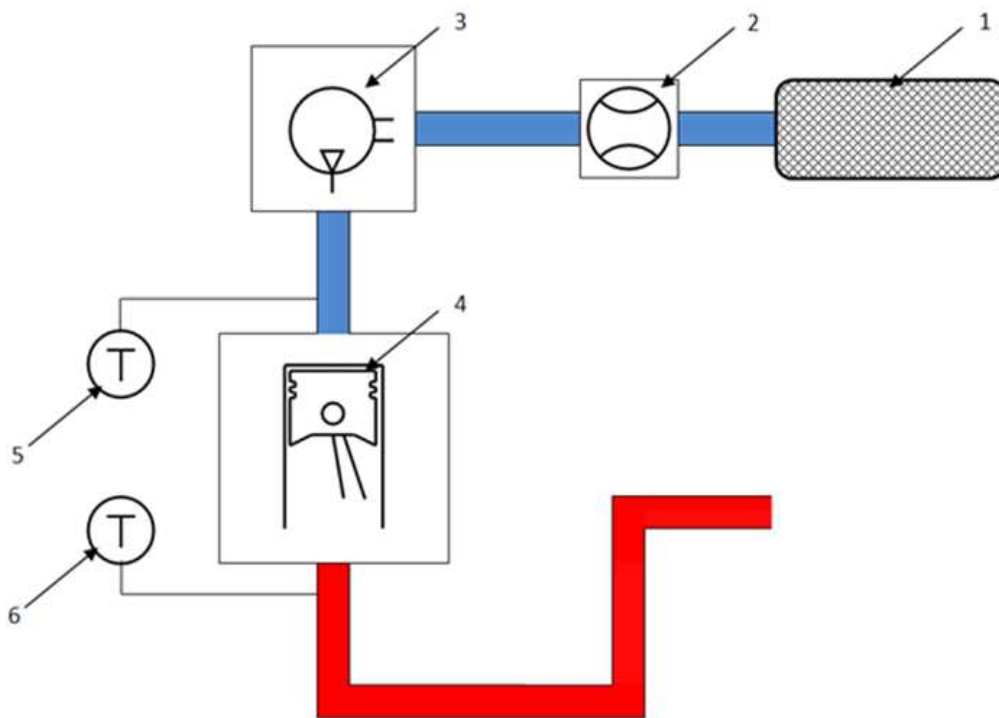
1. STANOWISKO BADAWCZE

Badania zostały przeprowadzone na jednocyldrowym silniku badawczym o zapłonie samoczynnym, typu AVL 5804, o pojemności 510,7 cm³, umożliwiającym wykonanie badań procesu spalania. Podczas pierwszej serii badań silnik pracował przy nominalnym stopniu sprężania wynoszącym $\varepsilon = 19$, a w serii drugiej – przy stopniu zmniejszonym do $\varepsilon = 16$. Zmianę taką uzyskano przez zainstalowanie uszczelki pod głowicą o zwiększonej grubości do 2 mm zamiast oryginalnej 0,6 mm. Silnik zasilany był z systemu wtrysku akumulatorowego *common rail* z zewnętrzną regulacją ciśnienia wtrysku. Oprogramowanie sterujące pracą silnika pozwoliło na regulację kąta wyprzedzenia wtrysku, czasu wtrysku oraz liczby dawek wtrysku przypadających na jeden cykl pracy silnika. Do silnika było dostarczane powietrze wstępnie sprężane w sprężarce Eaton M45 napędzanej silnikiem elektrycznym sterowanym falownikiem.

