

INVESTIGATION OF NEW COMBUSTION SYSTEM WITH PRECHAMBER FOR SPARK IGNITION ENGINES

Tomasz Leżański, Piotr Wolański

*Warsaw University of Technology
Institute of Heat Engineering
Nowowiejska 21/25 Warsaw, Poland
tel.: +48 22 2345266
e-mail lezański@itc.pw.edu.pl*

Abstract

In the study the high speed Schlieren photographs of combustion process and suitable pressure traces in cylinder, in experimental four cylinder four stroke internal combustion engine with the new combustion system, are presented. The new combustion system for spark ignition is the original system in which combustion chamber is divided into the prechamber and main chamber. The research engine was modified to operate with one cylinder only, but the other three cylinders operated without combustion. The cylinder head of this engine was equipped with specially designed lateral valve timing system. The research cylinder was equipped with quartz windows, mirrors and lenses system to provide optical access into the combustion chamber, in parallel direction to the cylinder axis. The crankshaft of research engine was driven with electric motor by the belt gear, with constant speed of 750 rpm. Research conditions: volume of prechamber – 27% of total volume combustion chamber and orifice diameter in partition – 3mm were established in research using rapid compression machine. The ignition advance angle in range of 0°CAD (TDC) to 30°CAD BTDC was changed. For these conditions the maximum values of pressure in combustion chamber and the best of combustion efficiency were obtained. The research clearly demonstrates that ignition timing play a main role in combustion intensification, because energy of burning mixture spray, which flows out from orifice in partition, depends on the ignition advance angle. In this research the best ignition timing, for test conditions, was determined.

Keywords: *internal combustion engines spark ignition engines, combustion, combustion chamber, prechamber, ignition timing, visualization of combustion process*

BADANIA NOWEGO SYSTEMU SPALANIA DLA SILNIKÓW O ZAPŁONIE ISKROWYM Z PÓŁOTWARTĄ KOMORĄ SPALANIA

Streszczenie

W artykule zaprezentowano fotografie Schlieren procesu spalania oraz wyniki pomiarów ciśnienia w cylindrze w eksperymentalnym czterocylindrowym czterosuwowym silniku z nowym systemem spalania. Nowy system spalania silnika z zapłonem iskrowym jest oryginalnym systemem, w którym komora spalania jest podzielona na komorę wstępną i główną. Silnik badawczy został zmodyfikowany w taki sposób, żeby pracował na jednym cylindrze, a pozostałe trzy cylindry pracowały bez zapłonu.

W cylindrze badawczym umieszczono system wzierników i lusterek pozwalających na przekazywanie obrazu spalania do szybkiej kamery fotograficznej. Silnik badawczy był napędzany silnikiem elektrycznym z prędkością obrotową 750 obr/min. Warunki badań: objętość komory wstępnej 27%, średnica otworu w przegrodzie – 3mm. W badaniach zmieniano kąt wyprzedzenia zapłonu w granicach 0° OWK - 30° OWK przed GMP. Stwierdzono istnienie optymalnej wartości kąta wyprzedzenia zapłonu dla tych warunków badań. W pracy przedstawiono: stanowisko badawcze oraz wybrane przebiegi procesu spalania. Stwierdzono istotny wpływ wstępnej komory spalania na intensyfikację procesu spalania w silniku.

Słowa kluczowe: *silniki spalinowe, silniki o zapłonie iskrowym, spalanie, komory spalania, komory wstępne, kąt wyprzedzenia zapłonu, wizualizacja procesu spalania*

1. Wstęp

Konieczność zmniejszenia emisji dwutlenku węgla i toksycznych składników spalin wymusza prowadzenie prac nad doskonaleniem systemów spalania. Systemy spalania, wraz z systemami przygotowania mieszaniny palnej, mają bowiem największy wpływ na zużycie paliwa i toksyczność spalin [3]. Niska zawartość składników toksycznych na wyjściu z silnika pozwoliłaby także na zwiększenie trwałości układów katalitycznych, które są niezbędne, w odniesieniu do obecnie eksploatowanych silników.

Jedną z metod ograniczenia zużycia paliwa i emisji toksycznych składników spalin jest zastosowanie systemów spalania z dzielonymi komorami spalania, w których zapłon następuje w komorze wstępnej, na ogół od iskry elektrycznej. Wypływająca z komory wstępnej struga palącej się mieszaniny i spalin o dużej energii powoduje zapłon mieszany w komorze głównej [6]. Dzięki temu, że struga wypływająca z komory wstępnej szybko przemieszcza się przez główną komorę spalania, proces spalania ulega skróceniu.

