

## RESEARCH OF INFLUENCE OF DESIGN PARAMETERS ON COMBUSTION SYSTEM OPERATION FOR SI ENGINES

Tomasz Leżański , Janusz Sęczyk, Piotr Wolański

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

### Abstract

The summary of the investigation performed with a new combustion system with divided semi-open combustion chambers for SI engines while using rapid compression machine (RCM) is presented in this paper. Division of the combustion chamber with partition to the prechamber and the main combustion chamber exists only when the piston is close to the TDC, for the rest of the cycle the chambers are fully open. Variable parameters of the combustion system during the tests were: ratio of the prechamber volume to the sum of the prechamber and main combustion chamber volumes, diameter of the orifice in the partition, point of the ignition and ignition advance angle (ignition timing). Constant parameters were: RCM speed – 1800 rpm, and stoichiometric mixture of air to natural gas- it contained 96% of methane. Research results show that the ignition advance angle, which ensures the optimal results, has to be adjusted for each configuration of the RCM design parameters. The influence of prechamber volume, orifice diameter, point of ignition and ignition advance angle on combustion process in the combustion chamber was analysed. If the prechamber volume is too small the energy of the stream is small and the stream has a small range. Its energy is too small to travel through all the main combustion chamber with the speed greater than the combustion speed. The partition orifice diameter influences on the time from the start of the ignition to the beginning of the stream outflow from prechamber to the main combustion chamber and the stream energy. The biggest influence on stream formation process has the placement of the ignition and the best results are obtained when the ignition occurred on the prechamber wall. The high speed Schlieren photographs of the combustion process of the most characteristic cases and of the travel of the flame front curves are shown in this paper. The research results show the direction of the trade-off investigation of commercial SI engine for a wide range of engine speed and loads.

**Keyword:** SI engine, rapid compression machine, combustion visualisation of the combustion process

## BADANIA WPŁYWU PARAMETRÓW KONSTRUKCYJNYCH NA PRACĘ SYSTEMU SPALANIA DLA SILNIKÓW O ZAPŁONIE ISKROWYM

### Streszczenie

W publikacji podsumowano wyniki badań prowadzonych nad nowym systemem spalania dla silników o zapłonie iskrowym, w którym dokonano podziału standardowej komory spalania na komorę wstępną i komorę zasadniczą. Przy tym podział ten występuje wyraźnie tylko wówczas, kiedy tłok znajduje się w pobliżu GMP. Badania prowadzono przy zastosowaniu maszyny pojedynczego sprzężu. Zmiennymi parametrami konstrukcyjnymi były: stosunek objętości komory wstępnej do całkowitej objętości komory spalania, średnica otworu w przegrodzie łączącej komorę wstępną z komorą zasadniczą, miejsce zapłonu. Badania prowadzono przy różnych wartościach kąta wyprzedzenia zapłonu, przy stałej prędkości obrotowej wału korbowego 1800 obr./min. Paliwem była stechiometryczna mieszanina powietrza z gazem ziemnym zawierającym 96% metanu. Wyniki badań wskazują, że dla uzyskania pozytywnego efektu konieczne jest dobranie odpowiedniego kąta wyprzedzenia zapłonu dla każdej konfiguracji parametrów konstrukcyjnych (objętość komory wstępnej, średnica otworu w przegrodzie, miejsce zapłonu). W pracy przeanalizowano wpływ: stosunku objętości komór spalania wstępnej do zasadniczej, średnicy otworu w przegrodzie oraz miejsca zapłonu na przebieg spalania i stwierdzono, że przy zbyt małej objętości komory spalania energia strugi jest zbyt mała, aby przemieścić się z dużą prędkością przez całą zasadniczą komorę spalania, większą niż prędkość spalania w komorze standardowej. Średnica otworu w przegrodzie wpływa zarówno na czas od początku zapłonu do początku wypływu jak

*i energię strugi. Miejsce zapłonu najsilniej wpływa na proces tworzenia się strugi. W publikacji przedstawiono fotografie z przebiegiem spalania w najbardziej charakterystycznych przypadkach oraz wykresy przemieszczeń czoła płomienia w przypadku różnych fotografii parametrów badań.*

**Słowa kluczowe:** silniki spalinowe o zapłonie iskrowym, maszyna pojedynczego sprężu, spalanie, wizualizacja procesu spalania

## 1. Wstęp

Wyczerpywanie się źródeł paliw kopalnych, wysokie ceny paliw na rynku, coraz trudniejszy do nich dostęp (często powodowany względami politycznymi) a także rosnące zanieczyszczenie środowiska naturalnego w wyniku użycia paliw, powodują, że coraz więcej uwagi poświęca się problemom ekonomii zużycia paliwa i emisji spalin. Konieczne się stało nawet wprowadzenie specjalnych wymagań państwowych i lokalnych, które regulują problemy emisji, gdyż bezpośredni użytkownicy nie zawsze dostrzegają taką potrzebę, zwłaszcza, że na ogół wiąże się to z koniecznością większych nakładów finansowych z ich strony. Aby możliwie jak najbardziej ograniczyć zużycie paliwa i emisję toksycznych składników spalin trzeba bardzo głęboko wnikać w mechanizm spalania i poznanie wpływu różnych czynników na spalanie. Dobre efekty w studiowaniu mechanizmu spalania uzyskuje się przy zastosowaniu metod wizualizacyjnych, których wykorzystanie wymaga dużych umiejętności warsztatowych, ale efekty są najlepsze z możliwych. W prezentowanej pracy zaprezentowano metodę wizualizacji do studiowania procesu spalania w systemie spalania z półotwartą komorą spalania. Ponieważ wizualizacja procesu spalania w komorze spalania silnika produkcyjnego jest trudna i nie zawsze pozwala na oddzielenie poszczególnych zjawisk, to badania te przeprowadzono przy zastosowaniu maszyny pojedynczego sprężu (MPS), co pozwalało na bardzo dobry dostęp do wnętrza komory spalania. Wiązało się to jednak z pewnymi ograniczeniami, w stosunku do badań na silniku produkcyjnym, ponieważ MPS nie jest wyposażona w układ dolotowy i wydechowy a ponadto badania odbywały się przy jednej, stałej prędkości obrotowej – 1800 obr/min. Napełnianie i opróżnianie MPS odbywało się ręcznie. Przedmiotem badań był wpływ na przebieg spalania następujących parametrów konstrukcyjnych MPS, które zostały ustalone w skali do silnika produkcyjnego, : stosunek objętości komory wstępnej do sumy objętości komory wstępnej i komory zasadniczej. Średnica otworu w przegrodzie łączącej komorę wstępną z komorą zasadniczą, miejsce zapłonu. Badania prowadzono przy różnych wartościach kąta wyprzedzenia zapłonu, ale przy jednakowej prędkości obrotowej, 1800 Obr/min co pozwalało na wytypowanie najkorzystniejszej wartości kąta wyprzedzenia zapłonu dla danej konfiguracji pozostałych parametrów badań. W trakcie badań uzyskiwano wyniki w postaci fotografii z przebiegiem spalania w funkcji czasu oraz przebiegów ciśnienia szybkozmiennego w komorze spalania, w funkcji kąta obrotu wału korbowego.