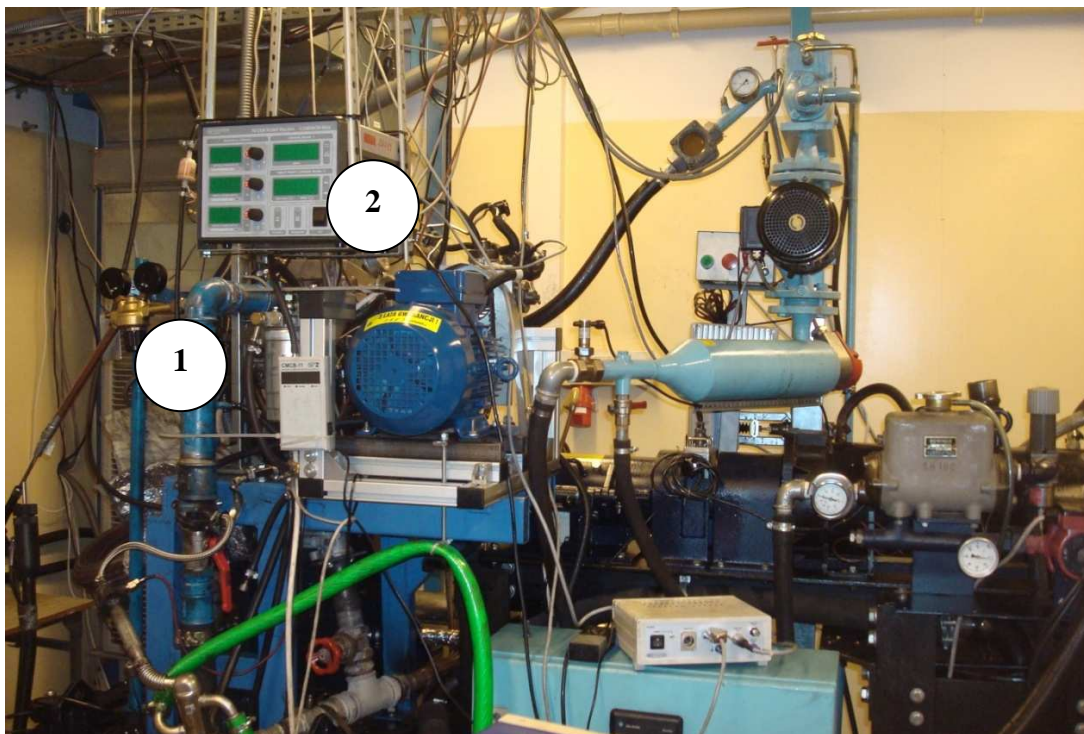
W skład aparatury pomiarowej wchodziły urządzenia:

- AVL Indiset 620 – system do pomiarów szybkozmiennych, m.in.: ciśnienia w cylindrze (piezokwarcowy czujnik ciśnienia firmy AVL typu QL61D o zakresie pomiarowym 0÷25 MPa), czasu i kąta wyprzedzenia wtrysku (por. opis [10]),
- miernik ciśnienia bezwzględnego – CMCB 11,
- termopara typu Pt100 (na dolocie powietrza) – zakres pomiaru $-50^{\circ}\text{C}\div 150^{\circ}\text{C}$,
- termopara typu K (na wylocie spalin) – zakres pomiaru $-50^{\circ}\text{C}\div 1370^{\circ}\text{C}$,
- przepływomierz ABB Sensyflow P – zakres pomiaru: 0÷720 kg/h.

