

POLITECHNIKA WARSZAWASKA

DYSCYPLINA NAUKOWA INŻYNIERIA ŚRODOWISKA, GÓRNICTWO
I ENERGETYKA
DZIEDZINA NAUK INŻYNIERYJNO – TECHNICZNYCH

Rozprawa doktorska

mgr inż. Adrian Trzeciak

Badania procesu pulsacyjnego spalania

Promotor:

prof. dr hab. inż. Marian Gieras

WARSZAWA 2022

Streszczenie

Słowa kluczowe:

Spalanie pulsacyjne, silnik pulsacyjny, pulsacyjna komora spalania, silnik odrzutowy

Na podstawie przeprowadzonej analizy literatury można stwierdzić, że pomimo znacznej liczby różnych badań prowadzonych na przestrzeni lat, wiele kwestii dotyczących pracy pulsacyjnych komór spalania ciągle pozostaje niewyjaśnionych. Porównując ze sobą niektóre publikacje można dostrzec wiele przeciwstawnych stwierdzeń. Co więcej, w przeprowadzonej analizie nie zauważono prac traktujących o sprawności procesu spalania w pulsacyjnej komorze spalania.

W niniejszej pracy autor podjął się próby określenia czynników wpływających na przebieg i sprawność procesu spalania pulsacyjnego.

Opracowany został szeroki program badawczy bezzaworowej pulsacyjnej komory spalania. Zostało skonstruowane stanowisko badawcze oraz zaproponowano metodykę pomiarów podstawowych parametrów pracy pulsacyjnej komory spalania. Metodyka precyzyjnego pomiaru siły ciągu oraz bezinwazyjnego sposobu określania położenia miejsc powstawania stref spalania są przedmiotem zgłoszeń patentowych.

Wprowadzony został „współczynnik sprawności” – parametr, który umożliwia wiarygodne porównanie sprawności wywiązywania się ciepła wewnątrz pulsacyjnej komory spalania podczas jej pracy w różnych konfiguracjach. Ma on również zastosowanie podczas porównywania różnych pulsacyjnych komór spalania.

Badania eksperymentalne zostały uzupełnione symulacjami numerycznymi.

W podsumowaniu przeprowadzonych prac potwierdzono tezy postawione w rozprawie. Wykazano, że głównym czynnikiem warunkującym wysoką sprawność procesu wywiązywania się ciepła w pulsacyjnej komorze spalania jest odpowiednio dynamiczny i sprawny proces mieszania paliwa z utleniaczem. Autor udowodnił, iż możliwa jest praca pulsacyjnej komory spalania w szerokim zakresie masowego natężenia przepływu paliwa, częstotliwości, ciągu średniego oraz amplitudy ciągu i pulsacji ciśnienia w komorze spalania. Sterowanie pracą pulsacyjnej komory spalania, w przeciwieństwie do większości stosowanych obecnie urządzeń, odbywa się w mniejszym stopniu przez zmianę natężenia przepływu paliwa, a w większym poprzez zmianę mechanizmu procesu spalania pulsacyjnego.

Na podstawie wyników przeprowadzonych badań, w końcowej części pracy, autor poddaje pod dyskusję traktowanie pulsacyjnej komory spalania jako urządzenia akustycznego.

Summary

Keywords:

pulse combustion, pulsating combustion chamber, pulse jet engine, jet engine

Based on the analysis of the literature, it can be concluded that despite a large number of various studies conducted over the years, many issues regarding the operation of pulsating combustors still remain unexplained. Comparing some publications with each other, it can be seen many contradictory statements. What's more, the conducted analysis did not notice the works on the efficiency of the combustion process in the pulsating combustion chamber.

In this work, the author made an attempt to determine the factors influencing the course and efficiency of the pulse combustion process.

An extensive research program of a valveless pulse combustion chamber has been developed. A research stand was constructed and a methodology for measuring the basic parameters of the pulsating combustion chamber was proposed. The methodology of precise measurement of the thrust force and non-invasive method of determining the location of the places where combustion zones are formed are the subject of patent applications.

The "efficiency coefficient" was introduced - a parameter that allows a reliable comparison of the efficiency of heat release inside the pulsating combustion chamber during its operation in various configurations. It also applies when comparing different pulse combustors.

Experimental studies were supplemented with numerical simulations.

In the summary of the work carried out, the theses put forward in the dissertation were confirmed. It has been shown that the main factor determining the high efficiency of the heat release process in the pulsating combustion chamber is the appropriately dynamic and efficient process of mixing the fuel with the oxidant. The author proved that it is possible to operate a pulsating combustion chamber in a wide range of fuel mass flow rate, frequency, average thrust, thrust amplitude and pressure pulsation in the combustion chamber. The operation of the pulse combustor is controlled, unlike most currently used devices, to a lesser extent by changing the fuel flow rate and to a greater extent by changing the mechanism of the pulse combustion process.

Based on the results of the research, in the final part of the work, the author discusses the legitimacy of treating the pulsating combustion chamber as an acoustic device.

Spis treści

Streszczenie.....	3
Summary.....	4
Wykaz oznaczeń.....	6
1 Wstęp.....	9
1.1 Motywacja.....	9
2 Przegląd literatury.....	11
3 Tezy i układ rozprawy	30
4 Badania procesów zachodzących wewnątrz pulsacyjnej komory spalania	31
4.1. Opis badanego silnika i stanowiska pomiarowego.....	31
4.2. Analiza niepewności toru pomiarowego	45
4.3. Jakościowy opis zjawisk w komorze spalania	50
4.4 Ilościowa interpretacja wyników badań	96
5 Modelowanie spalania pulsacyjnego metodami CFD	104
5.1. Opis modelu numerycznego.....	104
5.2. Wyniki przeprowadzonych symulacji.....	110
6 Dyskusja wyników	130
6.1 Pomiar składu spalin	130
6.2 Określenie rzeczywistej sprawności termodynamicznej.....	135
6.3 Podsumowanie	140
7 Wnioski.....	147
Literatura.....	149

Wykaz oznaczeń

$A_{p_{ks}}$	amplituda ciśnienia w komorze spalania
c	prędkość dźwięku
C_K	współczynnik ciągu
EGT	średnia temperatura spalin
f	częstotliwość pracy silnika (częstotliwość pulsacji)
$f_{1/4}$	częstotliwość pracy silnika obliczona przy założeniu występowania $\frac{1}{4}$ fali stojącej na całej długości silnika
f_H	częstotliwość pracy rezonatora Helmholtza
K	ciąg średni (ciąg)
L	odległość wtryskiwacza od krawędzi wlotu
L_{eng}	długość silnika
L_{wl}	długość przewodu wlotowo – wylotowego
$\dot{m}$	masowe natężenie przepływu powietrza (wydatek masowy powietrza)
$\dot{m}_{pal}$	masowe natężenie przepływu paliwa (wydatek masowy paliwa)
$\dot{m}_s$	masowe natężenie przepływu spalin (wydatek masowy spalin)
p	ciśnienie atmosferyczne
P_{ks}	ciśnienie w komorze spalania
P_{rz}	ciśnienie rzeczywiste medium w instalacji paliwowej
P_w	ciśnienie gazu przy którym wzorcowano przepływomierz
q_v	dawka
R	wskazanie rotametrów
S_{wl}	pole przekroju wlotowo – wylotowego
S_{wyl}	pole przekroju wylotu
T	temperatura średnia w silniku
T_s	temperatura spalania
U	niepewność rozszerzona
u	niepewność standardowa
$u_{\dot{m}}$	niepewność standardowa złożona określania wydatku paliwa
u_A	niepewność standardowa typu A
u_P	niepewność standardowa złożona pomiaru ciśnienia
u_R	niepewność standardowa odczytu z rotametrów
u_B	niepewność standardowa typu B

V_{ks} – objętość komory spalania

$\vec{v}$ – prędkość lotu lub prędkość we wlocie do silnika odrzutowego

v_{in} – prędkość powietrza napływającego do komory spalania

$\vec{w}$ – prędkość wypływu spalin z dyszy wylotowej silnika

Δ_{gr} – błąd graniczny

η – współczynnik sprawności

κ – wykładnik adiabaty

1 Wstęp

1.1 Motywacja

Spalanie paliw jest głównym źródłem energii dla, ciepłej wody użytkowej, ogrzewania domów, transportu oraz dla produkcji energii elektrycznej [1], [2]. Intensywny rozwój cywilizacyjny wymusza wzrost zapotrzebowania na energię [1]. Jest oczywiste również, że spalanie paliw nie tylko generuje ciepło, ale również zanieczyszczenia takie jak tlenki azotu, niespalone węglowodory czy tlenek węgla. Głównym produktem spalania węglowodorów jest dwutlenek węgla, który traktowany jest jako gaz przyczyniający się do globalnego ocieplenia [3]. W dobie prób zmniejszenia wspomnianych emisji opracowuje się coraz nowsze i doskonalsze metody spalania zarówno na skalę przemysłową, [4], [5] jak również na mniejszą np. w transporcie [3], [6]–[8]. Niezależnie od tego zmniejszenie emisji można uzyskać spalając „nowe”, ekologiczne paliwa [9].

W większości komór spalania (nie licząc silników tłokowych) spalanie odbywa się w sposób ciągły. W tym przypadku wszelkie pulsacje ciśnienia uważa się za niekorzystne. Prowadzonych jest wiele badań dotyczących ich powstawania oraz sposobów unikania, gdyż mogą prowadzić do uszkodzenia komory lub całego urządzenia, w którym pracuje komora spalania.

Istnieje jednak pewna grupa komór spalania, w których proces ten odbywa się periodycznie w sposób izochoryczny. Nazywane są one „pulsacyjnymi komorami spalania”. W tego typu urządzeniach dąży się do jak największych pulsacji ciśnienia. Przekłada się to na intensywność procesu spalania, a co za tym idzie na energię pozyskiwaną z tej przemiany.