Zastosowanie systemu z komorami dzielonymi umożliwia uzyskanie niezawodnego zapłonu i pełnego spalania przy zasilaniu silników ubogimi mieszaninami. Dzięki zastosowaniu ubogich mieszanin można obniżyć emisję składników toksycznych spalin, w szczególności trudnych do utylizacji tlenków azotu, ponieważ spalanie odbywa się w niskiej temperaturze, która ma decydujący wpływ na ograniczenie tworzenia NO_x [3,9]. W takich warunkach można też uzyskać najwyższą sprawność spalania i najwyższą sprawność indykowaną silnika.

2. Nowy system spalania

Zaproponowany nowy system spalania z półotwartą komorą spalania ma na celu wykorzystanie pozytywnych cech systemów spalania z komorą dzieloną, przy wyeliminowaniu ich wad [8,7,10,4]. Główną wadą komór wstępnych jest trudność opróżniania ze spalin natomiast zaproponowana konstrukcja wstępnej, półotwartej komory spalania umożliwia bardzo łatwe usuwanie spalin. Komora spalania ma przegrodę oddzielającą komorę wstępną od komory głównej. Przestrzeń komory wstępnej jest w pełni oddzielona od komory głównej tylko w czasie, kiedy tłok znajduje się w pobliżu GMP, natomiast w pozostałej części cyklu komora wstępna jest całkowicie otwarta. W przegrodzie, oddzielającej komorę wstępną od komory zasadniczej, znajduje się otwór, który może być umieszczony w dowolnym miejscu przegrody. Zapłon mieszaniny, o jednakowym składzie w komorze wstępnej i zasadniczej odbywa się za pomocą iskry elektrycznej. Miejsce zapłonu w komorze wstępnej może być dobrane dowolnie. Po zapaleniu mieszaniny ciśnienie w komorze wstępnej wzrasta, po czym następuje wypływ strumienia palącej się mieszaniny i spalin przez otwór oraz szczelinę między przegrodą i denkiem tłoka. Proporcja wypływu strumienia przez otwór i szczelinę zależy od tego z jakim wyprzedzeniem, w stosunku do GMP, nastąpił zapłon i w jakim położeniu jest w danym momencie tłok. Od strumienia wypływającego z komory wstępnej zapala się mieszanina w komorze głównej. Następuje zawirowanie i turbulizacja mieszaniny znajdującej się w komorze głównej, co sprzyja intensyfikacji procesu spalania.

Głównymi problemami związanymi z zastosowaniem tego systemu są: właściwy wybór proporcji objętości komory wstępnej do całkowitej objętości komory spalania; proporcje wymiarowe komory wstępnej; położenie miejsca zapłonu; wymiary otworu (lub otworów) w przegrodzie i miejsce ich umieszczenia.

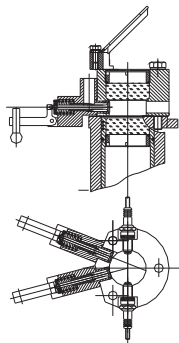
W artykule przeanalizowano wady i zalety tego nowego rozwiązania, co pozwoliło na zaproponowanie rozwiązania konstrukcyjnego i metodyki badań. Badania przeprowadzono w maszynie pojedynczego sprężu i w specjalnie przystosowanym silniku badawczym, pozwalającym na wizualizację procesu spalania. W niniejszym artykule zaprezentowano wyniki badań przy zastosowaniu silnika badawczego, natomiast wyniki badań przy zastosowaniu MPS są przedmiotem innej publikacji [2].

3. Stanowisko i silnik badawczy

Badania zostały przeprowadzone na stanowisku wyposażonym w specjalnie przygotowany do badań wizualizacyjnych tłokowy silnik spalinowy [6]. Był to czterocylindrowy, czterosuwowy silnik tłokowy, w którym na jednym z cylindrów zamocowano cylinder badawczy a pozostałe trzy cylindry wyposażono w masy imitujące działanie układu korbowego, zachowując jego charakterystyki dynamiczne. Cylinder badawczy został wydłużony, aby zmieścić specjalny tłok badawczy. W denku tłoka i w głowicy silnika umieszczono okrągłe wzierniki ze szkła kwarcowego. W dolnej części wewnątrz tłoka, umieszczono zwierciadło płaskie pod kątem 45°. Dzięki temu możliwa była obserwacja, za pomocą smugoskopu, zjawisk zachodzących w komorze spalania. Silnik był zasilany jednorodną mieszaniną palną propan-butan/powietrze, która była uzyskiwana w mieszalniku, w układzie dolotowym. Ilość gazu była dozowana precyzyjnym zaworem dozującym. Silnik elektryczny zapewniał stałą prędkość obrotową silnika badawczego - 750 obr/min. Zapłon silnika mógł być realizowany za pomocą konwencjonalnego układu zapłonowego z przerywaczem lub elektronicznego układu zapłonowego o regulowanym czasie przeskoku i trwania iskry oraz regulowanej energii zapłonu. Parametry silnika badawczego były następujące:

średnica tłoka	77 mm,	stopień sprężania	6,5,
skok tłoka	0,5 mm	objętość cylindra	28 cm ³ .

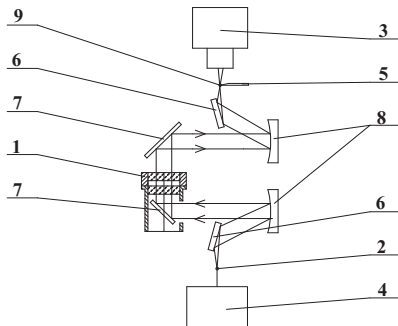
Na rys.1 przedstawiono konstrukcję cylindra i głowicy silnika badawczego, a na rys.2 widok głowicy z komora wstępną. Charakterystyczne jest boczne ustawienie zaworów dolotowego i wydechowego, co wymagało zastosowania specjalnego układu rozrządu.



Rys. 1. Konstrukcja cylindra i głowicy silnika badawczego
Fig. 1. Cylinder and cylinder head,



Rys. 2. Widok głowicy z komora wstępną
Fig. 2. View of cylinder head with prechamber



Rys. 3. Schemat układu optycznego

1. głowica, 2. źródło światła, 3. kamera, 4. układ sterujący,
5. nóż optyczny, 6,7. zwierciadła płaskie, 8. zwierciadła
wklęsłe, 9. ognisko zwierciadła

Fig. 3. Schematic of schlieren optical system 1. cylinder head,
2. light source (LED), 3. camera, 4. electronic control unit,
5. optical knife, 6,7. plane mirrors, 8. concave mirrors,
9. mirror focus



Rys. 4. Widok silnika na stanowisku badawczym
Fig. 4. View of research engine in experimental set up

Na rys. 3 przedstawiono schemat układu optycznego stosowanego w badaniach. W skład układu smugoskopu wchodziły: zwierciadła płaskie i wklęsłe, źródło światła, nóż optyczny, układ sterujący i kamera bębnowa. Przestrzeń badawcza była oświetlana impulsowo diodą laserową o czasie ekspozycji 10 μ s z częstotliwością zadawaną za pomocą układu sterowania. Światło od diody laserowej przechodziło przez system zwierciadeł i przestrzeń badawczą. Obraz był rejestrowany za pomocą kamery bębnowej na filmie czarno-białym o czułości 800 ASA, z częstotliwością 2500 klatek na sekundę.

Widok silnika badawczego na stanowisku badawczym (bez układu optycznego) przedstawiono na rys. 5.

Do pomiaru szybkozmiennego ciśnienia stosowano czujnik piezokwarcowy Kistler 6053B o zakresie mierzonych ciśnień 0-25 MPa oraz wzmacniacz Kistler 5011A. Położenie wału korbowego określano na podstawie sygnałów z przetwornika optycznego PFI 60, zamocowanego do końcówki wału korbowego. Akwizycji wyników badań ciśnień szybkozmiennych dokonywano przy pomocy systemu Indiskope 427 firmy AVL oraz komputera klasy PC, który był także wykorzystywany do sterowania przebiegiem próby.