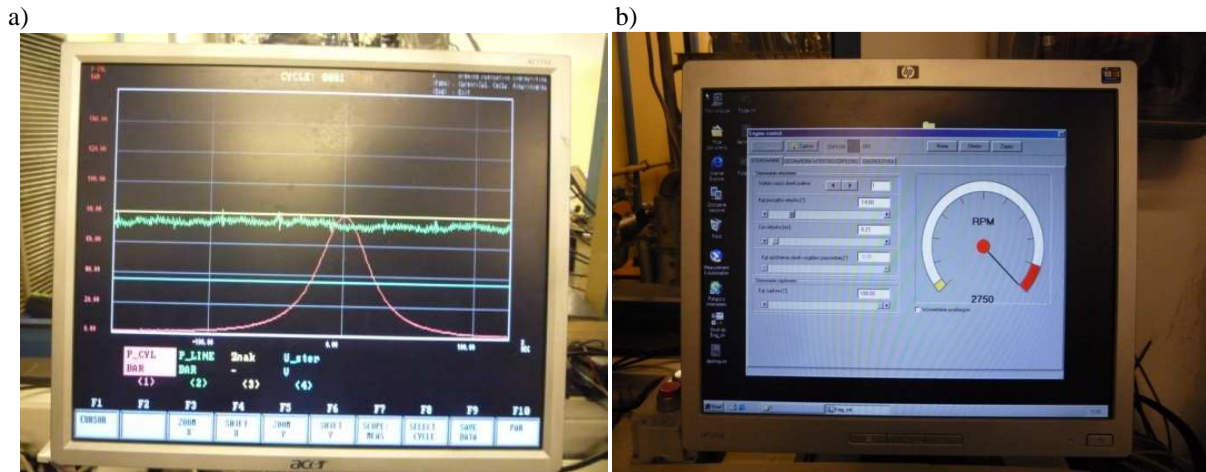
Schemat stanowiska z obiektem badawczym i aparaturą pomiarową został przedstawiony na rys. 1, a jego zdjęcie pokazano na rys. 2. Wygląd ekranów w trakcie badań przedstawiono na rys. 3.



Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego: 1 – filtr powietrza, 2 – przepływomierz powietrza, 3 – sprężarka mechaniczna, 4 – silnik, 5 – czujnik temperatury powietrza, 6 – czujnik temperatury spalin



Rys. 2. Widok stanowiska pomiarowego: 1 – silnik AVL5804, 2 – układ regulacji ciśnienia wtrysku paliwa realizowanego w systemie *common rail*



Rys. 3. Monitory kontrolne układów sterowania pracą silnika: a) AVL Indiset 620 do analizy przebiegów szybkozmiennych, b) system sterowania wtryskiem paliwa

2. BADANIA PARAMETRÓW PRACY SILNIKA PRZY RÓŻNYCH STOPNIACH SPRĘŻANIA

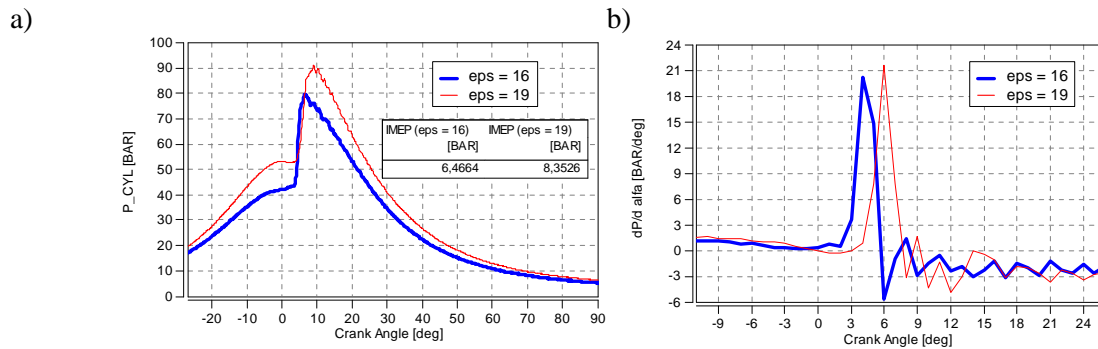
Badania zostały przeprowadzone dla 4 punktów pomiarowych przedstawionych w tabl. 1. Parametry zmienne to: prędkość obrotowa – n [obr/min], dawka paliwa na cykl – q_o [mg/wtrysk], ciśnienie wtrysku paliwa – P_{wtr} [bar], ciśnienie powietrza na dolocie P_{dol} [hPa] oraz kąt wywiązywania 50% ciepła – $a-Q50$ [°]. Dla każdego z punktów pomiarowych zostały przeprowadzone badania dla nominalnej wartości geometrycznego stopnia sprężania wynoszącej 19 oraz zmniejszonego stopnia sprężania równego 16.