Proces spalania pulsacyjnego jest zjawiskiem ekscytującym dla szerokiego grona badaczy. Pomimo znacznej liczby prac powstałych na przestrzeni lat, wiele kwestii dotyczących pracy pulsacyjnych komór spalania ciągle pozostaje niewyjaśnionych. Z prowadzonych badań wynika, że klasyczne komory pulsacyjne, w których zachodzi cykliczne spalanie deflagacyjne (zupełnie inaczej sprawa wygląda, gdy spalanie deflagacyjne zastąpimy spalaniem detonacyjnym [70]), nie są zbyt efektywnymi jednostkami napędowymi, ale sprawdzają się jako sprawne urządzenia grzewcze lub osuszające [10], [11]. Obecnie pulsacyjne komory spalania są wykorzystywane do ogrzewania mieszkań [71], suszenia [12], rozpylania środków biobójczych oraz ochrony roślin lub generacji gorącej mgły [72], [73]. Najnowsze źródła przewidują wykorzystanie pulsacyjnej komory spalania przy produkcji paliwa stałego z osadów ściekowych [13]. Ze względu na szerokie możliwości zastosowania oraz stosunkowo niski poziom wiedzy na temat spalania pulsacyjnego, badania poznawcze tego procesu

są uzasadnione. W tym kontekście warto też zwrócić uwagę na wnioski prezentowane w pojawiających się w ostatnim czasie publikacjach [14], [15], z których wynika, że komory z pulsacyjnym spalaniem mogą emitować mniej szkodliwych produktów spalania, niż komory ze spalaniem ciągłym.

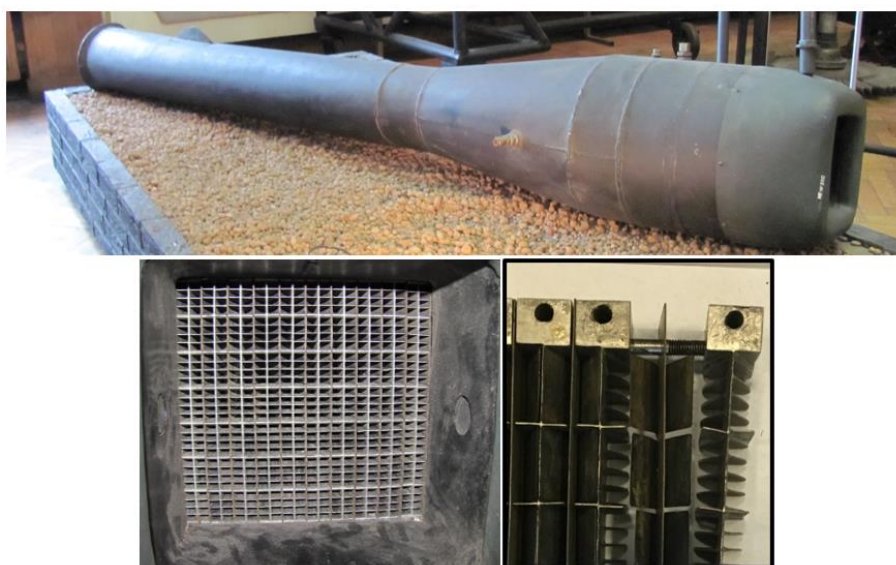
2 Przegląd literatury

W prezentowanej pracy autor skupia się na spalaniu pulsacyjnym, a nie na niestabilnościach spalania wywołanych falami akustycznymi [16], [17]. Jako spalanie pulsacyjne rozumiany jest proces, w którym spalanie występuje cyklicznie z określoną częstotliwością zależną od intensywności procesu wewnątrz komory oraz jej geometrii. W niektórych publikacjach tzw. „rura Rijkego” często jest zaliczana do urządzeń, w których występuje spalanie pulsacyjne. Zdaniem autora nie jest to trafne określenie. W urządzeniu tym do generacji fal akustycznych wykorzystuje się źródło ciepła pracujące w trybie ciągłym np. palnik Meckera. W odpowiedniej konfiguracji fale akustyczne powodują pulsacje płomienia oraz pofalowanie jego powierzchni, jednak spalanie następuje w dalszym ciągu w sposób ciągły [74]. Takie zjawisko jest ilustracją typowych niestabilności spalania wywołanych akustyką. W niektórych przypadkach źródło ciepła może stanowić grzałka elektryczna [18]. Z tego względu przypadek spalania pulsacyjnego reprezentowanego przez tzw. „rurę Rijkego” został wykluczony z analizy w niniejszej pracy.

Z uwagi na konstrukcję można rozróżnić dwa podstawowe rodzaje pulsacyjnych komór spalania:

- z mechanicznymi zaworami jednokierunkowymi,
- z bezwładnościowym zaworem gazodynamicznym (bezzaworowe).

Z pośród wielu propozycji układu konstrukcyjnego mechanicznych zaworów jednokierunkowych najszersze zastosowanie znalazły zawory typu „trzciniowego” [75] (Rys. 2.1) lub typu „płatkowego” (Rys. 2.2).



Rys. 2.1. Pulsacyjny silnik zaworowy SP-3 oraz szczegóły budowy zaworów typu trzciniowego



Rys. 2.2. Silnik zaworowy "MelProp" oraz szczegóły budowy zaworów typu płatkowego

Konstrukcje z bezwładnościowym zaworem gazodynamicznym zwane są również bezzaworowymi, ponieważ nie występuje w nich klasyczny mechaniczny zawór jednokierunkowy. Jego rolę pełni odpowiednio ukształtowany przewód rurowy (Rys. 2.3). Dzięki temu komora spalania nie posiada ruchomych części, które mogą ulec awarii. Dodatkowo mechaniczne zawory mogą wpływać na proces spalania pulsacyjnego zmieniając jego częstotliwość. W skrajnym przypadku źle dobranych zaworów nie jest możliwa pulsacyjna praca komory spalania [19].



Rys. 2.3. Bezzaworowe silniki pulsacyjne opracowane w Polsce w latach 60 [20]

Brak mechanicznych zaworów czyni konstrukcję bardzo prostą i niezawodną. Bezzaworowa komora spalania jest w przybliżeniu przewodem rurowym o zmiennym przekroju ze specjalnie dobranymi średnicami oraz długością. Prace prowadzone w Stanach Zjednoczonych oraz Francji w latach 60 [21] wykazały, że bezzaworowa pulsacyjna komora spalania może przyjmować dowolne kształty. Możliwe jest zatem konstruowanie silników z „wlotem” i „wylotem” skierowanym w jedną stronę (Rys. 2.3). W późniejszych konstrukcjach można również zobaczyć, że rury wlotowe i wylotowe łączą się z komorą spalania w tym samym przekroju i różnią się tylko średnicą (Rys. 2.4).



Rys. 2.4. Przykład nowoczesnego pulsacyjnego silnika bezzaworowego do napędu bezzałogowego statku powietrznego [76]

W trakcie badań opisanych w [21] wykonano wiele bezzaworowych silników pulsacyjnych. Celem tego było określenie zależności między rozmiarami silnika, a współczynnikiem „ciąg średni/objętość komory spalania”. Stwierdzono, że im mniejszy silnik tym większy stosunek ciągu średniego do objętości komory spalania. Potwierdziło to tezę, że do zaprojektowania miniaturowego silnika pulsacyjnego nie wystarczy tylko odpowiednio przeskalować większy sprawnie działający silnik, ale trzeba od nowa przeprojektować całą komorę spalania.

Ponadto na podstawie jednego modelu silnika badano wpływ zmiany sposobu podawania paliwa oraz kształtu komory spalania na osiągi. W trakcie eksperymentu uzyskano poprawę współczynnika ciąg średni/objętość komory spalania o 50%. Daje to obraz tego, jak ważny dla osiągnięć jest w tym rodzaju napędu sposób podawania paliwa i kształt komory spalania.

W cytowanej pracy nie brano pod uwagę sprawności procesu spalania i nie wiązano wartości stosunku ciągu średniego do objętości komory spalania z masowym natężeniem przepływu paliwa przez wtryskiwacze.

W latach 1949 – 1959 pracami teoretycznymi oraz doświadczalnymi dotyczącymi problemów spalania w silnikach pulsacyjnych zaworowych i bezzaworowych zajmowano się w Zakładzie Spalania Instytutu Lotnictwa, którego kierownikiem był dr inż. Stanisław Wójcicki [20]. Spośród wielu analizowanych rozwiązań zdecydowano się szczegółowo przebadać rozwiązania silników z zaworami sprężynowymi oraz z zaworem bezwładnościowym.

W wyniku prac rozwinięto konstrukcję szeregu silników pulsacyjnych, z których najsłynniejszy, o ciągu 300 N, został wykorzystany jako silnik startowy szybowca „Bocian” (Rys. 2.3, po prawej).

Silnik SP - 3 o ciągu 700 N z zaworami sprężynowymi (Rys. 2.1) był przewidziany do napędu zdalnie sterowanego celu latającego TC-1. W toku badań nad usprawnieniem

zaworów sprężynowych udało się uzyskać rozwiązanie, które pozwoliło na ich bezawaryjną pracę przez 1,5 godz.

Ostatecznym wynikiem dziesięcioletnich prac prowadzonych w Polsce było:

- Opracowanie metody analizy działania silnika pulsacyjnego z zaworem bezwładnościowym opartej na teorii nieustalonego ruchu płynu ściśliwego.
- Opracowanie metody określania geometrii silnika opartej na znajomości współczynników empirycznych charakteryzujących jego osiągi i optymalną geometrię.
- Zaprojektowanie i wykonanie 4 silników z zaworami sprężynowymi o ciągach od 300 N do 5000 N oraz 3 z zaworem bezwładnościowym o ciągach od 100 N do 1000 N.

Niestety w dostępnych materiałach nie znaleziono szczegółowych informacji na temat tych konstrukcji oraz wyników prowadzonych badań. Zwięzły opis najważniejszych odkryć z tych prac zawarty jest w [22].

Metoda określania geometrii silnika na podstawie zależności empirycznej została zaproponowana również w pracach [19], [23], [24]. Według autora, w celu uzyskania 1 N ciągu średnia powierzchnia przekroju poprzecznego silnika powinna wynosić $6,59 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$ lub $6,3 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$ w zależności od poczynionych przybliżeń przy przeliczaniu jednostek do zgodnych z układem SI. Poza dokładną wartością autor nie precyzuje przedziału, w którym sprawdza się to przybliżenie.