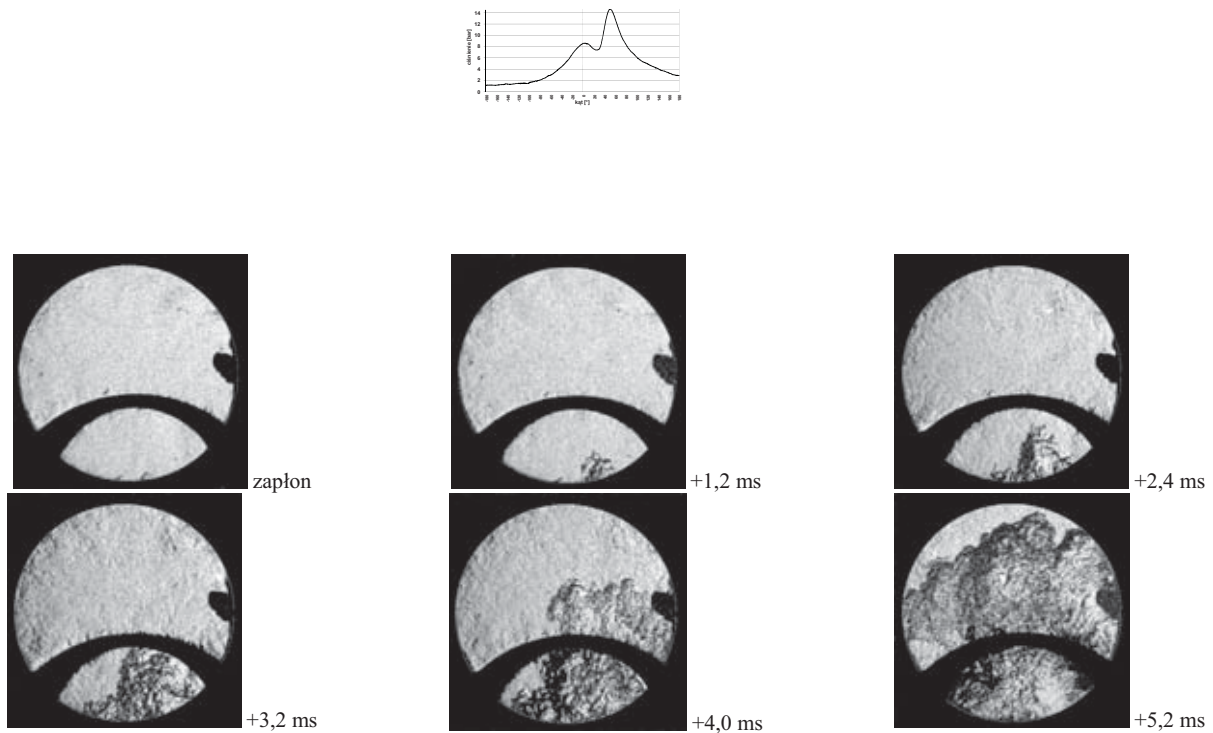
Przebieg próby był następujący: po ustawieniu czasu wyprzedzenia zapłonu i czasu otwarcia zaworu zasilania gazem, uruchamiano komorę bębnową. Po uzyskaniu przez nią odpowiedniej prędkości obrotowej, uruchamiano silnik (za pomocą silnika elektrycznego) i po osiągnięciu przez silnik prędkości obrotowej 750 obr/min uruchamiano komputerowy układ sterowania, który sterował dalszym przebiegiem próby, tzn. uruchamiał w odpowiednim czasie układ zasilania gazem, układ zapłonu, świecenie diody (błyskanie), a po zakończeniu próby wyłączał kolejne układy.

4. Wyniki badań

Wyniki badań zostały uzyskane w postaci wykresów indyktorowych oraz fotografii przebiegu procesu spalania w komorze spalania. Ze względu na ograniczoną ilość miejsca zamieszczono fotografie tylko dwóch, najbardziej charakterystycznych przebiegów spalania różniących się kątem wyprzedzenia zapłonu, tzn. 0° OWK oraz 27° OWK przed GMP. Wszystkie przebiegi spalania uzyskano przy stałej prędkości obrotowej silnika badawczego 750 obr/min. Średnica otworu w przegrodzie wynosiła 3 mm.