Tab. 1. Parametry nastawiane i wynikowe pracy silnika

| Punkt pomiarowy | Nastawiane | | | | Wynikowe |
|-----------------|------------|----------|-----------|-----------|----------|
| | n | q_o | P_{wtr} | P_{dol} | $a-Q50$ |
| | [obr/min] | [mg/wtr] | [bar] | [hPa] | [°] |
| 1 | 1000 | 12 | 440 | 1017 | 9 |
| 2 | 1500 | 12 | 600 | 1017 | 10 |
| 3 | 1500 | 23 | 1200 | 1213 | 11 |
| 4 | 2000 | 17 | 1180 | 1120 | 8 |

W celu przeanalizowania efektów, jakie wywołała zmiana stopnia sprężania, przedstawiono następujące przebiegi szybkozmiennych: ciśnienie w cylindrze, wywiązywanie ciepła oraz średniej temperatury termodynamicznej ładunku w cylindrze. Przebiegi tych wielkości zaprezentowano dla 4. punktu pomiarowego i przedstawiono na rysunkach 4, 5 oraz 6. Grubą niebieską linią oznaczone zostały przebiegi dla stopnia sprężania o wartości 16, natomiast cienką czerwoną linią – dla stopnia sprężania 19.

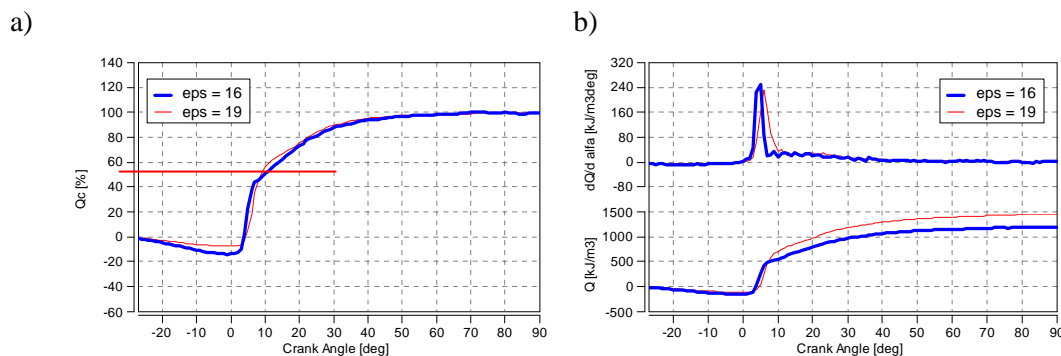
Przebieg zmiany ciśnienia w cylindrze dla punktu 4. przedstawiono na rys. 4. Dla większego stopnia sprężania (czerwona linia) zauważalne jest większe ciśnienie panujące w cylindrze podczas sprężania. Uzyskano o 27% większe ciśnienie w GMP oraz o 20% większe maksymalne ciśnienie spalania. Dzięki temu uzyskano o 29% większe średnie ciśnienie indykowane (p_i , IMEP) przy takiej samej dawce paliwa wtryskiwanej do cylindra. Ze wszystkich pomiarów jest to jedyny przypadek, w którym zaobserwowano większą wartość maksymalnego przyrostu ciśnienia ($dP/d\alpha$) dla mniejszego stopnia sprężania. Było to związane ze zmianą kąta wyprzedzenia wtrysku. Bez tej zmiany osiągnęte wartości $dP/d\alpha$ były by mniejsze.



Rys. 4. Przebiegi zmiany ciśnienia w cylindrze (a) oraz szybkości przyrostu ciśnienia (b) względem stopnia obrotu wału korbowego, dla 4. punktu pomiarowego wtrysku bez podziału dawki

Analiza przebiegu wywiązywania ciepła została pokazana na rys. 5 w postaci dwóch przebiegów. Pierwszy z nich przedstawia wywiązanie ciepła dla obu stopni sprężania w wartościach względnych odniesionych do całkowitej energii wywiązanej w cyklu (rys. 5a), drugi w jednostkowej ilości wywiązanego ciepła [kJ/m³] oraz jej szybkości (rys. 5b).