Wspomniana wyżej zależność nie pokrywa się z zależnościami prezentowanymi w [22]. We wspomnianej publikacji autor proponuje wprowadzenie tzw. „współczynnika ciągu”:

$$C_K = \frac{K}{p \cdot S_{wyl}}$$

gdzie:

C_K – współczynnik ciągu

K – ciąg w N

p – ciśnienie atmosferyczne w Pa

S_{wyl} – pole przekroju dyszy wylotowej

Według opracowania współczynnik ciągu powinien zwierać się w przedziale 0,25 – 0,35. Zakładając, że ciśnienie atmosferyczne wynosi 101325 Pa dla skrajnych wartości współczynnika ciągu otrzymuje się:

- dla $C_K = 0,25$ i $K = 1\text{ N} \rightarrow S_{wyl} = 3,95 \cdot 10^{-5}\text{ m}^2$
- dla $C_K = 0,35$ i $K = 1\text{ N} \rightarrow S_{wyl} = 2,82 \cdot 10^{-5}\text{ m}^2$

Należy zaznaczyć, że uzyskane w tym przypadku wartości S_{wyl} dotyczą pola przekroju dyszy wylotowej, co nie jest tożsame z wartościami średniej powierzchni przekroju poprzecznego silnika przyjętej w publikacji [23].

Z prezentowanej definicji współczynnika ciągu wynika, że im większa jest jego wartość tym większy ciąg można uzyskać przy tej samej powierzchni dyszy.

Wspomniane sposoby szacowania geometrii silników pulsacyjnych mają zastosowanie tylko do silników o prostej geometrii np. SP-3, AS-104. W przypadku bardziej skomplikowanego kształtu silnika (np. silnik „escopette” (Rys. 2.5)) nie ma żadnych wskazówek dotyczących proporcji geometrycznych. Dodatkowo nie uwzględnia się w nich innych istotnych czynników wpływających na osiągi np. rodzaj paliwa i sposób jego dostarczenia do komory spalania.



Rys. 2.5. Szkic silnika Escopette [77]

Autor prac [19], [23], [24] wykazuje eksperymentalnie, że średni ciąg generowany przez silnik jest funkcją składu mieszanki i osiąga maksimum w pobliżu górnej granicy palności dla użytego paliwa. Wzrostowi ciągu towarzyszy spadek częstotliwości pracy silnika. Przedstawione matematyczne szacowanie ciągu wymaga znajomości amplitudy ciśnienia w komorze spalania. Obliczenia te wskazują, iż maksymalne nadciśnienie w komorze spalania jest funkcją jej objętości. Autor cytowanej publikacji podsumowuje, że teoretyczne maksymalne wartości amplitudy ciśnienia w komorze spalania można osiągnąć realizując spalanie w sposób całkowicie izochoryczny. W takim przypadku powinno ono trwać nie dłużej niż 1/30 cyklu pracy pulsacyjnej komory spalania. Tak szybkie utlenienie paliwa jest trudne do zrealizowania, stąd autor cytowanej publikacji sugeruje, aby zastąpić proces spalania np. wyładowaniem elektrycznym. W omawianej pracy wyniki obliczeń amplitudy ciśnienia w komorze spalania są porównane z rzeczywistymi przebiegami, jednak nie zaprezentowano eksperymentalnej weryfikacji założenia dotyczącego czasu spalania.

Z kolei w pracy [22] autor przypuszcza, że spalanie można podzielić na dwie fazy, które trwają łącznie około 0,25 czasu całego cyklu. Również w tym przypadku założenia te nie są potwierdzone badaniami.

Niezależnie od typu i zastosowania komory można spotkać w analizowanej literaturze dwa zasadnicze modele akustyczne pulsacyjnych komór spalania:

- występowania $\frac{1}{4}$ fali stojącej w całej długości silnika [22],
- rezonatora Helmholtza [25].

Obie teorie zakładają, że optymalna praca pulsacyjnej komory spalania zachodzi tylko przy jednej częstotliwości pracy – tzw. częstotliwości rezonansowej. Częstotliwość ta jest zależna od zastosowanego modelu i wynosi:

$f_{1/4} = \frac{c}{4 \cdot L_{eng}}$	(2.1)
---------------------------------------	-------

$f_H = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S_{wl}}{V_{ks} \cdot L_{wl}}}$	(2.2)
--	-------

gdzie:

$f_{1/4}$ – częstotliwość przy założeniu występowania $\frac{1}{4}$ fali stojącej na całej długości silnika

f_H – częstotliwość pracy rezonatora Helmholtza

c – prędkość dźwięku

L_{eng} – długość silnika

S_{wl} – pole przekroju wlotowo-wylotowego

L_{wl} – długość przewodu wlotowo-wylotowego

V_{ks} – objętość komory spalania

Z powyższych wzorów łatwo wyliczyć, że przy tej samej częstotliwości i objętości komory spalania rezonator Helmholtza będzie znacznie krótszy od urządzenia działającego zgodnie z teorią $\frac{1}{4}$ fali.

Problematyczne jest określenie prędkości dźwięku występującej w powyższych wzorach. Spowodowane jest to znacznymi gradientami temperatury wzdłuż kanału przepływowego [26], [25]. W publikacji [22] autor częściowo próbuje temu zaradzić wprowadzając pojęcie temperatury „średniej” wyrażonej:

$T = \frac{2}{\kappa + 1} \cdot T_s$	(2.3)
--------------------------------------	-------

gdzie:

T_s – temperatura spalania

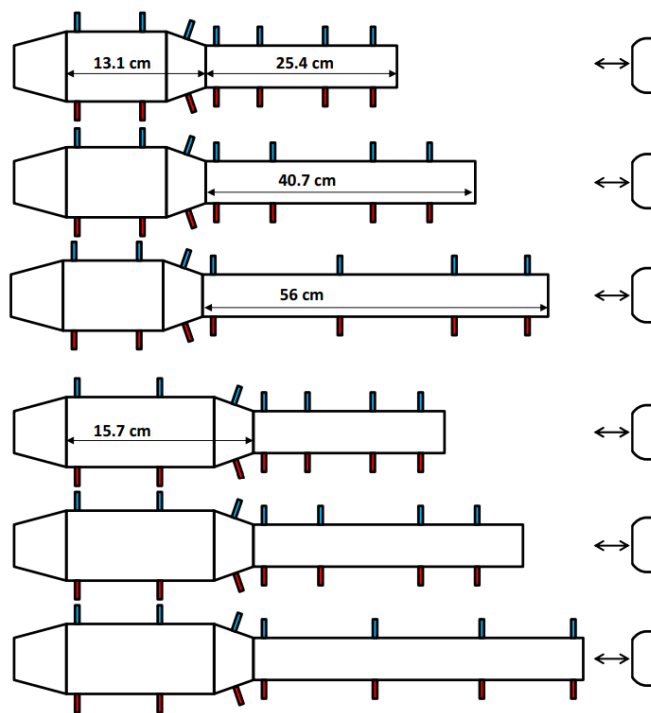
κ – wykładnik adiabaty

Niestety do tej pory nie udało się ustalić, który model akustyczny najlepiej opisuje pracę pulsacyjnej komory spalania. Nie ma również jednoznacznego kryterium kwalifikującego różne konstrukcje jako przykłady któregoś ze wspomnianych modeli.

W późniejszych publikacjach próbuje się udowodnić, iż w całej długości silnika występuje 1/6 fali stojącej [27]. Z kolei w publikacji [28] autorzy wprowadzają pewne empiryczne współczynniki korygujące zależność w ten sposób, aby teoria 1/6 fali jak najlepiej opisywała pracę badanej komory. Wart uwagi jest fakt, że w obu publikacjach badaniom podlega ta sama pulsacyjna komora spalania.

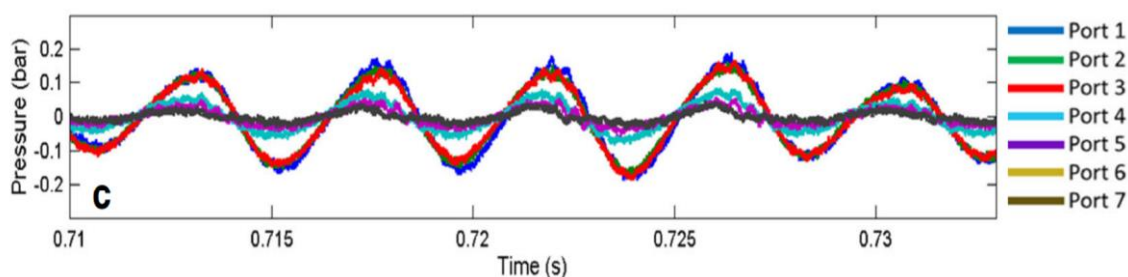
W publikacji [26] autor słusznie zauważa, że analityczne szacowanie częstotliwości pracy pulsacyjnej komory spalania jest obarczone dużą niepewnością, ponieważ w różnych przekrojach badanego urządzenia występują różne wartości temperatury, a szacowanie jednej, średniej temperatury czynnika roboczego jest głównym źródłem błędów. W wyniku czego ta sama komora spalania w zależności od autora publikacji może być zaliczona jako „reprezentant” różnych modeli akustycznych.

W analizowanej publikacji autor mierzy przebiegi ciśnienia w różnych odległościach od bloku zaworów (Rys. 2.6) przy różnych konfiguracjach geometrycznych badanego zaworowego silnika pulsacyjnego. Pod uwagę brana była również obecność kielicha wylotowego.



Rys. 2.6. Schemat rozmieszczenia czujników ciśnienia (kolor niebieski) oraz jonizacyjnych czujników płomienia (kolor czerwony) zastosowanych podczas badań w pracy [26]

W przytoczonej pracy na podstawie pomiaru opóźnienia wystąpienia maksimum ciśnienia w poszczególnych lokalizacjach udowodniono, że ciśnienie dla jednakowych odstępów czasu ma takie same wartości dla wszystkich 3 czujników w komorze spalania (Rys. 2.7, porty 1 – 3). Zjawisko to nie zależy od długości komory spalania oraz przewodu wylotowego, w zakresie konfiguracji zastosowanych podczas badań w cytowanej pracy. Zdaniem autorów publikacji jest to jednoznaczny dowód, iż silnik pulsacyjny z komorą spalania o średnicy większej niż przewód wylotowy powinien być traktowany jak rezonator Helmholtza.