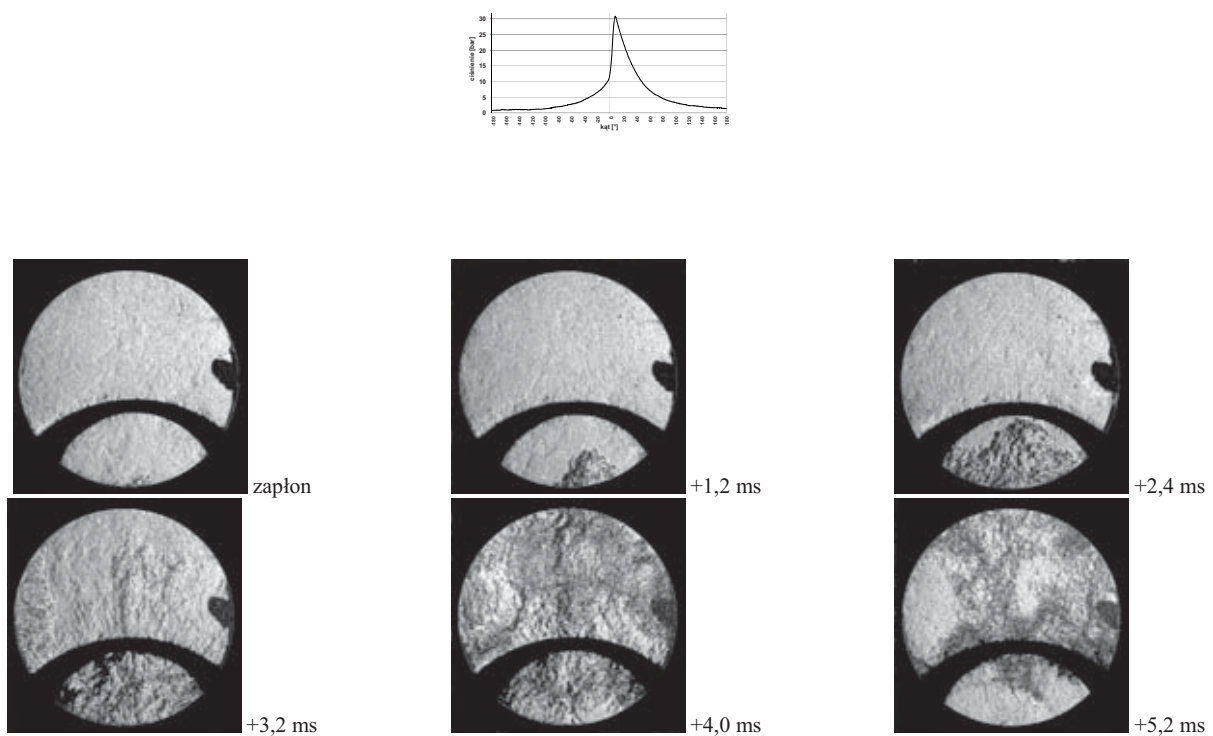
Na rys. 5 przedstawiono przebieg spalania, w komorze spalania silnika dla przypadku, kiedy zapłon następował w położeniu GMP tłoka, czyli wyprzedzenie zapłonu wynosiło 0° OWK. Widać bardzo powolny rozwój procesu spalania w komorze wstępnej. W czasie zapłonu, kiedy komora wstępna jest zamknięta (minimalny luz między płaszczyzną denka tłoka a przegrodą około 0,1 mm), różnica ciśnień między komorą wstępną a komorą zasadniczą była na tyle mała, że nie następował wypływ strumienia palącej się mieszaniny i spalin z komory wstępnej. Dopiero, kiedy szczelina między przegrodą a denkiem tłoka miała przekrój większy niż przekrój otworu w przegrodzie, paląca się mieszanina zaczęła wypływać z komory wstępnej do komory głównej. Nastąpiło to po około 3,6 ms od chwili zapłonu a więc po około 16° OWK za GMP. Najbardziej intensywny proces spalania obserwuje się, kiedy tłok odsunął się od położenia GMP o ok. 50° OWK, czyli po 11,2 ms. Na wykresie indyktorowym widać, że do około 15° OWK przebieg ciśnienia pokrywa się z krzywą sprężania. Dopiero od tego momentu obserwuje się wzrost ciśnienia równoważący spadek ciśnienia w wyniku rozprężania. Po około 32° OWK następował szybki wzrost ciśnienia. Maksymalną wartość ciśnienia uzyskano w położeniu około 50° OWK. Ciśnienie było niewiele większe niż ciśnienie sprężania bez spalania (ciśnienie max 14.6 bar; ciśnienie sprężania; 8.9 bar)

Na rys.6 przedstawiono przebieg spalania, w odniesieniu do przypadku, kiedy kąt wyprzedzenia zapłonu wynosił 27° OWK przed GMP. Na kolejnych fotografiach widać jak stopniowo po zapłonie rozprzestrzenia się proces spalania, początkowo tylko w komorze wstępnej.