## 2. Idea działania badanego systemu spalania

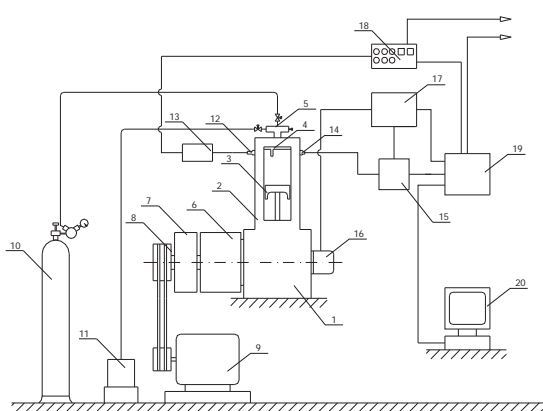
W nowym systemie spalania dokonano podziału standardowej komory spalania silnika o zapłonie iskrowym na komorę wstępną i zasadniczą, wprowadzając przegrodę, w której znajduje się jeden lub kilka otworów dyszowych. Komora wstępna ma objętość kilkakrotnie mniejszą, niż komora zasadnicza. Obie komory są zasilane mieszaniną o jednakowym składzie chemicznym i jednakowym współczynnikiem nadmiaru powietrza.

W komorze wstępnej umieszczono elektryczną świecę zapłonową. Zapłon następuje w komorze wstępnej i szybkość narastania ciśnienia w komorze wstępnej w suwie sprężania jest większa niż w komorze zasadniczej. Kiedy różnica ciśnienia, w wyniku spalania w komorze wstępnej, między komorą wstępną a zasadniczą, osiągnie odpowiednią wartość, to przez otwór w przegrodzie wpływa struga silnie sturbulizowanej, palącej się mieszaniny, z komory wstępnej do zasadniczej. Dzięki dużej aktywności chemicznej produktów niezakończonych reakcji łańcuchowych utleniania mieszaniny oraz wysokiej temperaturze, i turbulizacji wyptywającego

strumienia, następuje zwiększenie szybkości rozprzestrzeniania się płomienia.. Strumień palącej się mieszanki, wypływający z komory wstępnej, szybko przemieszcza się przez komorę zasadniczą powodując zapłon kolejnych warstw mieszanki znajdującej się w komorze zasadniczej. Następuje skrócenie sumarycznego czasu spalania w komorze wstępnej i zasadniczej, dzięki czemu spalanie jest pełniejsze a sprawność bardziej zbliżona do sprawności obiegu teoretycznego. Dzięki temu, że w systemie nie ma zwrotnych przepływów międzykomorowych, więc powinna wzrosnąć także sprawność ogólna silnika. Efektem tego powinno być zmniejszenie toksyczności spalin oraz zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa.

### 3. Stanowisko badawcze i aparatura badawcza.

Schemat stanowiska MPS wraz z wyposażeniem badawczym przedstawiono na Rys. 1., a na Rys. 2. widok stanowiska badawczego. W skład stanowiska badawczego wchodziły: MPS, układ napędowy, zespół sprzęgła, aparatura kontrolno-pomiarowa i badawcza.



Rys. 1. Schemat i widok stanowiska badawczego MPS. 1.mechanizm korbowy, 2.cylinder roboczy, 3. tłok, 4.komora spalania, 5. System napełniania i usuwania spalin, 6. sprzęgło elektromagnetyczne, 7. koło zamachowe, 8 przekładnia pasowa, 9. silnik elektryczny, 10. butla gazowa, 11. pompa próżniowa, 12. świeca zapłonowa, 13. układ zapłonowy, 14.piezoelektryczny czujnik ciśnienia, 15.wzmacniacz, 16.impulsator, 17. indiskop 427, 18. Sterownik systemu optycznego, 19. Karta pomiarowa, 20. Komputer PC

Fig. 1. Schematic and view of RCM test stand. 1.Crank mechanism, 2.combustion chamber, 3.piston, 4.insert model combustion chamber, 5. Refueling and emptying system, 6.electromagnetic clutch, 7.flywheel, 8.external belt transmission, 9.electric motor, 10.pressurized bottle, 11.vacuum pump, 12.spark plug, 13.ignition apparatus, 14.piezoelectric transducer, 15amplifier, 16crank encoder, 17 indiskope 427, 18.ECU of optical system, 19 measurement card, 20.PC

Komora spalania MPS ma kształt prostopadłościenny o wymiarach 78x78x30 mm, przy czym 30 mm wynosi szerokość komory spalania a 78 mm jej długość i skok tłoka. Ścianki czołowa i tylna są wykonane ze specjalnego szkła optycznego, o grubości 20 mm, umożliwiając dostęp optyczny do wnętrza komory spalania. Są one tak mocowane, aby łatwo było można je montować i demontować. W górnej części komory spalania są umieszczone wkładki modelujące objętość rzeczywistej komory spalania. W górnej części znajdują się też końcówki do napełniania i opróżniania komory spalania oraz świeca zapłonowa i czujnik ciśnienia. W dolnej części komory spalania widoczny jest tłok. Tłok był uszczelniony wałeczkami z tworzywa odpornego na wysokie prędkości liniowe, które były smarowane smarem stałym – dwusiarczkiem molibdenu. Tłok wykonuje ruch posuwisto zwrotny, napędzany przez układ napędowy. Układ napędowy składa się z silnika elektrycznego o dużej mocy (30kW), przekładni pasowej, koła zamachowego o dużym momencie bezwładności i zespołu sprzęgła elektromagnetycznego. Dzięki dużemu momentowi bezwładności koła zamachowego i dużej mocy silnika elektrycznego już po przebiegu drogi około 180<sup>0</sup>OWK wał korbowy osiąga prędkość 1800 obr/min.

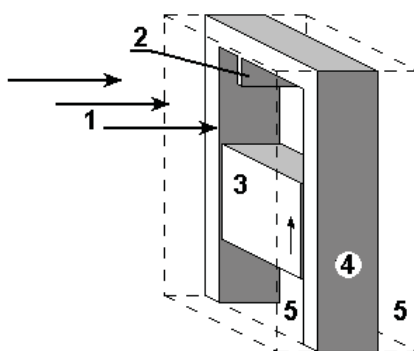
Dane maszyny pojedynczego sprężu przedstawiono w Tab. 1.