Rys. 2.7. Przebiegi ciśnienia w różnych lokalizacjach w badanym silniku pulsacyjnym zaprezentowane w pracy [26]

Niektórzy autorzy próbują szacować częstotliwość pracy pulsacyjnej komory spalania na podstawie układu równań różniczkowych [29].

Modelowanie matematyczne jest coraz bardziej skutecznym narzędziem do określania geometrii każdej komory spalania i przewidywania jej osiąarów [30]. Na przestrzeni lat zaproponowano wiele, w różnym stopniu skomplikowanych, modeli numerycznych pulsacyjnych komór spalania. Zostały one krótko opisane w [10], [13], [25]. Analiza publikacji źródłowych [29], [31]–[40] wykazuje, że modele te są z reguły złożone oraz wymagają znacznych mocy obliczeniowych. Dodatkowo są one korygowane na podstawie współczynników empirycznych określonych doświadczalnie tylko dla jednej komory spalania. Nie ma ich weryfikacji w drugą stronę, a zatem nie mogą być wykorzystane jako modele przewidujące osiąagi oraz stosowane dla różnych pulsacyjnych komór spalania. Z drugiej strony, modele te muszą być złożone, ponieważ natura procesu spalania pulsacyjnego jest bardzo skomplikowana. Każdy pojedynczy parametr pracy jest silnie sprzężony z innymi i nie ma prostej, uniwersalnej [38], [41] metody matematycznego opisu tego zjawiska.

W publikacji [38] przedstawione zostały wyniki pracy zespołu z Politechniki Łódzkiej kierowanego przez prof. Ireneusza Zbicińskiego, który podjął się próby modelowania pulsacyjnych komór spalania. W tym celu Autorzy zaproponowali „neuronowy model pulsacyjnej komory spalania”. Model ten pomija szczegółowy opis zjawisk zachodzących w komorze spalania. W celu szacowania osiąarów pulsacyjnej komory spalania została

zbudowana sieć połączeń pomiędzy wielkościami wejściowymi wpływającymi na osiągi, a wielkościami wyjściowymi. Model ten może stanowić dobre narzędzie pomocnicze do projektowania pulsacyjnych komór spalania, jednakże nie wyjaśnia zjawisk zachodzących w komorze.

Brak jednoznacznego, prostego opisu matematycznego wiążącego ze sobą parametry pracy pulsacyjnej komory spalania oraz brak schematu postępowania przy ich projektowaniu sprawia, że do dziś urządzenia do spalania pulsacyjnego konstruowane są metodą prób i błędów.

Autorzy szerokiego przeglądu literatury [13] sugerują, że przyczyną takiego stanu rzeczy może być między innymi:

- Niewystarczające zrozumienie termo-gazodynamiki komory spalania w połączeniu z jej geometrią.
- Nie do końca określone relacje między akustyką, spalaniem a turbulencją.
- Trudności w uwzględnieniu złożonych procesów spalania w modelach matematycznych.

W pracy [29], [31] autorzy twierdzą, że kluczowy wpływ na pracę pulsacyjnej komory spalania ma:

- Czas procesu mieszania paliwa i powietrza.
- Czas procesu spalania (kinetyka reakcji).
- Czas przemieszczania się fal akustycznych w komorze.
- Czas mieszania się spalin z poprzedniego cyklu z mieszanką paliwowo – powietrzną.

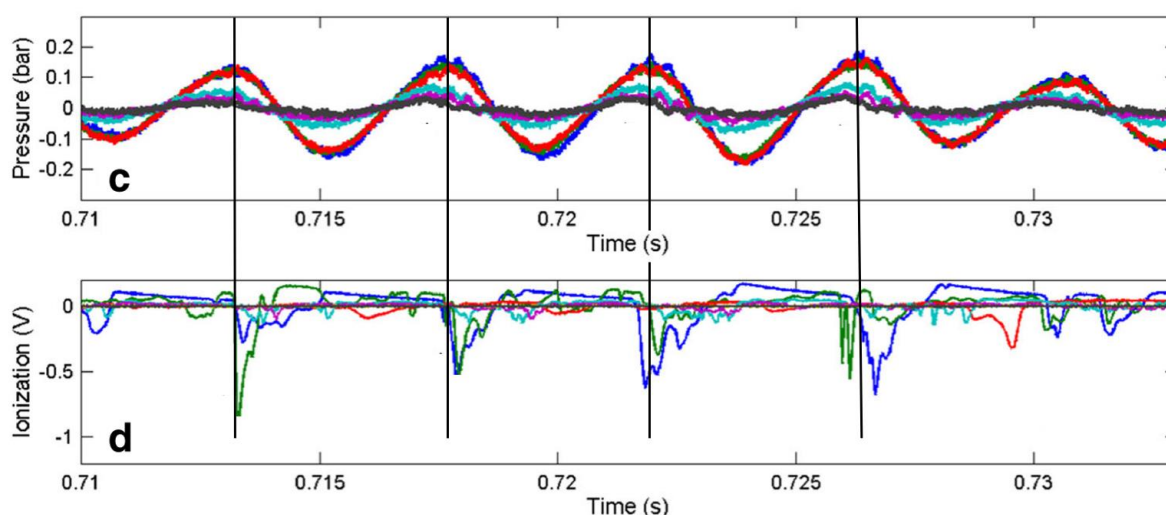
W celu uproszczenia obliczeń, w pracy [29], [31] założono, że do komory spalania napływa przygotowana mieszanina palna. Pozwala to wyeliminować z obliczeń niewiadomą związaną z czasem potrzebnym na mieszanie paliwa z powietrzem.

Autorzy omawianej pracy podsumowują, iż zmiana szybkości reakcji powoduje zmianę prędkości przemieszczania się spalin oraz czasu mieszania spalin ze świeżą mieszanką. W konsekwencji zmienia się częstotliwość pulsacji komory i może ona dalej poprawnie pracować. Podobnie, jeżeli zmianie ulegnie długość komory spalania, to wydłuży się czas przemieszczania fal akustycznych oraz czas mieszania się spalin ze świeżą mieszanką, co wpłynie na szybkość reakcji. Na podstawie cytowanej pracy można wnioskować, że w przypadku pulsacyjnej komory spalania możemy regulować proces zachodzący wewnątrz niej poprzez modyfikację wymiarów komory, sposobu rozpylania paliwa oraz rodzaju paliwa.

Z drugiej strony po zmianie jednego z tych parametrów proces spalania niejako „dostosowuje się” do nowych warunków i pulsacyjne spalanie powinno dalej zachodzić. Zmianie może ulec jego częstotliwość, amplituda ciśnienia lub ciągu. Zmiana tych wielkości może świadczyć również o zmianie sprawności procesu. Spowodowane jest to inną organizacją omawianego zjawiska w komorze spalania.

W cytowanej pracy obliczenia weryfikowane są tylko dla jednego punktu pomiarowego. Brak jest odniesienia, jak oszacowane zmiany mają się do rzeczywistych zmian zachodzących w badanej komorze. Brak jest również oceny sprawności procesu wewnątrz komory w zależności od wartości wspomnianych kluczowych czasów trwania.

W pracy [26] autorzy badają również czas i miejsca występowania płomienia podczas stabilnej pracy silnika. Było to możliwe, dzięki zastosowaniu jonizacyjnych czujników płomienia w różnych lokalizacjach badanego silnika (Rys. 2.6). Zostało udowodnione, że spalanie występuje głównie w komorze spalania. W przypadku stosowania krótszej komory spalania płomienie były obecne w początkowej części przewodu wylotowego. W tych konfiguracjach występowały problemy z uruchomieniem silnika. Zestawienie chwil pojawienia się płomienia w komorze spalania z przebiegami czasowymi ciśnienia (Rys. 2.8) pozwoliło wywnioskować, iż spalanie nie jest do końca powiązane z falami ciśnienia. Podczas stabilnej pracy może ono występować przed lub po maksimum ciśnienia w komorze spalania.



Rys. 2.8. Zestawienie przebiegów czasowych sygnałów z czujników ciśnienia oraz jonizacyjnych czujników płomienia. Oznaczenia krzywych jak na rysunku 2.7 [26]

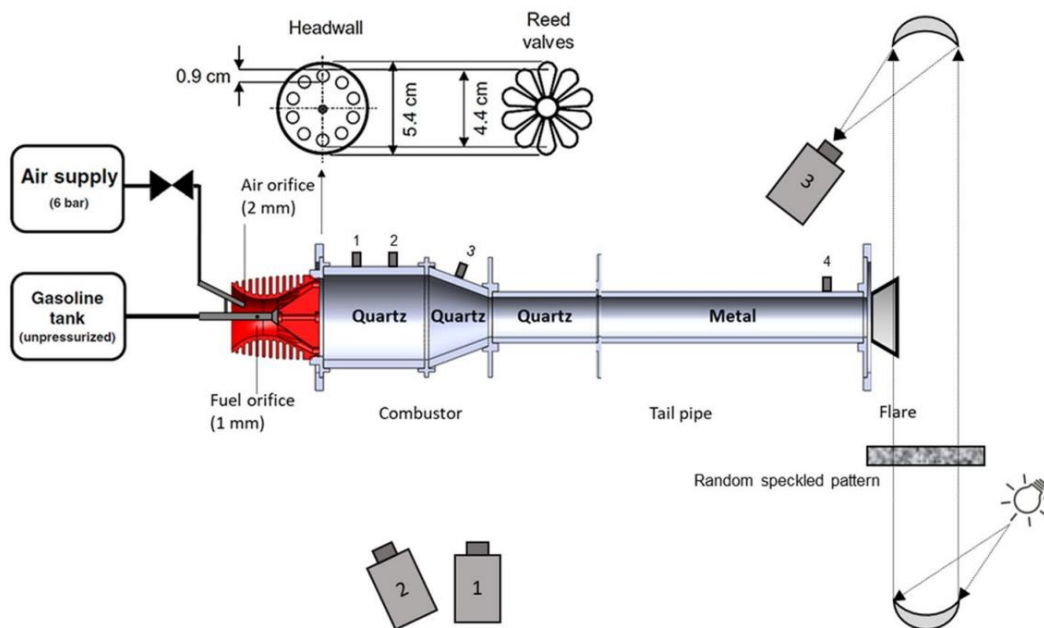
Analizując rysunek 2.8 należy mieć na uwadze, iż jonizacyjne czujniki płomienia rejestrują zjawiska tylko w swoim bezpośrednim otoczeniu. Przyczyną występowania sygnału pojawienia się płomienia w różnych chwilach względem ciśnienia może być fakt istnienia wielu tzw. jąder zapłonu rozmieszczonych w całej objętości komory spalania. W późniejszej swojej pracy [42]

ten sam autor potwierdza tę tezę. Dzięki zastosowaniu szklanego korpusu silnika (Rys. 2.9) i nagrywania trzema szybkimi kamerami z prędkością 5000 kl/s możliwa była bezpośrednia obserwacja cyklu pracy zaworowego silnika pulsacyjnego.