Rys. 5. Przebieg spalania w komorze spalania silnika badawczego; objętość komory wstępnej – 30% kąt wyprzedzenia zapłonu 0° OWK, prędkość obrotowa – 750 obr/min

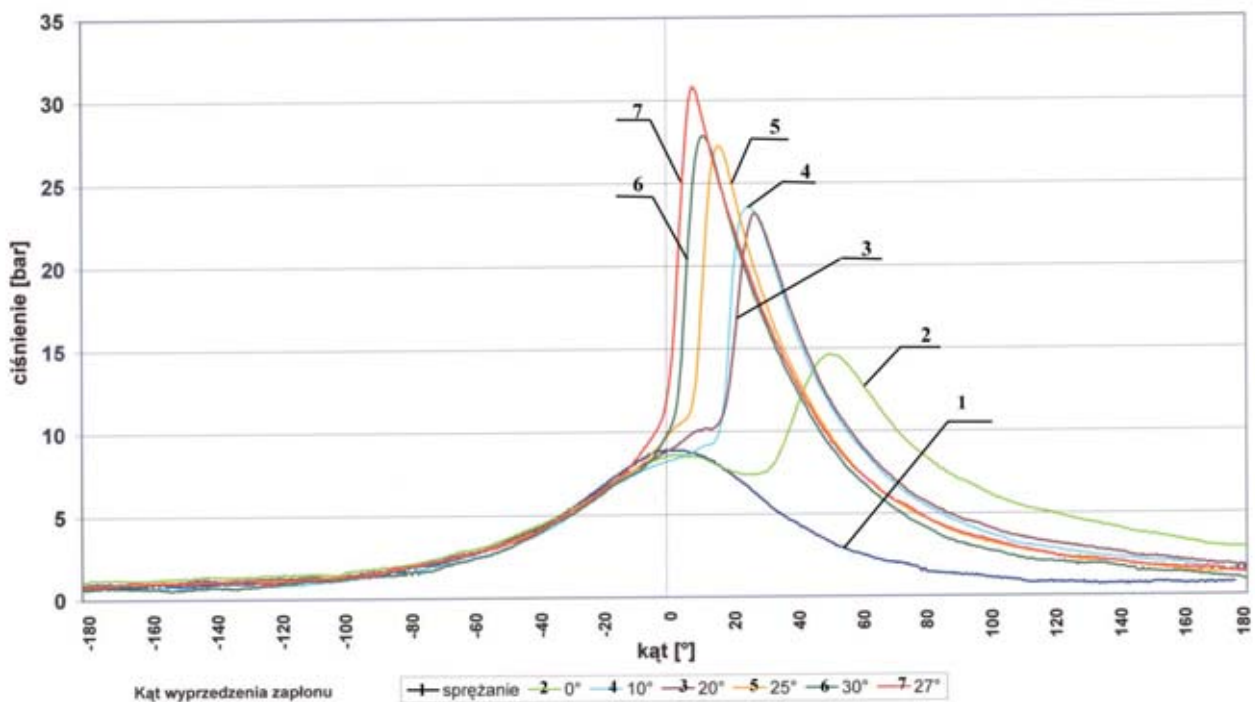
Fig. 5. Schlieren photographs of combustion process in combustion chamber of research engine; prechamber volume – 30%, ignition timing 0° CA (TDC), engine speed – 750 rpm



Rys. 6. Przebieg spalania w komorze spalania silnika badawczego; objętość komory wstępnej – 30%, kąt wyprzedzenia zapłonu – 27° OWK przed GMP, prędkość obrotowa silnika – 750 obr/min

Fig. 6. Schlieren photographs of combustion process in combustion chamber of research engine; prechamber volume – 30%, ignition timing 27° BTDC, engine speed – 750 rpm

Po około 2,4 ms ciśnienie w komorze wstępnej jest już na tyle wysokie, że następuje wypływ palącej się mieszaniny z komory wstępnej do komory głównej. Prędkość przemieszczania się strumienia jest większa, niż prędkość propagacji płomienia w kierunku prostopadłym do kierunku ruchu strumienia, tak że po stosunkowo krótkim czasie (około 3,6 ms) w całej komorze spalania następowało spalanie. W przypadku poprzednim (wyprzedzenie zapłonu 0° OWK), jeszcze po czasie 5,2 ms od chwili zapłonu, tylko w 85% objętości komory spalania występowało spalanie. Kolejne fotografie pokazują wpływ otworu w przegrodzie na przebieg spalania. Widać wyrównywanie się gęstości palącej się mieszaniny i spalin w obu komorach. Na wykresie indykatorowym można zauważyć, że do około 10° OWK przed GMP przebieg ciśnienia pokrywał się z przebiegiem ciśnienia sprężania bez spalania. Dopiero po przekroczeniu tej wartości nastąpił szybki wzrost ciśnienia w komorze spalania, przy czym maksymalna wartość ciśnienia w komorze spalania została osiągnięta po około 8° OWK po GMP. Uzyskana maksymalna wartość ciśnienia 30,9 bar była 2,1 raza większa, niż w przypadku wyprzedzenia zapłonu 0° OWK. Tak wysoka wartość ciśnienia maksymalnego jest niewątpliwie spowodowana wpływem dużej prędkości strugi wypływającej przez otwór między komorą wstępną i komorą zasadniczą. Dzięki temu, że w chwili, kiedy tłok znajduje się w pobliżu GMP, proces spalania w komorze wstępnej jest silnie rozwinięty to istnieje duża różnica ciśnień między komorą wstępną i zasadniczą. Tak więc następuje wypływ strumienia o dużej energii z komory wstępnej, który propaguje przez całą przestrzeń komory zasadniczej, powodując w niej zapłon kolejnych warstw mieszaniny. Wypływ przez szczelinę między denkiem tłoka a przegrodę jest niewielki, gdyż szczelina ta ma niewielki przekrój, kiedy tłok znajduje się w pobliżu GMP. Na fotografiach smugowych wyraźnie widać, jak w efekcie wypływu strumienia palącej się mieszaniny z komory wstępnej następuje wyrównywanie ciśnienia w komorze wstępnej i głównej.