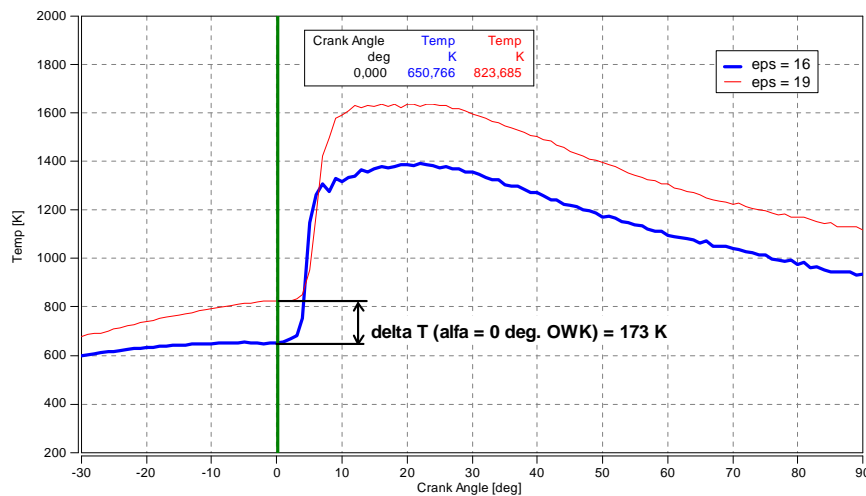
Przebiegi przedstawione na rys. 5a wskazują na to, że mimo zmienionego stopnia sprężania, korekta początku wtrysku paliwa pozwala uzyskać wywiązanie 50% ciepła przy takim samym kącie obrotu wału korbowego. Należy przy tym zauważyć, że szybkość wywiązywania ciepła różni się, szczególnie w okresie występowania maksymalnych wartości. Obserwuje się przy tym nieco wcześniejszą szybkość maksymalną przy mniejszym stopniu sprężania. Skrócenie fazy kinetycznego spalania bez wyraźnej fazy dyfuzyjnej powoduje, że wartości bezwzględne wywiązanego ciepła (przy $\epsilon = 16$) są mniejsze o około 23% w stosunku do stopnia sprężania $\epsilon = 19$. Oznacza to, że zmniejszenie stopnia sprężania powoduje pogorszenie parametrów termodynamicznych obiegu. W skompensowania pogorszenia parametrów pracy silnika konieczne jest zastosowanie dodatkowych zabiegów np. w postaci podziału dawki wtryskiwanego paliwa. W omawianej fazie badań ograniczono się jednak tylko do zmiany stopnia sprężania z jednoczesnym kontrolowaniem stałego, zadanego kąta wywiązywania 50% ciepła. Parametr ten jest obecnie często wykorzystywany przy optymalizacji procesu spalania bez pogarszania ogólnych wskaźników pracy.



Rys. 5. Przebieg wywiązania ciepła: (a) względny [%] oraz (b) jednostkowy [kJ/m³] (b) i szybkość wywiązania ciepła w cylindrze w [kJ/m³/°OWK] dla 4 punktu pomiarowego, bez podziału dawki paliwa