Tab. 1. Dane Maszyny Pojedynczego Sprężu  
Tab. 1. Data of Rapid Compression Machine

Wymiary tłoka [mm]	78x30
Skok tłoka [mm]	78
Długość korbowodu [mm]	132
Objętość komory spalania [cm <sup>3</sup> ]	36
Stopień sprężania	6,1
Prędkość obrotowa [obr/min]	1800

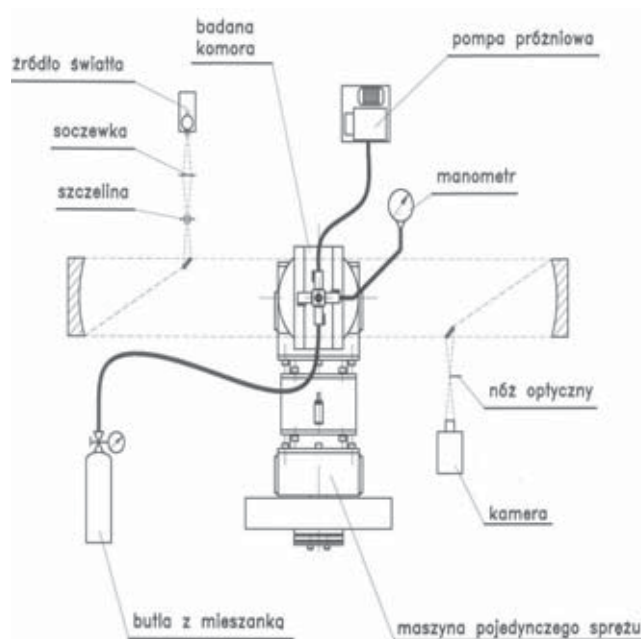
### Wizualizacja procesu spalania

Na Rys. 2. przedstawiono schemat wizualizacji procesu spalania a na Rys. 3. schemat układu optycznego stosowanego w badaniach.



Rys. 2. Schemat wizualizacji procesu spalania w MPS; 1 - kierunek wizualizacji; 2 - przegroda; 3 - tłok; 4 - cylinder prostopadłościenny; 5 - szklane okna

Fig. 2. Schematic of combustion process visualisation in RCM; 1- visualization direction, 2- partition, 3- piston, 4- parallelepiped cylinder, 5- glass window



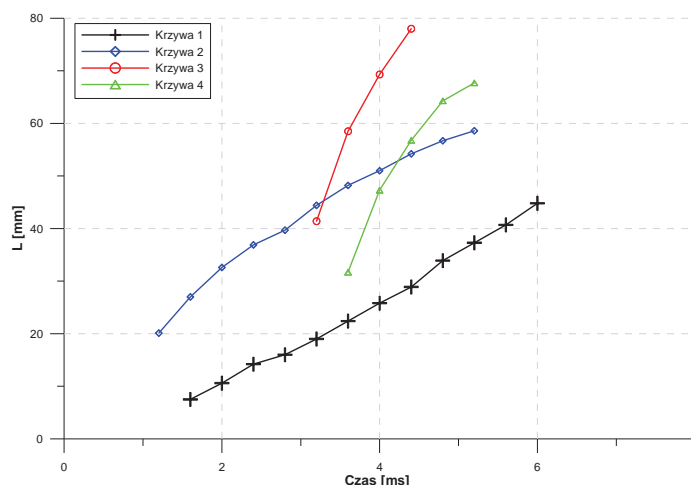
Rys. 3. Schemat układu optycznego stosowanego w badaniach wizualizacyjnych przy zastosowaniu MPS  
Fig. 3. Schematic of optical system which was applied in research of this paper

W skład układu optycznego wchodziły: zwierciadła wklęsłe i płaskie, soczewka, nóż optyczny, źródło światła oraz komora bębnowa. Układ optyczny kształtował wiązkę światła równoległego prześwietlającą przestrzeń badawczą. Bieg światła był przerywany z częstotliwością błyskania diody laserowej sterowanej przy zastosowaniu elektronicznego układu sterującego. Obraz był rejestrowany na filmie czarno-białym z częstotliwością odpowiadającą częstotliwości błyskania diody laserowej – 2500 klatek na sekundę. Kamera bębnowa napędzana silnikiem elektrycznym była rozpędzana przed rozpoczęciem próby do odpowiedniej prędkości obrotowej. Następnie uruchamiano silnik elektryczny i elektroniczny układ sterujący, który sterował czasem włączenia układu korbowego MPS, czasem błyskania diody laserowej i czasem zapłonu. Pozwalało to zarejestrować przebieg spalania na filmie umieszczonym na bębnie kamery.

## 4. Wyniki badań

### 4.1. Badania wpływu objętości komory wstępnej

Badania prowadzono przy trzech różnych objętościach komory wstępnej (10, 20 i 28%), przy czym objętość ta jest wyrażona w procentach w stosunku do objętości komory standardowej, czyli sumy objętości komory wstępnej i komory zasadniczej. Jak można wnioskować na podstawie wyników badań objętość komory wstępnej wpływa przede wszystkim na czas spalania w komorze wstępnej, a więc na czas, który upływa od zapłonu do wypływu strugi palącej się mieszaniny i rodników do komory zasadniczej, ale także na zasięg strugi. Przy małej objętości wstępnej komory spalania czas spalania jest krótki i struga szybko wypływa z komory wstępnej do zasadniczej, ale dość szybko przepływając przez komorę zasadniczą zmniejsza prędkość, co wiąże się z szybkim spadkiem ciśnienia w komorze wstępnej podczas wypływu. Czas spalania zależał też od średnicy otworu w przegrodzie i od miejsca zapłonu. W przypadku objętości komory wstępnej 10% czas spalania wynosił od 0,8 do 1,2 ms, natomiast przy objętości 28% na ogół 2,8-3,2 ms, a więc czas wzrastał praktycznie proporcjonalnie do objętości komory spalania.



Rys. 4. Przebieg przemieszczania się czoła płomienia przez komorę zasadniczą, przy różnych wartościach objętości komory wstępnej. 1 – komora standardowa, 2 – komora wstępna 10%, 3 – komora wstępna 20%, 4 – komora wstępna 28%

Fig. 4. Flame front travel into main combustion chamber for different prechamber volume. 1- standard combustion chamber, 2- prechamber volume 10%, 3- prechamber volume 20%, 4- prechamber volume 28%

Na Rys. 4. przedstawiono przebieg przemieszczeń się czoła płomienia przez komorę zasadniczą, przy różnych wartościach objętości komory wstępnej w warunkach, kiedy uzyskiwano największe prędkości spalania przy poszczególnych objętościach komory wstępnej (10%, 20%, 28%). Dla porównania zamieszczono także przebieg przemieszczeń czoła płomienia w komorze standardowej.

Na wykresie widać, że struga mająca początkowo dużą prędkość, bezpośrednio po wypłynięciu z komory wstępnej, na ogół w miarę przemieszczania się przez komorę zasadniczą, ulega stopniowemu wyhamowaniu i jej prędkość coraz bardziej zbliża się do prędkości przemieszczenia czoła płomienia w standardowej komorze spalania, czego wyrazem jest równoległy przebieg krzywych do wykresu dla komory standardowej. Miejsce, w którym następuje duża zmiana prędkości spalania można utożsamić z zasięgiem strugi. Do czasu osiągnięcia zasięgu spalanie jest wyraźnie przyspieszone a później spalanie odbywa się z prędkością zbliżoną do prędkości w standardowej komorze spalania. Dlatego tak ważne jest, aby zasięg strugi był większy, niż długość komory spalania.