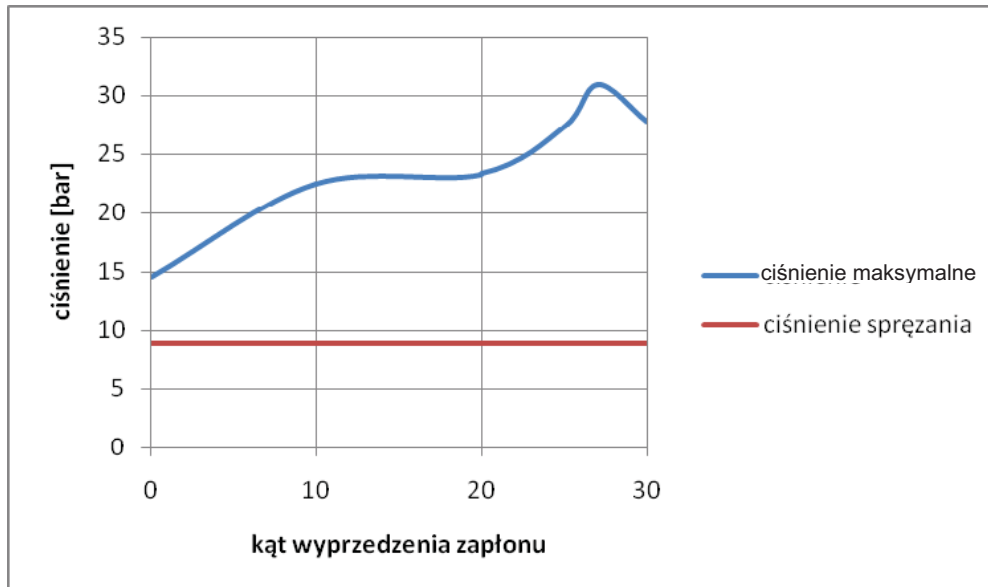


Rys. 7. Przebieg ciśnienia w komorze spalania silnika w przypadku różnych kątów wyprzedzenia zapłonu; objętość komory wstępnej – 30%, prędkość obrotowa silnika – 750 obr/min

Fig. 7. Cylinder pressure versus crank angle for different ignition timing: prechamber volume – 30%, engine speed – 750 rpm

Na rys.7 przedstawiono wykresy indykatorowe uzyskane podczas prób na silniku badawczym, w odniesieniu do różnych kątów wyprzedzenia zapłonu od 0° OWK do 30° OWK przed GMP.

Widać, że najbardziej korzystne było wyprzedzenie zapłonu 27° OWK przed GMP, gdyż uzyskano wówczas najwyższą wartość ciśnienia maksymalnego z niewielkim przesunięciem w stosunku do położenia GMP tłoka, co zapewnia najwyższą sprawność obiegu. Im mniejszy był kąt wyprzedzenia zapłonu tym niższe były wartości ciśnienia maksymalnego i tym bardziej odsunięte poza GMP tłoka, a więc można oczekiwać coraz mniejszych sprawności obiegu. Również w przypadku większej wartości kąta wyprzedzenia zapłonu niż 27° OWK, tzn. 30° OWK, uzyskano niższą wartość ciśnienia maksymalnego, bardziej przesuniętą poza GMP tłoka.