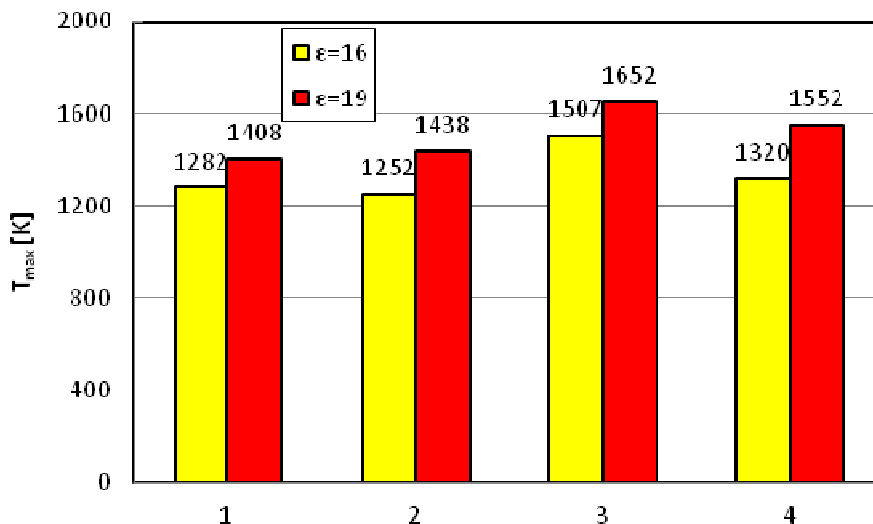
Przebieg średniej termodynamicznej temperatury ładunku w cylindrze został przedstawiony na rys. 6. Dla każdego z punktów pomiarowych większe wartości temperatury występują dla większego stopnia sprężania. Wartości temperatury w GMP przy stopniu sprężania wynoszącym 19 były o 27% większe niż przy stopniu sprężania 16. We wszystkich punktach pomiarowych uzyskano temperatury w GMP powyżej 600 K, co gwarantowało

istnienie warunków zapewniających samozapłon oleju napędowego (temperatura samozapłonu oleju napędowego wynosi około 540 K). Maksymalna średnia temperatura obiegu występująca w cylindrze była o 25% większa dla stopnia sprężania 19 w porównaniu do spalania przy $\epsilon = 16$.



Rys. 6. Przebieg temperatury T w cylindrze dla 4 punktu pomiarowego bez podziału dawki paliwa

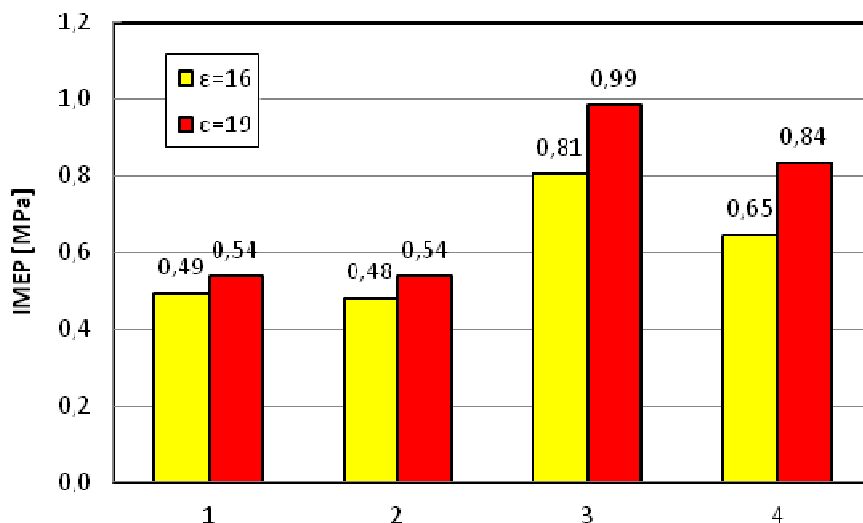
Analizie porównawczej poddano maksymalne wartości temperatury termodynamicznej ładunku występujące podczas spalania (temperatura lokalna płomienia jest zwykle wyższa). Rysunek 7 przedstawia maksymalne wartości takiej temperatury w komorze spalania dla obu stopni sprężania. W każdym punkcie porównawczym wystąpiła znacznie większa temperatura dla większego stopnia sprężania. Duże obciążenia silnika (ponad 50% – znaczna wartość dawki paliwa) powodują, że różnice w uzyskiwanych wartościach maksymalnych są coraz mniejsze (punkt 3 na rys. 7).