#### 4.2. Badania wpływu średnicy otworu dyszowego w przegrodzie

Wpływ średnicy otworu w przegrodzie na przebieg spalania wynika z oporów przepływu oraz możliwej do uzyskania prędkości wypływu przez otwór i zasięgu strugi. Prędkość początkowa oraz zasięg strugi zależą od różnicy ciśnienia, szybkości spadku ciśnienia, średnicy i długości otworu. Zgodnie z zasadami hydrodynamiki straty ciśnienia przy przepływie przez otwór można wyrazić wzorem :

$$\Delta p = \lambda * \frac{l}{d} * \frac{\rho v^2}{2}, \quad (1)$$

gdzie:

$\lambda$  - współczynnik oporu,

$l$  - długość przewodu,

$d$  - średnica otworu,

$\rho$  - gęstość czynnika,

$v$  - średnia prędkość przepływu.

Jeżeli przepływ odbywa się w zakresie wartości liczby Reynoldsa  $Re < 10^5$  to do obliczeń współczynnika oporu można zastosować wzór Blasiusa:

$$\lambda = \frac{0,3164}{R_e^{0,25}}, \quad (2)$$

gdzie  $R_e = \frac{v * d}{\nu}$ ,  $\nu$  – lepkość kinematyczna.

Zasięg strugi można określić z półempirycznego wzoru:

$$\frac{s}{d} = 51,07 * \left( \frac{t}{d} \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} \right)^{0,64} \left( \frac{l}{d} \right)^{0,18}, \quad (3)$$

gdzie:

$s$  - zasięg strugi,

$d$  - średnica otworu,

$l$  - długość otworu,

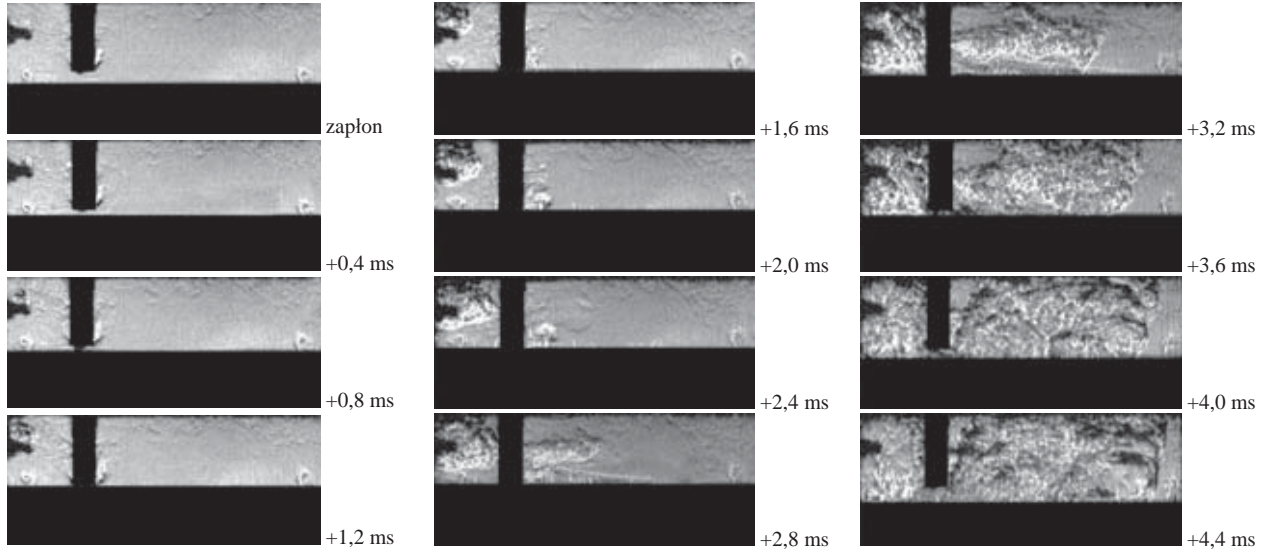
$\rho$  - gęstość ośrodka,

$\Delta p$  - spadek ciśnienia na otworze,

$T$  - czas od początku wypływu.

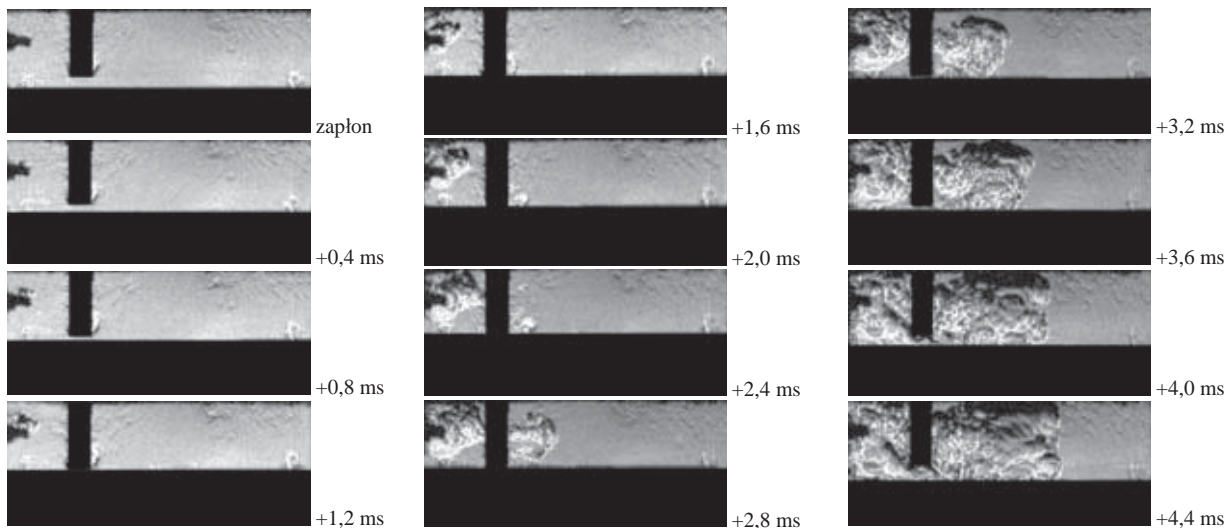
Wyniki obliczeń zasięgu wg tego wzoru dają dobrą zgodność w odniesieniu do paliwa wtryskiwanego do komór spalania silników wysokoprężnych. W przypadku analizy nowego systemu spalania istotna jest raczej postać tego wzoru, a nie dokładne wyniki obliczeń, jakie chcielibyśmy uzyskać w konkretnych przypadkach. Postać wzoru pozwala raczej przeanalizować czynniki mające wpływ na zasięg strugi i prędkość wypływu z otworu. Analizując te wzory można stwierdzić, że opory przepływu i zasięg strugi są wprost proporcjonalne do stosunku długości do średnicy otworu, a więc im mniejsza średnica otworu i im dłuższy otwór tym większe opory przepływu i tym mniejszy zasięg. W takim przypadku potrzebna jest większa różnica ciśnienia,