Rys. 8. Zależność między wartością ciśnienia maksymalnego a kątem wyprzedzenia zapłonu, objętość komory wstępnej – 30%, średnica otworu dyszowego – 3mm, prędkość obrotowa silnika – 750 obr/min

Fig. 8. Maximum cycle pressure versus ignition timing; prechamber volume – 30%, orifice diameter – 3mm, engine speed – 750 rpm

Na rys. 8 przedstawiono zależność między wartością ciśnienia maksymalnego a kątem wyprzedzenia zapłonu. Przyczyną widocznych różnic w p_{\max} jest wzajemne oddziaływanie wypływu przez otwór w przegrodzie oraz szczelinę między denkiem tłoka a przegrodą. Im bardziej intensywny jest wypływ palącej się mieszaniny przez otwór w przegrodzie, co zapewnia szybszą penetrację mieszaniny w komorze zasadniczej przez strumień wypływający z komory wstępnej, tym większy obserwuje się wpływ otworu w przegrodzie na szybkość narastania ciśnienia. Strumień wypływający przez szczelinę, nie ma bowiem takich zdolności penetracyjnych, gdyż powierzchnia szczeliny jest znacznie większa więc i energia strumienia na jednostkę powierzchni jest znacznie mniejsza.

5. Wnioski

Przeprowadzone badania w silniku badawczym pozwalają wysnuć następujące wnioski:

1. Nowy system spalania z półotwartą komorą spalania silnika pracującego na ładunku jednorodnym pozwala na intensyfikację procesu spalania, czego efektem jest wzrost ciśnienia maksymalnego i sprawności cyklu.
2. Kąt wyprzedzenia zapłonu ma istotny wpływ na wartość ciśnienia maksymalnego i sprawność cyklu.
3. Dzięki zastosowaniu półotwartej komory wstępnej poprawie ulega niezawodność i powtarzalność zapłonu.

4. Strumień palącej się mieszaniny i spalin, wypływający z komory wstępnej, musi mieć tak dużą energię, aby przemieszczał się przez zasadniczą komorę spalania szybciej niż czoło płomienia, dzięki czemu intensyfikacji ulega proces spalania w silniku.
5. Głównym problemem z zastosowaniem nowego systemu JDC jest właściwy dobór stosunku objętości i kształtu komory wstępnej oraz zasadniczej, kąta wyprzedzenia zapłonu, średnicy i miejsca umieszczenia otworu w przegrodzie.

Podziękowanie: Niniejsza praca została zrealizowana w ramach Projektu Badawczego Nr 4T12D 029 30 finansowanego przez Ministerstwo Nauki i Informatyzacji i zawiera wybrane wyniki przeprowadzonych badań.

Literatura

- [1] Glassman, I., *Combustion*, Academic Press. San Diego, 1996.
- [2] Glinka, W., Leżański, T., Wolański, P., *Badanie procesu spalania w maszynie pojedynczego sprzężu z wykorzystaniem szybkiej fotografii smugowej*, (przekazane do publikacji w Journal of KONES. Internal Combustion Engines, Vol.14,) 2007.
- [3] Heywood, J. B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, New York, 1988.
- [4] Kowalewicz A., *Systemy spalania szybkoobrotowych tłokowych silników spalinowych*, WKŁ, Warszawa 1990.
- [5] Leżański, T., Rychter, T., Teodorczyk, A., *Prechamber Combustion System Studiem using Rapid Compression Machine*. Journal of KONES. International Combustion Engines. Vol.7, no 1-2. Warsaw-Lublin, 2000.
- [6] Leżański, T., Rychter, T., Teodorczyk A., *Badanie systemu spalania silnika ZI o półotwartej komorze spalania*, Sprawozdanie merytoryczne z realizacji projektu badawczego KBN Nr ST12D00315, Warszawa, 2001.
- [7] Oppenheim, A. K., Pulsed Jet Combustion – Its Past, Present and Future. Archivum Combustionis, Vol. 11, No. 1-2, 1991.
- [8] Rychter, T., Teodorczyk, A., *An Evaluation of Effectiveness of the Combustion Jet in Dual Chamber Configuration*. Archivum Combustionis Vol.4, No.3, 1984.
- [9] Warnatz, J., Maas, U., Dibble, R. W., *Combustion*. Springer Verlag, Berlin Heidelberg, New York, 2001.
- [10] Wolański, P., *Application of Pulsed Jet Combustion in Internal Combustion Engines*, Dynamics of Exothermicity, J. Ray Bowen Ed., Gordon and Breach Publications, pp. 131-150, 1996.