Rys. 7. Maksymalna temperatura termodynamiczna w cylindrze podczas spalania T_{max} wyznaczona z przebiegu indykatorowego (globalna a nie lokalna) dla punktów pomiarowych 1...4 przedstawionych w tabelicy 1, dla różnych wartości stopnia sprężania

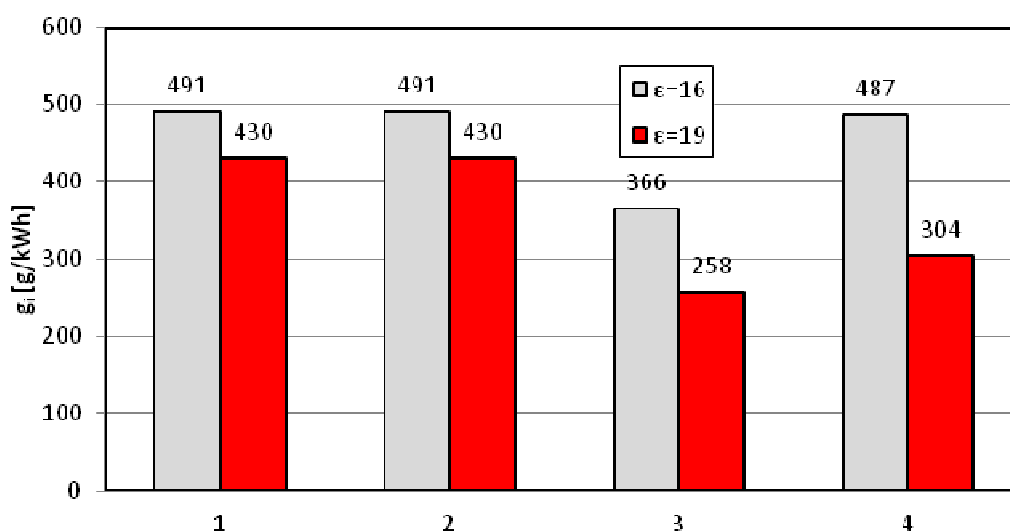
Na podstawie badań indykatorowych i interpretacji przebiegów szybkozmiennych ciśnienia w cylindrze wyznaczono także średnie ciśnienie indykowane (IMEP), a wyniki przedstawiono na rys. 8. Dla wszystkich punktów pomiarowych zauważalne są znacznie

większe wartości IMEP podczas spalania paliwa przy $\epsilon = 19$. Mniejsze różnice dotyczą niewielkich obciążeń silnika, gdyż zmiana stopnia sprężania w znacznie mniejszym stopniu wpływa na tę wielkość podczas obciążań małych i częściowych.



Rys. 8. Średnie ciśnienie indykowane IMEP silnika AVL5804 w punktach pomiarowych przedstawionych w tabelicy 1, dla różnych wartości stopnia sprężania

W uzupełnieniu obliczono także jednostkowe zużycie paliwa (indykowane), wynikające z masy zużytego paliwa i odniesione do średniego ciśnienia indykowanego. Wyniki tych obliczeń przedstawiono na rys. 9. Dla wszystkich pomiarów uzyskano mniejsze wartości jednostkowego indykowanego zużycia paliwa przy $\epsilon = 19$. Biorąc pod uwagę, że porównywanie wyników przeprowadzono dla poszczególnych punktów pomiarowych, a więc przy zachowaniu stałej prędkości obrotowej, wniosek ten jest równoważny stwierdzeniu większej sprawności cieplnej przy większym stopniu sprężania. Oznacza to, że przy zmniejszeniu stopnia sprężania zachowanie nie pogorszonej sprawności obiegu wymaga dodatkowych ingerencji w proces spalania; mogą one dotyczyć zarówno optymalizacji ciśnienia i kąta wtrysku paliwa, jak również zmiany geometrii komory spalania lub zwiększenia ciśnienia na wlocie do cylindra (zwiększone doładowanie).