aby mógł nastąpić wypływ z komory wstępnej do komory zasadniczej, ale jeżeli różnica ciśnienia jest większa to też większa jest energia wypływającego strumienia i większy może być zasięg strugi. Z kolei przy mniejszych oporach przepływu w otworze wypływ nastąpi szybciej, ale energia strugi może być zbyt mała, aby szybko przetrwersować całą komorę spalania. Widoczne to jest np. w przypadku porównania jakie można przeprowadzić w odniesieniu do objętości wstępnej komory spalania 20% przy średnicy otworu w przegrodzie 3 mm oraz 5 mm.



Rys. 5. Przebieg spalania przy zastosowaniu MPS;  $V_{kw}=20\%$ ,  $\phi d=3mm$ ,  $\phi_{wz}=20^{\circ}OWK$ , zapłon na ścianie  
 Fig. 5. Course of combustion for:  $V_p = 20\%$ ,  $d = 3mm$ ,  $\phi_{ia} = 20^{\circ} CAD$  for ignition initiation on wall of prechamber

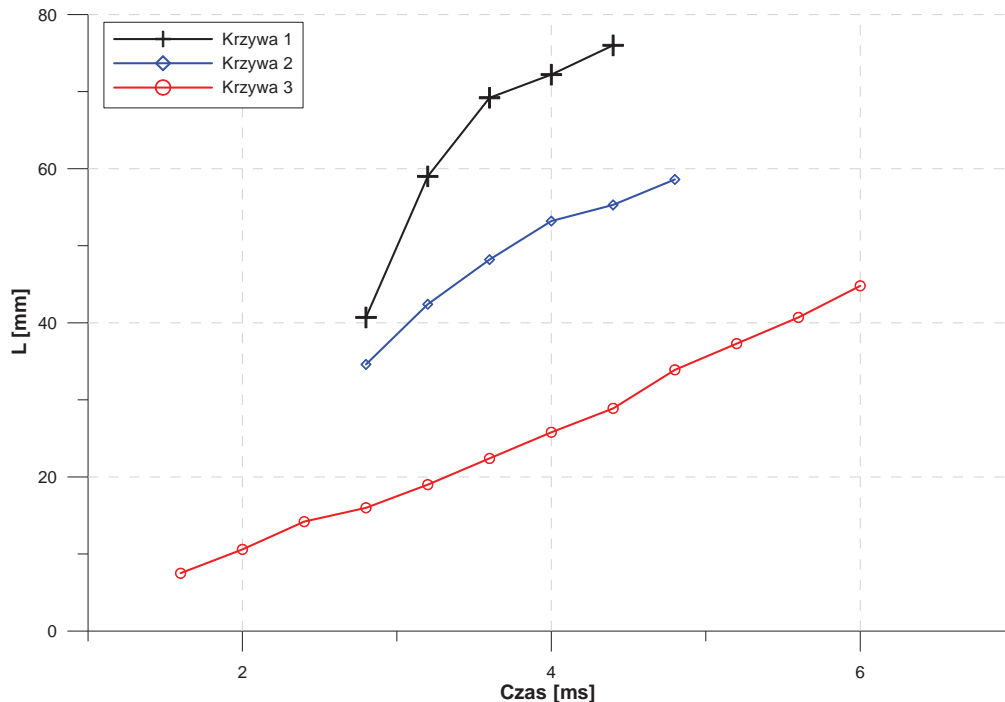
Początek wypływu następuje szybciej przy większej średnicy otworu, ale znacznie większa część mieszaniny w komorze wstępnej nie uległa jeszcze spalaniu, a więc wypływ następuje przy mniejszym  $\Delta p$  i dlatego w przypadku mniejszej średnicy otworu a więc większych oporach przepływu strumień szybciej przetrwersuje przestrzeń zasadniczej komory spalania.



Rys. 6. Przebieg spalania przy zastosowaniu MPS;  $V_{kw}=20\%$ ,  $\phi d=5mm$ ,  $\phi_{wz}=20^{\circ}OWK$ , zapłon na ścianie  
 Fig. 6. Course of combustion for:  $V_p = 200\%$ ,  $d = 5mm$ ,  $\phi_{ia} = 20^{\circ} CAD$  for ignition initiation on wall of prechamber

Na Rys. 5. przedstawiono przebieg spalania przy objętości wstępnej komory spalania  $V_{kw} = 20\%$ ,  $d = 3 mm$ ,  $\phi = 20^{\circ} OWK$ , natomiast na Rys. 6. przy  $V_{kw} = 20\%$ ,  $d = 5 mm$  i  $\phi = 20^{\circ} OWK$ . Na Rys. 7. porównano przebieg przemieszczeń czoła płomienia, w odniesieniu do przypadków

przedstawionych na Rys. 5. i Rys. 6. Porównując Rys. 5. i 6. widać, że po czasie 4,4ms, kiedy w przypadku otworu w przegrodzie  $d=3\text{mm}$  już cała komora wstępna i zasadnicza jest objęta procesem spalania, w przypadku otworu  $d = 5 \text{ mm}$  dopiero ok. 76% ładunku uległo spalaniu i prędkość spalania wykazuje tendencje do zmniejszania się.



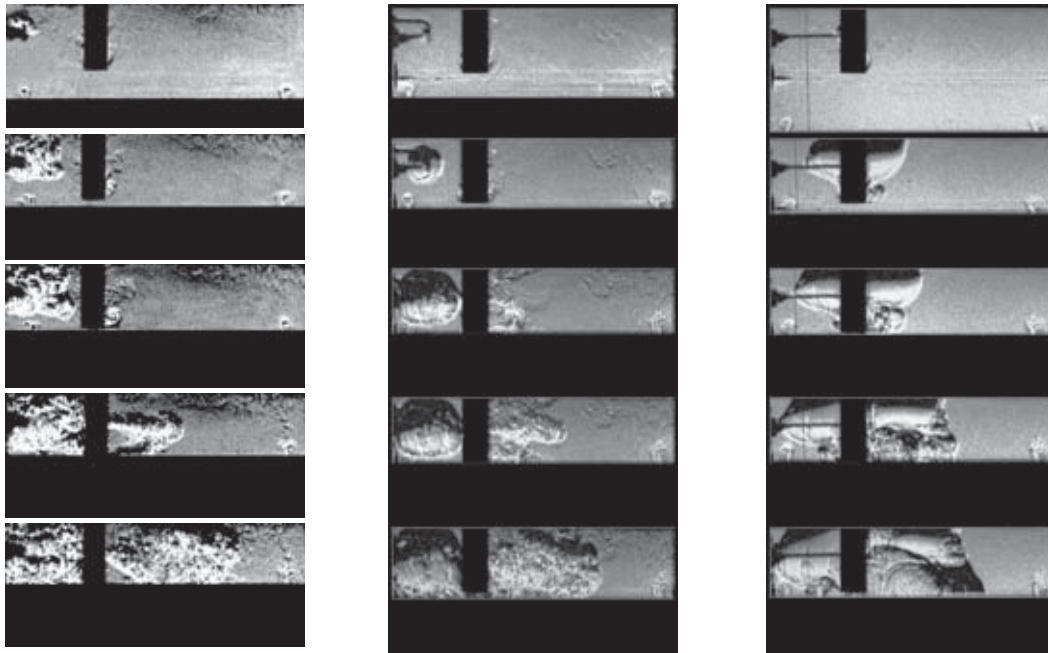
Rys. 7. Przebieg przemieszczeń czoła płomienia, w odniesieniu do przypadków przedstawionych na Rys.5. - 1 i Rys.6. - 2. 3 - komora standardowa