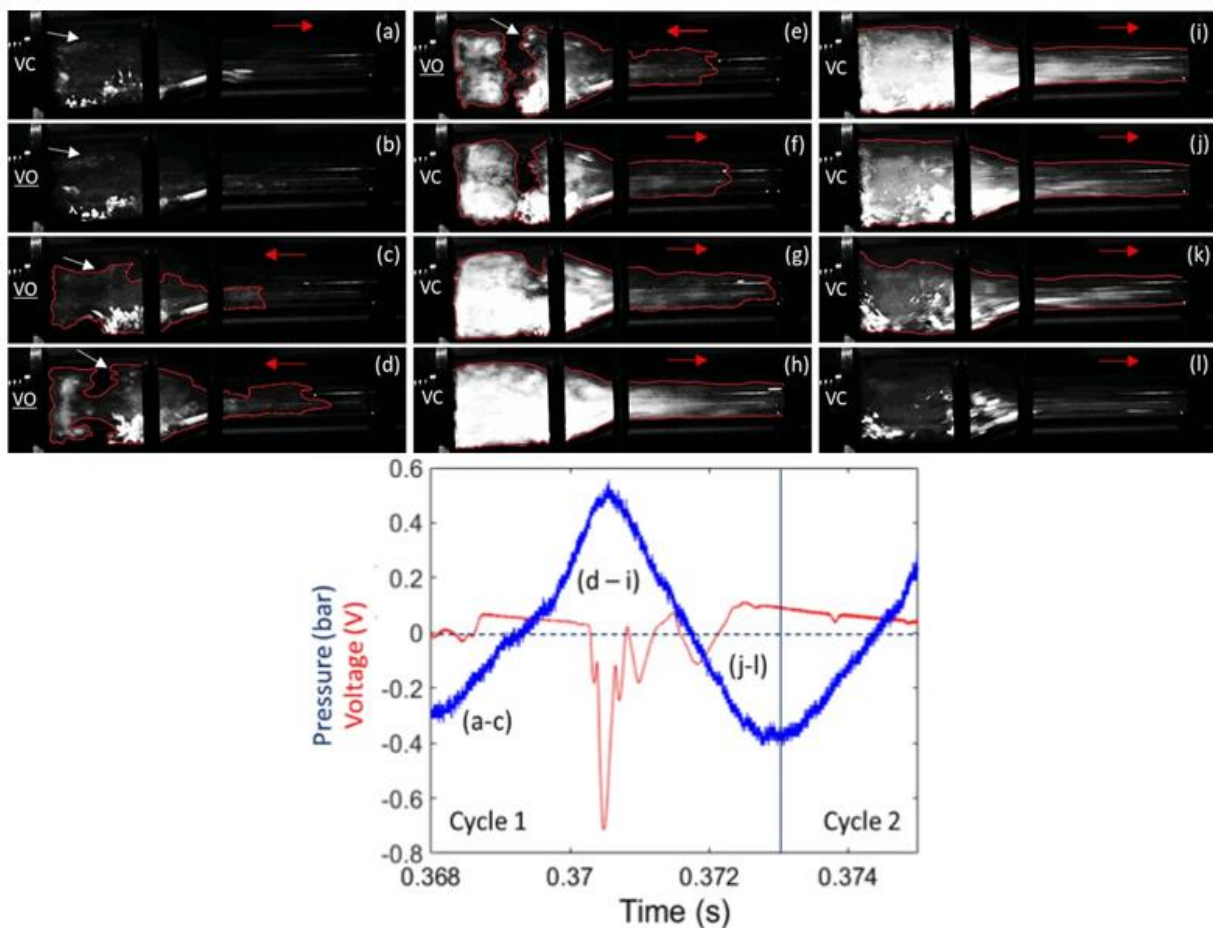
W omawianej pracy mimo identycznej szybkości filmowania czas ekspozycji był różny i wynosił:

- 0,025 s dla kamery numer 1
- 0,008 s dla kamery numer 2
- 0,001 s dla kamery numer 3.

Dodatkowo kamery 2 i 3 rejestrowały obraz w technologii smugowej. Z punktu widzenia organizacji procesu spalania szczególnie istotna wydaje się ilustracja procesu wewnątrz komory zarejestrowana kamerą numer 1 (Rys. 2.10). Na rysunku białe strzałki pokazują kierunek napływu mieszanki palnej, a czerwone gorących spalin. Akronim „VO” oznacza, że zawory są otwarte, „VC” – zamknięte. Oznaczenia literowe na przebiegu ciśnienia wskazują kolejne zrzuty ekranu z nagrania szybką kamerą. Gorące jądra zapłonu widoczne są nawet, gdy w komorze panuje maksymalne podciśnienie. W miarę napływu świeżej mieszanki płomień propaguje stopniowo na całą komorę spalania.



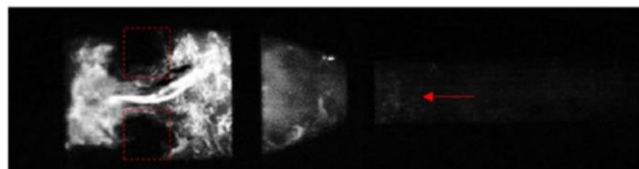
Rys. 2.9. Schemat badanego silnika oraz komory spalania zastosowanych w pracy [42]



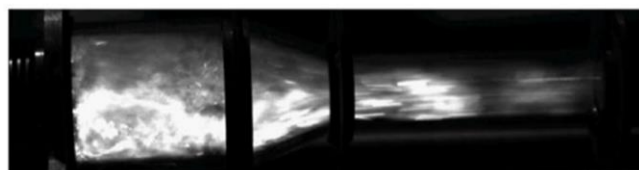
Rys. 2.10. Ilustracja cyklu roboczego wewnątrz zaworowego silnika pulsacyjnego odniesiona do przebiegu ciśnienia wewnątrz komory spalania [42]

Autorzy cytowanej publikacji zauważają, że podczas napływu świeżej mieszanki powstają dwie symetryczne struktury wirowe, w których dochodzi do ostatecznego przygotowania mieszaniny palnej (Rys. 2.11). Po powrocie części spalin do komory spalania następuje rozbitcie tych struktur wirowych oraz szybki zapłon w całej objętości komory spalania.

a)



b)



Rys. 2.11. Główne struktury wirowe w zaworowej pulsacyjnej komorze spalania zaprezentowane w pracy [42]

W innej pracy [43], opublikowanej w podobnym czasie, ta sama grupa autorów dokonała również oceny intensywności tych wirów. Badania potwierdziły tezę, że minimalna zmiana geometrii silnika znacznie wpływa na intensywność tych wirów, co przekłada się na osiągi silnika.

W omówionych wyżej pracach [26], [42], [43] wart podkreślenia jest fakt, iż podczas badań przepływ paliwa nie był bezpośrednio kontrolowany. Paliwo było samoczynnie zasysane eżekcyjnie z gardzieli we wlocie do silnika. Ilość zasysanego paliwa zależała od prędkości przepływającego powietrza. Podczas pracy silnika prędkość tego przepływu jest funkcją amplitudy ciśnienia w komorze spalania. Zatem podczas pracy w różnych konfiguracjach przy różnych amplitudach ciśnienia w komorze spalania, silnik zasilany był inną ilością paliwa.

Współcześnie ze względu na rosnące moce obliczeniowe komputerów oraz dynamiczny rozwój dostępnych komercyjnie pakietów obliczeniowych CFD, modelowanie z wykorzystaniem tego narzędzia wydaje się rozsądnym uzupełnieniem każdych badań. Z racji istnienia wielu trudności podczas badania pulsacyjnej komory spalania narzędzia tego typu stanowią nieocenioną pomoc. W odróżnieniu od dedykowanych modeli numerycznych wspomnianych wcześniej, komercyjne pakiety CFD obliczają parametry pracy pulsacyjnej komory spalania bazując na uniwersalnych równaniach i modelach turbulencji, wymiany ciepła oraz spalania. Z tego względu zdaniem autora niniejszej rozprawy poprawne stosowanie tego typu narzędzi może w istotny sposób wspomóc badania spalania pulsacyjnego. W szczególności badacze wykorzystują pakiety obliczeniowe, aby ocenić parametry procesu wewnątrz komory spalania, np. strukturę płomienia [44], skład mieszanki [45], emisję zanieczyszczeń [15], czy parowanie kropeł paliwa wewnątrz komory spalania [46].