Rys. 9. Jednostkowe zużycie paliwa g_i dla punktów pomiarowych przedstawionych w tabelicy 1

PODSUMOWANIE

Zmniejszenie stopnia sprężania powoduje konsekwentny spadek ciśnienia sprężania, co przekłada się na zmniejszenie maksymalnych wartości ciśnienia spalania. W konsekwencji uzyskuje się mniejsze średnie ciśnienie indykowane, a więc także mniejszy moment obrotowy. Zmniejszenie stopnia sprężania powoduje także większe jednostkowe zużycie paliwa. Wystąpienie mniejszych wartości ciśnienia sprężania oraz spalania przy mniejszym stopniu sprężania powoduje zmniejszenie wartości temperatury podczas spalania. Może to mieć korzystny wpływ na emisję związków toksycznych w spalinach, gdyż obniżenie temperatury w cylindrze sprzyja ograniczaniu emisji tlenków azotu; jest to jeden z czynników występujących przy spalaniu niskotemperaturowym (ang.: *Low Temperature Combustion*). Wówczas zauważalne są jednak mniejsze wartości maksymalne wywiązanego ciepła.

Sposobem na poprawę przedstawionych parametrów pracy silnika może być podział dawki paliwa wraz ze zmianą parametrów wtrysku oraz optymalizacją komory spalania. Badania takie są obecnie prowadzone w Zakładzie Silników Spalinowych Politechniki Poznańskiej.

AN INFLUENCE OF COMPRESSION RATIO'S CHANGE ON THERMODYNAMIC INDEXES OF THE COMBUSTION IN CYLINDER OF IC ENGINE

Abstract

A reduction of the compression ratio in diesel engines is a common trend in the development of these sources of propulsion. The paper discusses the results of the investigations related to the parameters of a diesel engine during operation at two different values of the engine compression ratio. The author analyzes the courses of the cylinder pressure, mean indicated pressure, cylinder temperature, heat release and unit fuel consumption.

BIBLIOGRAFIA

1. Anand R. i in.: *The performance and emissions of a variable compression ratio diesel engine fuelled with bio-ZS from cotton seed oil*, Journal of Engineering and Applied Sciences, nr 9, 2009.
2. Haraldsson G. i in.: *HCCI Combustion Phasing with Closed-Loop Combustion Control Variable Compression Ratio in a Multi Cylinder Engine*, SAE 2003-01-01830
3. Pielecha I., Wiśłocki K., Czajka J., Maslennikov D.: *Determination of the Self-Ignition Delay for Different Types of Diesel Fuels*, W2P014, Work-in-progress, 34th International Symposium on Combustion, Warsaw 2012.
4. Raheman H., Ghadge S.V.: *Performance of diesel engine with biodiesel at varying compression ratio and ignition timing*, Fuel, nr 87, 2008.
5. Rychter T., Teodorczyk A.: *Variable Compression Ratio Engine – VR/LE Concept*, Biuletyn Instytutu Techniki Ciepłej Politechniki Warszawskiej, Nr 79, 1995.
6. Rychter T., Teodorczyk A. i in.: *A Theoretical Study of a Variable Compression Ratio Turbocharged Diesel Engine*, Proc.Instn Mech Engrs, Vol 206, Part A: Journal of Power and Energy, 1992.
7. Saab Automobile AB: *Informacja prasowa 06/00*, Warszawa 2000.

8. Siva A. i in.: *Investigation on Performance and Exhaust Emissions for Different Compression Ratios of LHR Extended Expansion Engine*, International Journal of Advance Engineering Sciences and Technologies, nr 11, 2011.
9. Wisłocki, K., Pielecha, I., Czajka, J., Stobnicki, P.: *Experimental and Numerical Investigations into Diesel High-Pressure Spray – Wall Interaction under Various Ambient Conditions*, SAE 2012 International Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting, SAE Technical Paper 2012-01-1662, 2012.
10. www.avl.com z dnia 28.09.2012
11. www.mce-5.com z dnia 28.09.2012

Autorzy:

dr inż. Ireneusz PIELECHA – Politechnika Poznańska

dr inż. Jakub CZAJKA – Politechnika Poznańska

dr hab. inż. Krzysztof WISŁOCKI, prof. PP – Politechnika Poznańska

mgr inż. Przemysław BOROWSKI – Politechnika Poznańska