Fig.7. Flame front travel after ignition initiation on wall of prechamber for fig.5.-1 , fig.6.-2, 3-Std combustion chamber

### 4.3. Badania wpływu miejsca zapłonu

Zapłon realizowano na ścianie wstępnej komory spalania, w środku wstępnej komory spalania i w otworze w przegrodzie oddzielającej wstępną komorę spalania od komory zasadniczej. Na Rys. 8. przedstawiono przebieg rozprzestrzeniania się zapłonu w komorze wstępnej w przypadkach różnych miejsc zapłonu. Na fotografiach przedstawiających przebieg spalania widać, że płomień może być bardzo sturbulizowany, jak to jest w przypadku zapłonu na ścianie; może rozprzestrzeniać się w postaci powierzchni kulistej, jak w przypadku zapłonu w środku komory wstępnej; może się rozprzestrzeniać jednocześnie od miejsca zapłonu w kierunku komory wstępnej i w kierunku komory zasadniczej, jak w przypadku zapłonu w otworze. Taki przebieg zapłonu jest wyraźnie widoczny w odniesieniu do wstępnych komór spalania o objętości 20% i 28%, natomiast różnice te są mniej widoczne w przypadku komory wstępnej o objętości 10%. Od charakteru spalania po zapłonie zależy czas spalania w komorze wstępnej i jest on najkrótszy w przypadku zapłonu na ścianie, nieco dłuższy w przypadku zapłonu w środku komory wstępnej i najdłuższy w przypadku zapłonu w otworze. W przypadku zapłonu w środku komory wstępnej i w otworze spalanie bezpośrednio po zapłonie ma na ogół charakter laminarny, ale w przypadku zapłonu w środku komory wstępnej szybciej ulega on turbulizacji, niż w przypadku zapłonu w otworze. Prawdopodobnie otwór działa stabilizująco na proces spalania. Uzyskiwane wartości ciśnienia maksymalnego w cyklu są największe w przypadku zapłonu na ścianie komory wstępnej a nieco mniejsze w przypadku zapłonu w środku komory spalania. Jeśli chodzi o zapłon w otworze to uzyskiwane maksymalne wartości ciśnienia w cyklu charakteryzują się dużym rozrzutem, to znaczy nie obserwuje się jednakowej tendencji.





Rys. 8. Porównanie przebiegów zapłonu w przypadku zapłonu na ścianie komory wstępnej, w środku komory wstępnej i w otworze w przegrodzie, łączącym komorę wstępną z zasadniczą

Fig. 8. Comparison of flame front development immediately after ignition initiation, for different ignition places in prechamber in wall of prechamber opposite to the orifice in partition in middle of prechamber into orifice in partition

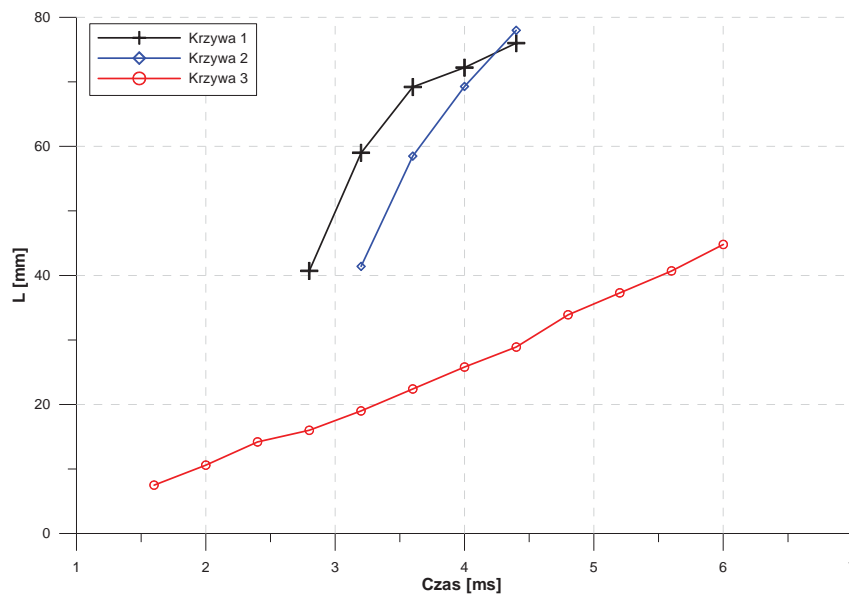
Jest to spowodowane tym, że szczególnie przy bardzo dużych kątach wyprzedzenia zapłonu sprężane są spaliny a nie świeża mieszanka.. Najbardziej niekorzystną właściwością zapłonu w otworze jest zła relacja między pracą sprężania i pracą rozprężania, uwydatniająca się szczególnie w przypadku dużych wartości kąta wyprzedzenia zapłonu. Prowadzi to do małej pracy użytecznej, co powinno być zawsze końcowym efektem pracy silnika.

#### 4.4. Wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu

Analiza wyników badań wskazuje, że dla każdej konfiguracji parametrów badań (objętość komory wstępnej, średnica otworu w przegrodzie, miejsce zapłonu, prędkość obrotowa) istnieje taki kąt wyprzedzenia zapłonu, przy którym uzyskuje się maksymalną wartość ciśnienia lub wysoką prędkość narastania ciśnienia albo najwyższą wartość pracy użytecznej, przy czym te efekty nie są uzyskiwane dla tej samej wartości kąta wyprzedzenia zapłonu. Analizując fotografię przebiegów spalania można wyróżnić przebiegi przy których kąt wyprzedzenia zapłonu jest: prawidłowy, zbyt duży, lub zbyt mały, przy czym kryterium wyróżniającym są uzyskiwane osiągi oraz to czy zdołano uzyskać wypływ intensywnej strugi palącej się mieszaniny z komory wstępnej do zasadniczej tylko przez otwór w przegrodzie, bo taka jest istota nowego systemu spalania. Jeżeli wypływ następował przez szczelinę między przegrodą a denkiem tłoka, lub przez otwór w przegrodzie i dodatkowo przez szczelinę to było to niezgodnie z istotą działania nowego systemu spalania. Tylko w przypadku intensywnego wypływu przez otwór uzyskiwano bowiem największe skrócenie czasu procesu spalania i najlepsze osiągi.