Największym problemem podczas wykonywania symulacji zaworowej pulsacyjnej komory spalania, jest zamodelowanie przepływu przez blok zaworów. Bezpośrednia symulacja tego zjawiska wymaga stosowania tzw. dynamicznych siatek i zwiększa tzw. „koszt obliczeniowy”. Jako koszt obliczeniowy rozumiane jest zapotrzebowanie na pamięć RAM oraz moc obliczeniową procesora. W celu maksymalnego zwiększenia efektywności symulacji zaworowej komory spalania wykorzystuje się zmienny w czasie warunek brzegowy zaproponowany w pracy [47]. Ma on postać:

$v_{in} = \begin{cases} \frac{3(p - P_{ks})}{1000}, & P_{ks} < p \\ 0, & P_{ks} > p \end{cases}$	(2.4)
--	-------

gdzie:

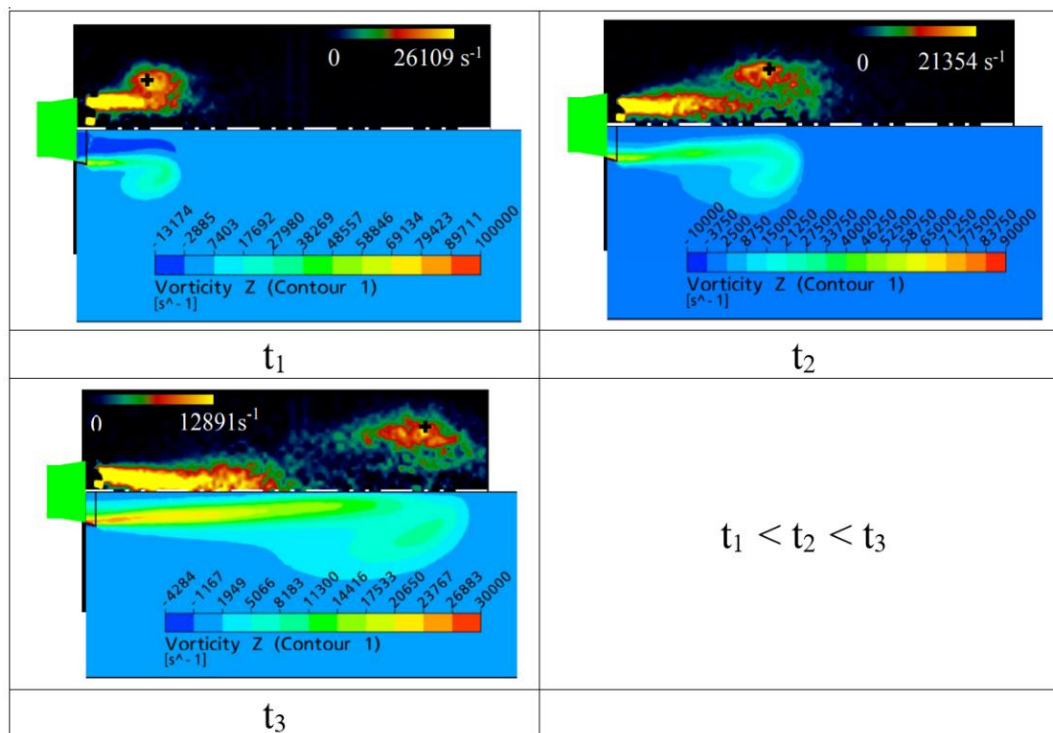
v_{in} – prędkość powietrza napływającego do komory spalania.

p – ciśnienie otaczającego powietrza.

P_{ks} – ciśnienie wewnątrz komory spalania.

Stosując tę funkcję należy mieć na uwadze, że obliczana jest tylko składowa osiowa prędkości i nieumiejętne stosowanie tej funkcji może skutkować brakiem tworzenia się wirów pokazanych na rysunku (Rys. 2.11).

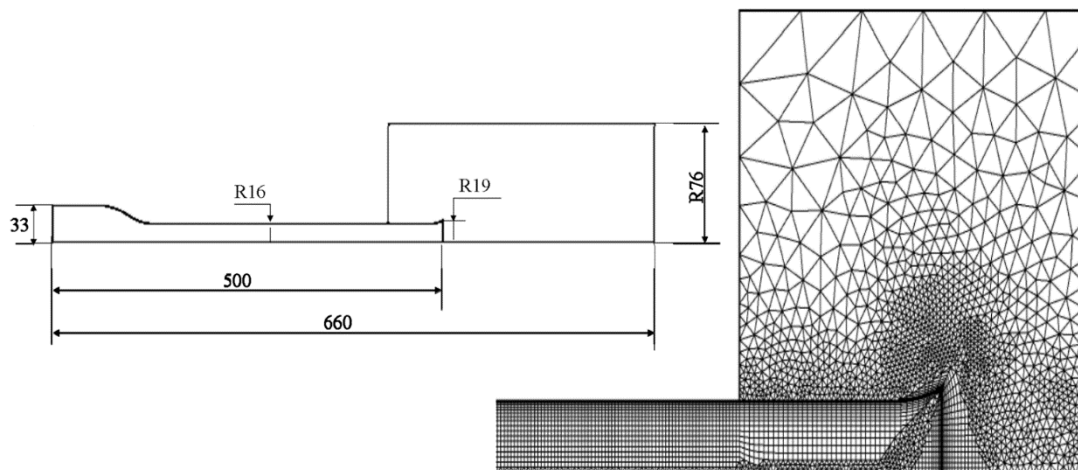
W pracy [48] autor udowadnia, że w przypadku silników pulsacyjnych konieczne jest rozszerzenie domeny obliczeniowej poza przekrój wylotowy z silnika. Tłumaczone jest to faktem, iż podczas pracy silnika na krawędzi wylotu powstaje silny obszar wirowy, który ma istotny wpływ na osiągi silnika. Obszar ten podczas wypływu gazów rozciąga się i ulega stopniowemu osłabianiu (Rys. 2.12). Subtelne zakrzywienie krawędzi wylotu na zewnątrz sprzyja intensyfikacji omawianej strefy wirowej. W celu zweryfikowania poprawności wykonanych symulacji zostały one porównane ze zdjęciami wykonanymi techniką PIV. Zdjęcia były wykonywane w interwałach co 125 μs .



Rys. 2.12. Zestawienie wyników symulacji (dolna część obrazu) ze zdjęciami wykonanymi techniką PIV (górna część obrazu) [48]

Autor pracy [48] uzyskał taką wysoką zgodność z eksperymentem przy stosunkowo nieznacznym rozszerzeniu domeny obliczeniowej poza układ wylotowy. W kierunku osiowym brzeg domeny obliczeniowej był oddalony o 5 średnic rury wylotowej (Rys. 2.13). W kierunku

promieniowym domena miała promień 4 razy większy od promienia zakończenia przewodu wylotowego. W celu zminimalizowania liczby objętości skończonych w domenie obliczeniowej z jednoczesnym zachowaniem maksymalnej jakości została zastosowana siatka hybrydowa (Rys. 2.13).



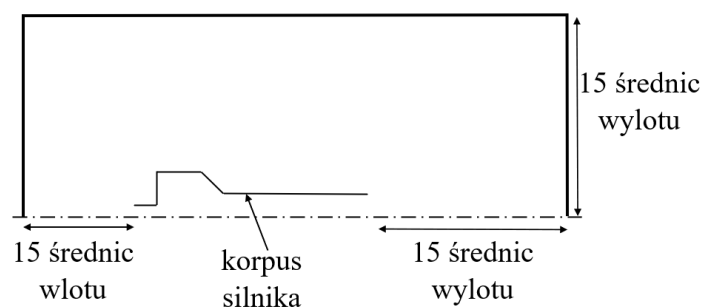
Rys. 2.13. Szkic domeny oraz fragment siatki obliczeniowej zastosowanej w [48]

W tym miejscu warto również zwrócić uwagę, iż zakrzywione krawędzie przewodu wylotowego były stosowane już w we wczesnym stadium rozwoju silników pulsacyjnych (Rys. 2.14).



Rys. 2.14. Szczegóły zakończenia przewodu wylotowego silnika SP-3

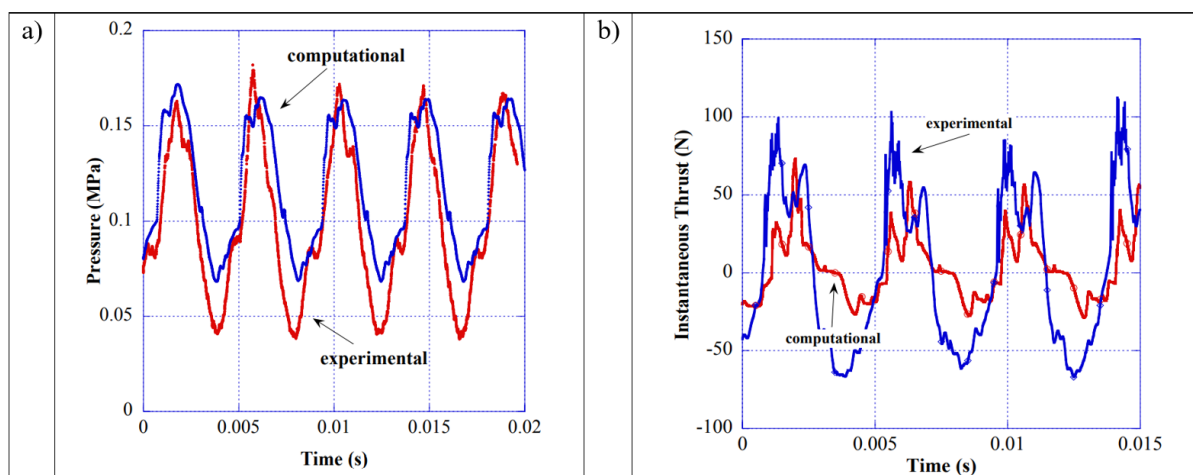
Problem modelowania przepływu przez blok zaworów nie istnieje w przypadku silników bezzaworowych. W pracy [49] autor sugeruje, że w przypadku silników bezzaworowych domenę obliczeniową należy rozszerzyć zarówno w stronę kierunku wylotu, jak i wlotu powietrza do silnika. Pozwoli to na uwzględnienie w toku symulacji struktur wirowych powstałych na krawędzi przekroju wlotowego oraz wylotowego. Autor cytowanej publikacji sugeruje stosowanie domeny obliczeniowej, której brzegi odsunięte są od krawędzi silnika aż o 15 charakterystycznych średnic (Rys. 2.15).



Rys. 2.15. Domena obliczeniowa zastosowana w pracy [49]

W zdecydowanej większości publikacji autorzy decydują się na model turbulencji $k - \varepsilon$. Wybór motywowany jest tym, iż jest to dobrze sprawdzony model, stanowiący kompromis między zapotrzebowaniem na moc obliczeniową a osiąganymi wynikami. W pracy [48] autorzy zdecydowali się zastosować model turbulencji " $k - \omega SST$ ". Wybór uzasadniony jest tym, iż zgodnie z opisem [50] grupa modeli turbulencji typu $k - \omega$ powinna być używana, gdy w przepływie jest spodziewane wystąpienie silnych struktur wirowych, gradientów ciśnienia i oderwania przepływu. Wynika to z faktu, iż modele tego typu w porównaniu z $k - \varepsilon$ znacznie lepiej szacują przepływ w warstwie przyściennej. Dodatkowo w równaniach modelu " $k - \omega SST$ " wprowadzono człony korekcji ograniczające nadprodukcję energii kinetycznej turbulencji w obszarach silnych gradientów ciśnienia. Biorąc pod uwagę dynamiczny charakter zjawisk spalania i gwałtowne zmiany kierunku przepływu w pulsacyjnej komorze spalania wybór modelu $k - \omega SST$ wydaje się bardzo trafny. W przeanalizowanej literaturze autor niniejszej rozprawy odnalazł tylko dwie publikacje, w których autorzy wykorzystują model turbulencji typu „LES”.

Warto również zwrócić uwagę, iż w wielu pracach z wykorzystaniem technik CFD modelowane są silniki pulsacyjne jak najmniejszych rozmiarów, np. o długości 7 cm, 15 cm [47], 50 cm [27]. We wszystkich tych pracach, ze względu na symetrię osiową badanego obiektu, modelowany był tylko wycinek 1/90 obwodu całego silnika. Rozwiązania takie pozwoliły autorom znacznie skrócić czas obliczeń, przy zachowaniu odpowiednio gęstej siatki w newralgicznych miejscach. Mimo zastosowanych znacznych uproszczeń udawało się im osiągnąć stosunkowo dobrą zgodność podstawowych parametrów pracy badanych silników w porównaniu z danymi eksperymentalnymi (Rys. 2.16).



Rys. 2.16. Przykładowe porównanie wyników symulacji z eksperymentem zawarte w pracy [27]

Już we wczesnym stadium rozwoju silników pulsacyjnych zauważono, że mogą one pracować zasilane różnymi paliwami. Autor książki [11] udowadnia, że silnik pulsacyjny może pracować zasilany pyłem węglowym. Podczas prac prowadzonych przez profesora Wójcickiego silniki były zasilane paliwem ciekłym – benzyną. Szczegóły dotyczące rodzaju benzyny nie są dostępne. Podczas cyklu badań opisanych w [21] silniki były zasilane naftą lotniczą. Z kolei w pracy [47] silniki były zasilane wodorem, a w pracach [27], [48] gazem propan.

W pracy [44] autor z wykorzystaniem technik CFD porównuje pracę pulsacyjnej komory spalania zasilanej różnymi paliwami. Porównaniu podlega praca zarówno na lekkim paliwie gazowym (metan, propan, butan) i lekkim paliwie ciekłym (metanol, etanol), jak i na ciężkim paliwie ciekłym (ciężki olej napędowy). Dodatkowo w tej publikacji rozważane jest zasilanie pulsacyjnej komory spalania biogazami o różnych udziałach metanu i dwutlenku węgla. Dla wszystkich rodzajów wymienionego paliwa udało się zasymulować poprawną pracę pulsacyjnej komory spalania. Niestety podczas symulacji dla każdego paliwa zastosowano różne masowe natężenie przepływu skutkujące różną wejściową ilością energii. W związku z tym uzyskane wyniki, nie mogą być ze sobą porównywane bezpośrednio. Można jednak wysnuć teorię, że pulsacyjna komora spalania może pracować na wielu rodzajach paliw. Wnioskując na podstawie [29], [31] można stwierdzić, że zależnie od rodzaju paliwa zmieniać się będzie częstotliwość pulsacji oraz pozostałe osiągi komory.

Autorzy pracy [14] twierdzą, że dzięki pulsacyjnej pracy spalanie trwa bardzo krótko w porównaniu z innymi typami komór spalania. Przekłada się to na krótki czas dostępny do powstania związków typu NO_x. Z kolei dzięki temu, że proces jest intensywny, wartości temperatury w komorze spalania są wysokie, co przekłada się na niską emisję CO. Emisja tych

związków zależy również od geometrii pulsacyjnej komory spalania. Jeżeli długość przewodu wylotowego rośnie, to rośnie również emisja NO_x, ponieważ spada częstotliwość pracy i wydłuża się czas spalania.

Podsumowując powyższy przegląd literatury można stwierdzić, że typowe problemy z zakresu spalania pulsacyjnego to:

a) Brak jednoznacznego, prostego opisu matematycznego wiążącego ze sobą parametry pracy pulsacyjnej komory spalania oraz brak schematu postępowania przy ich projektowaniu. Do dziś urządzenia do spalania pulsacyjnego konstruowane są metodą prób i błędów. Proste formuły akustyczno-empiryczne proponują Wójcicki w [22] oraz [19], [23], [24], ale brak jest ich eksperymentalnej weryfikacji.

b) Brak realizowanego obecnie obszernego programu badawczego, takiego jak prowadzone w przeszłości przez zespół Profesora Wójcickiego [20], Reynsta [11], Hiller Company we współpracy z francuską firmą „Sneema” [21]. Przez „obszerny program badawczy” autorzy rozumieją testy różnych typów komór spalania pulsacyjnego o różnych rozmiarach i kształtach oraz z różnymi układami paliwowymi (w kształcie lub zasadzie działania). Nowoczesne techniki badawcze pozwalają na zbadanie zjawisk, których w przeszłości nie można było uchwycić, gdy przygotowywano cytowane publikacje. Istnieje więc przypuszczenie, że podobne serie badań w dzisiejszych czasach rzucają nowe światło na rozważany problem.

c) Obecne badania koncentrują się przede wszystkim na jednej składowej całego skomplikowanego zjawiska. Badania prowadzone są na jednej [48], [26], [42], [43] lub dwóch podobnych pulsacyjnych komorach spalania i na tej podstawie powstają nowe, ogólne teorie [51]–[53]. Czasem są one ze sobą sprzeczne [27], [28].

d) W przeanalizowanych publikacjach brak jest jednoznacznej odpowiedzi, jak przebieg procesu spalania wpływa na pracę pulsacyjnej komory spalania. Nie uzyskano również jednoznacznej odpowiedzi, jaka jest relacja pomiędzy spalaniem a akustyką pulsacyjnej komory spalania.

Zdaniem autora niniejszej rozprawy szczególnie ważną kwestią jest poznanie organizacji procesu spalania wewnątrz komory. W przytoczonym przeglądzie literatury zostało to przybliżone dla jednej zaworowej komory spalania [26], [42], [43]. Jednak w tych pracach autorzy nie kontrolują w żaden sposób pracy badanego silnika. Nie wiadomo również czy konfiguracja, w której omawiana jest organizacja procesu wewnątrz komory spalania jest optymalna pod względem sprawności.

Na podstawie dokonanego przeglądu literatury autor niniejszej rozprawy zakłada, że możliwe jest wpływanie na pracę pulsacyjnej komory spalania. Zmieniając przepływ czy sposób podania paliwa w pewnym zakresie pulsacyjna komora spalania powinna się niejako dostosować poprzez zmianę parametrów pracy. Należy przy tym zbadać jak zmienia się organizacja procesu wewnątrz komory spalania. Przebadanie wielu konfiguracji podawania paliwa powinno być powiązane z jednoczesną oceną sprawności spalania. Pozwoli to określić warunki, które sprzyjają efektywnej pracy pulsacyjnej komory spalania. Należy przy tym pamiętać, że w przypadku silników turbinowych i tłokowych ekonomiczne warunki pracy nie pokrywają się z maksymalnymi. W przypadku tych komór spalania poprawę osiągnięć uzyskuje się poprzez odpowiednie kształtowanie pola przepływu i organizowanie procesów wewnątrz, w szczególności mieszania paliwa i powietrza. Podobnego efektu należy oczekiwać w przypadku pulsacyjnej komory spalania. Podobne podejście nie zostało zauważone w żadnej z przytoczonych publikacji.

3 Tezy i układ rozprawy

Przedmiotem prezentowanej rozprawy doktorskiej są doświadczalne i teoretyczne badania spalania pulsacyjnego oraz próba określenia czynników wpływających na przebieg i sprawność tego procesu.

Poniżej zapisano główne tezy rozprawy:

1. Głównym czynnikiem warunkującym sprawne spalanie pulsacyjne jest odpowiednio dynamiczny i efektywny proces tworzenia dobrze wymieszanej mieszaniny palnej paliwa z powietrzem.
2. Określenie i kreowanie miejsc, w których mogą tworzyć się strefy spalania w połączeniu ze znajomością aerodynamiki komory spalania, stwarza możliwość sterowania procesem spalania pulsacyjnego w kontekście jego sprawności i ilości generowanej energii cieplnej.

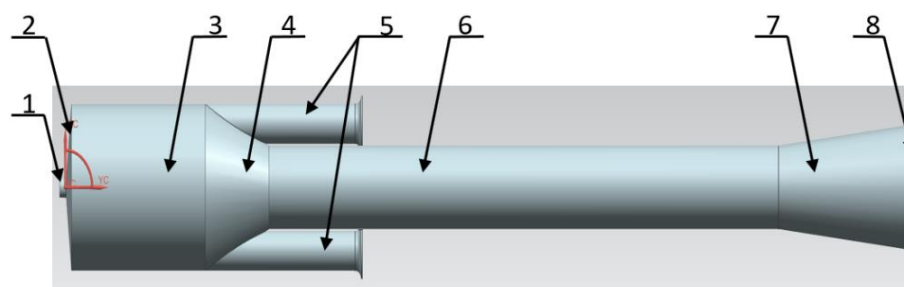
Rozprawa została podzielona na 8 rozdziałów. W rozdziale 1. uzasadniono potrzebę badania procesu spalania pulsacyjnego. Rozdział 2. zawiera szeroko zakrojony przegląd najważniejszych, zdaniem autora, publikacji traktujących o pulsacyjnych komorach spalania, ze szczególnym naciskiem na kwestie ich sprawności oraz organizacji procesu spalania. W pracy wyodrębniono niniejszy rozdział 3 celem przedstawienia tez oraz układu pracy doktorskiej. W rozdziale 4 omówiono szczegóły budowy stanowiska pomiarowego oraz metodyki pomiarów. Zaprezentowano wyniki przeprowadzonych badań oraz dokonano ich dogłębnej analizy. W rozdziale tym szczególny nacisk położono na rozważenie możliwości wpływania na mechanizm spalania wewnątrz badanej komory. Jednocześnie dokonano próby określenia czynników wpływających na sprawność procesu spalania pulsacyjnego. Badania eksperymentalne uzupełniono symulacjami numerycznymi, opisanymi w rozdziale 5. Otrzymane wyniki badań eksperymentalnych i numerycznych zostały poddane pod dyskusję w rozdziale 6. Jednocześnie rozdział ten zawiera dodatkowe badania składu spalin w wybranych punktach pracy silnika pulsacyjnego. Służą one potwierdzeniu przypuszczeń dotyczących sprawności procesu spalania. Podsumowanie przeprowadzonych prac zaprezentowano w rozdziale 7. Wnioski końcowe oraz proponowane kierunki dalszych badań pulsacyjnych komór spalania zawarte są w rozdziale 8.