W wypadku, kiedy kąt wyprzedzenia zapłonu dla danej kombinacji objętości komory wstępnej, średnicy otworu w przegrodzie i miejsca zapłonu, był wybrany prawidłowo, to w chwili, kiedy tłok znajdował się w pobliżu GMP, różnica ciśnienia między komorą wstępną a komorą zasadniczą była na tyle duża, że następował wypływ palącej się mieszaniny przez otwór

w przegrodzie. Dzięki dużej energii struga szybko przemieszcza się przez zasadniczą komorę spalania powodując zapłon kolejnych warstw mieszanki w komorze zasadniczej, przy czym zapłon był ułatwiony dzięki zawartości w strudze dużej liczby aktywnych rodników. Energia strugi powinna być na tyle duża, aby struga mogła się przemieszczać z prędkością większą, niż prędkość przemieszczania się czoła płomienia w warunkach statycznych, jak w komorze standardowej, co spowoduje, że prędkość spalania będzie większa, niż prędkość spalania w standardowej komorze spalania silnika. Odsłonięcie szczeliny między przegrodą a denkiem tłoka powinno nastąpić dopiero wtedy, kiedy struga wypływająca z otworu w przegrodzie przetranszuje prawie całą długość zasadniczej komory spalania, ponieważ wówczas odsłonięcie szczeliny nie będzie już zakłócało dalszego przemieszczania się strugi aż do przeciwległej ścianki zasadniczej komory spalania. Jeżeli nastąpi wypływ przez szczelinę, to następuje zawirowanie mieszanki na krawędzi przegrody, które powoduje turbulizację ładunku w komorze zasadniczej i wyraźnie zintensyfikowanie procesu spalania w pobliżu przegrody w komorze zasadniczej, ale jednocześnie działa to hamująco na przemieszczanie się czoła płomienia w strudze pierwotnej, która wypływa przez otwór. Tak więc zarówno w przypadku wypływu przez otwór jak i wypływu przez szczelinę następuje skrócenie procesu spalania, w porównaniu ze spalaniem w standardowej komorze spalania silnika, ale znacznie większe skrócenie następuje w przypadku prawidłowo dobranego kąta wyprzedzenia zapłonu. Aby to zobrazować na Rys. 9. porównano przebieg przemieszczeń czoła płomienia w przypadku  $V_p = 20\%$ ,  $d = 3\text{ mm}$ , miejsca zapłonu – ścianka komory kąta wyprzedzenia zapłonu  $20^\circ$  OWK i  $35^\circ$  OWK. W przypadku kąta wyprzedzenia zapłonu  $20^\circ$  OWK spalanie trwało 4,8 ms a w przypadku kąta  $35^\circ$  OWK w czasie 4,4 ms osiągnięto całkowite spalanie ładunku zarówno w komorze wstępnej jak i zasadniczej. Przy zastosowaniu standardowej komory spalania w tym czasie spaliło się tylko około 25% ładunku. Ponadto uzyskano bardzo istotną różnicę w maksymalnym ciśnieniu cyklu: 8,2 bar w przypadku standardowej komory spalania, 15,3 bar w przypadku kąta wyprzedzenia zapłonu  $35^\circ$  OWK i 10,7 bar w przypadku kąta wyprzedzenia zapłonu  $20^\circ$  OWK. W czasie od 1,4 ms do 2 ms, przy właściwym doborze kąta wyprzedzenia zapłonu, można było uzyskać całkowite spalanie ładunku w komorze zasadniczej. Tak więc, czas spalania w komorze zasadniczej, pomimo znacznie większej objętości był krótszy, niż w komorze wstępnej.



Rys. 9. Porównanie przebiegów przemieszczeń czoła płomienia w odniesieniu do kątów wyprzedzenia zapłonu  $20^\circ$  OWK i  $35^\circ$  OWK, oraz dla porównania w komorze standardowej zapłon na ścianie. 1- $V_{kw}=20\%$ ,  $d=3\text{ mm}$ ,  $\varphi=20^\circ$  OWK, 2-  $V_{kw}=20\%$ ,  $d=3\text{ mm}$ ,  $\varphi=35^\circ$  OWK, 3-komora standardowa  $\varphi=30^\circ$  OWK

Fig. 9. Flame front travel after ignition initiation on wall of prechamber 1- $V_{kw}=20\%$ ,  $d=3\text{ mm}$ ,  $\varphi=20^\circ$  CAD, 2 -  $V_{kw}=20\%$ ,  $d=3\text{ mm}$ ,  $\varphi=35^\circ$  CAD, 3-std combustion chamber  $\varphi=30^\circ$  CAD

Analizując fotografie spalania i wykresy przemieszczeń czoła płomienia dla przypadku kąta wyprzedzenia zapłonu  $20^\circ$  OWK oraz  $35^\circ$  OWK można zauważyć, że w obu przypadkach czoło płomienia przemieszczało się praktycznie z taką samą prędkością, aż do czasu 3,6 ms, kiedy to, w przypadku kąta wyprzedzenia zapłonu  $20^\circ$  OWK, szczelina pomiędzy przegrodą a denkiem tłoka była już na tyle duża, że następował przez nią wypływ nowego strumienia i zawirowanie na krawędzi przegrody, które wyhamowuje przemieszczanie się płomienia w strudze pierwotnej, która wypłynęła przez otwór w przegrodzie. W przypadku kąta wyprzedzenia zapłonu  $35^\circ$  OWK w chwili odsłonięcia szczeliny płomień już przetraversował zasadniczą komorę spalania i zawirowanie nie miało wpływu na przemieszczanie się strugi pierwotnej. Należy zaznaczyć, że w przypadku komory standardowej czas spalania w tych warunkach wyniósł około 10 ms, a więc był ponad dwukrotnie dłuższy.

W przypadku kiedy kąt wyprzedzenia zapłonu jest zbyt duży, wówczas tworząca się różnica ciśnienia między komorą wstępną a zasadniczą, w wyniku spalania w komorze wstępnej, powoduje wcześniejszy wypływ palącej się mieszaniny przez szczelinę między przegrodą a denkiem tłoka. Zapłon mieszaniny w komorze zasadniczej, następuje więc zanim zostanie osiągnięte położenie GMP tłoka. Wypływająca struga doznaje zawirowania na krawędzi przegrody i pomimo tego, że kiedy zmniejszy się szczelina, i powstaną odpowiednie warunki do wypływu strugi z otworu w przegrodzie, to i tak struga wypływająca z otworu w przegrodzie nie będzie miała dostatecznej energii, aby szybko przetraversować zasadniczą komorę spalania. Czas spalania jest wyraźnie dłuższy, niż w przypadku układu działającego zgodnie z ideą nowego systemu spalania. Przede wszystkim mała jest w tym przypadku sprawność spowodowana dużą pracą sprężania.

W przypadku, kiedy kąt wyprzedzenia zapłonu jest zbyt mały, to ilość spalonego ładunku w komorze wstępnej zanim tłok osiągnie GMP, jest zbyt mała, aby wytworzyć odpowiednią różnicę ciśnienia między komorą wstępną a komorą zasadniczą, powodującą wypływ strugi palącej się mieszaniny przez otwór w przegrodzie. Spalanie w komorze wstępnej następuje więc w większości przy zwiększającej się szczelinie między przegrodą a denkiem tłoka. Ponieważ pole powierzchni szczeliny jest znacznie większe, niż pole przekroju otworu w przegrodzie, to wypływ będzie następował głównie przez szczelinę, a nie przez otwór. Energia strugi będzie zbyt mała, aby szybko przetraversować zasadniczą komorę spalania i spowodować szybkie spalanie ładunku. W przypadku zbyt małego kąta wyprzedzenia zapłonu spalanie odbywa się wówczas, kiedy objętość komory spalania była już tak duża, że wartość ciśnienia maksymalnego i wartości ciśnienia na krzywej rozprężania, nie osiągnęły wysokich wartości, chociaż w pewnym zakresie były one większe, niż wartość ciśnienia podczas rozprężania przy wysokich wartościach ciśnienia maksymalnego cyklu. Uzyskana sprawność jest jednak mała, bo wprawdzie praca sprężania jest mała ale mała jest też wartość pracy rozprężania

Wyniki badań wpływu poszczególnych czynników na spalanie w systemie spalania z dzieloną komorą spalania pokazują, że z przedstawionych czynników najważniejszy jest wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu. Dla każdej bowiem konfiguracji parametrów badań można dobrać taką wartość kąta wyprzedzenia zapłonu, przy której osiągnię się najkorzystniejszy efekt, ale ten efekt nie musi być taki sam w przypadku innych parametrów systemu. Można też przypuszczać, że w przypadku silnika, tylko kierunek zmian będzie podobny, natomiast wartości liczbowe mogą być różne.

## **5. Wnioski**

1. Zastosowanie systemu spalania z dzieloną komorą spalania, będącego przedmiotem badań może korzystnie wpłynąć na osiągi silników o zapłonie iskrowym, jednakże wymaga to prawidłowego doboru kombinacji poszczególnych parametrów systemu spalania (objętość komory wstępnej, średnica otworu w przegrodzie, miejsce zapłonu, kąt wyprzedzenia zapłonu).

2. Objętość komory wstępnej ma przede wszystkim wpływ na czas od inicjacji zapłonu do wypływu strugi z komory wstępnej oraz na zasięg strugi; w przypadku małej objętości komory wstępnej struga szybciej wypływa z komory wstępnej, ale jej prędkość wypływu i zasięg są małe a w przypadku dużej objętości komory wstępnej czas spalania w komorze wstępnej jest dłuższy, ale struga ma większą prędkość wypływu i większy zasięg.
3. Średnica otworu w przegrodzie wpływa na opory przepływu i czas, w jakim następuje wypływ z komory wstępnej do komory zasadniczej; w przypadku małej średnicy otworu czas spalania w komorze wstępnej jest dłuższy, ale ciśnienie w komorze wstępnej przed wypływem jest wyższe i struga z większą prędkością wypływa z otworu i ma większy zasięg, niż w przypadku dużej średnicy otworu.
4. Miejsce zapłonu ma wpływ przede wszystkim na charakter spalania; w przypadku zapłonu na ścianie spalanie ma charakter turbulentny, natomiast w przypadku zapłonu w środku komory wstępnej i zapłonu w otworze spalanie ma charakter laminarny, który dopiero po pewnym czasie zmienia się w spalanie turbulentne, co ma decydujący wpływ na prędkość spalania.
5. Zdecydowanie najgorszym miejscem do zapłonu jest zapłon w otworze, gdyż najdłużej trwa przekształcenie spalania laminarnego w turbulentne i praktycznie nigdy nie powstają warunki dla szybkiego wypływu strugi z komory wstępnej do zasadniczej, tak jak to zakłada się w działaniu tego systemu spalania.
6. Kąt wyprzedzenia zapłonu powinien być dobrany w taki sposób, aby wypływ strugi z komory wstępnej do zasadniczej nastąpił wówczas, kiedy tłok znajduje się w GMP, tak, aby cały wypływ strugi z komory wstępnej do zasadniczej nastąpił przez otwór w przegrodzie, gdyż wtedy struga dysponuje największą energią.
7. Jeżeli kąt wyprzedzenia zapłonu jest zbyt mały lub zbyt duży, wtedy część spalin i produktów niezakończonego spalania wypływa przez szczelinę między przegrodą a denkiem tłoka, a część przez otwór w przegrodzie; struga wypływająca przez szczelinę doznaje zawirowania na krawędzi przegrody przejmuje część energii od strugi wypływającej przez otwór i ponadto działa hamująco na strugę, która wypłynęła przez otwór w przegrodzie co powoduje, że tracony jest efekt przyspieszenia procesu spalania

## 6. Literatura

- [1] Leżański, T., *Badania silnika o zapłonie iskrowym wyposażonego w nowy system spalania z półotwartą komorą spalania*, Sprawozdanie merytoryczne z realizacji projektu badawczego Nr 4T12D 029 30, Warszawa 2009.
- [2] Leżański, T., Sęczyk, J., Wolański, P., *Influence of ignition advance angle on combustion in internal combustion spark ignition engines with semi open combustion chamber*, Combustion Engines- Silniki Spalinowe, No PTNSS-2009-SC-169, 2009.
- [3] Leżański, T., Rychter, T., Teodorczyk, A., *Prechamber Combustion System Studies Using Rapid Compression Machine*, Journal of KONES, International Combustion Engines, Vol. 7, No. 1-2, Warsaw-Lublin 2000.
- [4] Glinka, W, Leżański, T. Wolański, P., *Zastosowanie fotografii szybkiej do badań spalania w silnikach SI z półotwartą komorą wstępną*, Journal of KONES. Internal Combustion Engines, Vol. 14, 2007.
- [5] Heywood, J. B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, New York 1988
- [6] Rychter, T., Teodorczyk, A., *An Evaluation of Effectiveness of the Combustion Jet in Dual Chamber Configuration*, Archivum Combustionis, Vol. 4, No. 3, 1984.
- [7] Kowalewicz, A., *Systemy spalania szybkoobrotowych tłokowych silników spalinowych*, WKŁ, Warszawa 1990.