4 Badania procesów zachodzących wewnątrz pulsacyjnej komory spalania

4.1. Opis badanego silnika i stanowiska pomiarowego

Spośród wielu omówionych w rozdziale 1 konstrukcji pulsacyjnych komór spalania jako obiekt badań wybrano bezzaworowy silnik pulsacyjny typu „thermojet”. Zdecydowano się na konstrukcję z zaworem gazodynamicznym, ponieważ nie posiada ona żadnych elementów mechanicznych, które mogłyby w sposób sztuczny wpływać na częstotliwość pracy silnika – tak jak ma to miejsce w przypadku silników pulsacyjnych z zaworami mechanicznymi. Można przyjąć, że w tym przypadku badaniu podlega całkowicie naturalny i niczym nie zakłócony proces samopowtarzającego się spalania pulsacyjnego a parametry procesu zależą przede wszystkim od geometrii badanego obiektu, rodzaju paliwa i sposobu jego rozpylenia.

Wybór odpowiedniej geometrii badanego obiektu stanowił ważny aspekt tej pracy. W tym celu dokonano szerokiego przeglądu literatury dotyczącej tego typu konstrukcji [74], [77], [78]. Przeprowadzono analizę pod kątem wpływu geometrii obiektu na jakość jego pracy i stabilność procesu spalania. Konstrukcję typu „thermojet” wybrano na podstawie wniosków wynikających z przeprowadzonej analizy i wykonanych pomocniczych obliczeń. Na wybór konstrukcji tego typu miała wpływ również jej symetria względem dwóch płaszczyzn. W toku symulacji numerycznych pozwala to na modelowanie jedynie $\frac{1}{4}$ części silnika, co powinno przełożyć się na skrócenie czasu obliczeń oraz możliwość stosowania dokładniejszych siatek obliczeniowych. Ponadto dla konstrukcji tego typu stosunkowo łatwo jest opisać w sposób jakościowy przepływ czynnika wewnątrz komory. Wzajemne, symetryczne ułożenie wlotów oraz rury wylotowej stwarza możliwość pewnej kontroli miejsc, w których mogą tworzyć się wiry wewnątrz komory, a tym samym mogą zaistnieć strefy spalania. Ogólna budowa silnika została przedstawiona na rysunku 4.1.



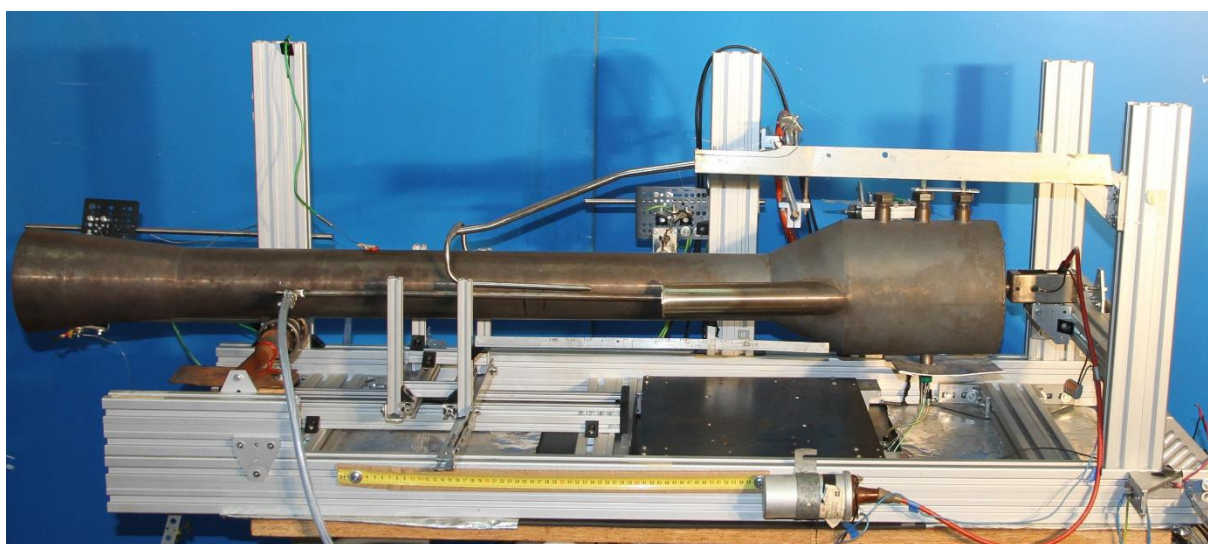
- | | |
|--|--------------------------------|
| 1 – króciec świecy zapłonowej | 5 – wloty powietrza do silnika |
| 2 – czoło komory spalania | 6 – rura wylotowa |
| 3 – komora spalania | 7 – dyfuzor wylotowy |
| 4 – redukcja komora spalania – rura wylotowa | 8 – przekrój wylotowy |

*Rys. 4.1. Budowa badanego silnika pulsacyjnego.
(dł. całkowita – 1,4 m; średnica komory spalania – 0,2 m)*

Badanie pulsacyjnej komory spalania jest wymagającym zadaniem dla badacza. Trudności wynikają nie tylko ze znacznego hałasu oraz wibracji generowanej przez silnik, ale przede wszystkim z faktu, iż badaniu podlega bezpośrednio komora spalania, nie umieszczona w żadnym dodatkowym korpusie, jak np. w silnikach turbinowych. Implikuje to trudności związane z intensywnym nagrzewaniem się jej ścianek. Utrudnia to w szczególności pomiar ciśnienia w komorze spalania oraz ciągu. Przetworniki tych wielkości muszą być zainstalowane w bezpośredniej bliskości ścianek komory, gdzie narażone są na intensywne nagrzewanie głównie na drodze przewodzenia. Należy również zwrócić uwagę na poprawne zamocowanie komory do stanowiska. Nagrzewanie powoduje intensywne zwiększanie wymiarów komory. Nieumiejętne zakotwiczenie silnika do stanowiska może skutkować tym, że rozszerzający się liniowo silnik zmieni odczyt siły ciągu. Zwiększenie wymiarów promieniowych może skutkować przekoszeniem czujnika siły i w skrajnym przypadku jego uszkodzeniem. Jeżeli nieodpowiednie mocowanie komory nie zapewni jej warunków do zwiększania rozmiarów pod wpływem temperatury to może ona ulec uszkodzeniu mechanicznemu. Rozgrzane ścianki komory nagrzewają otoczenie wokół niej. Z tego względu w pobliżu silnika nie należy przeprowadzać przewodów elektrycznych oraz innych elementów, które mogą się uszkodzić w podwyższonej temperaturze.

W oparciu o wnioski przedstawione powyżej oraz doświadczenia zebrane podczas kolejnych testów, powstało stanowisko badawcze (Rys. 4.2), którego schemat kinematyczny przedstawiony jest na (Rys. 4.3). W celu zminimalizowania wpływu rozszerzalności liniowej silnika (1) został on podparty na dwóch podporach rolkowych, które umożliwiają swobodne przemieszczanie się silnika. Podporę stałą stanowi miejsce mocowania przetwornika siły (3) do stanowiska. Pierwsza ruchoma podpora umieszczona jest tuż przy końcu rury wylotowej. Zważywszy na naturę pracy silnika pulsacyjnego temperatura w końcowej części rury

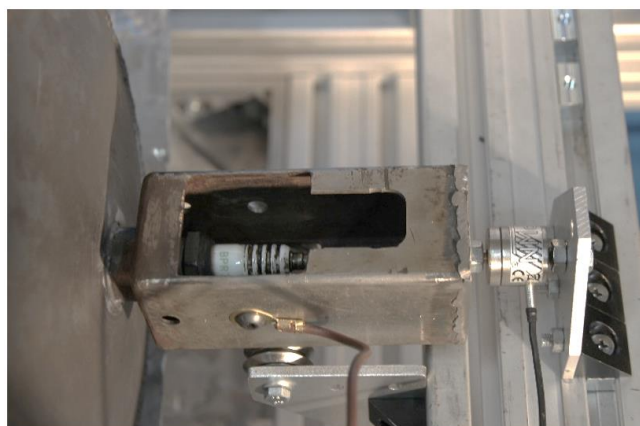
wylotowej powinna być niższa niż reszty silnika. Powinno się to przełożyć na mniejsze, w porównaniu do innych części, zwiększenie wymiarów. Dodatkowo taki sposób podparcia powinien minimalizować skutki zwiększenia wymiaru promieniowego końcowej części rury wylotowej. Element przenoszący siłę ciągu do przetwornika (2) jest wykonany jako cienkościenny element ze stali o podwyższonej twardości (Rys. 4.4). Ma on za zadanie stanowić barierę cieplną między rozgrzaną komorą spalania, a czujnikiem siły (który nie powinien się rozgrzewać do temperatury większej niż 50 stopni Celsjusza). Stwierdzono, że ze względu na właściwości materiału oraz stosunkowo krótki czas trwania testu, element przenoszący siłę ciągu nagrzewa się w minimalnym stopniu. Zatem nie powinno dojść do zwiększenia jego wymiarów poprzecznych. Z tego względu postanowiono umieścić pod nim drugą podpórę przegubową. Dodatkowo częstotliwość drgań własnych tego elementu jest na tyle duża, aby bez zniekształceń mógł on przenieść szybkozmienną siłę, rzędu 200 Hz. Jest on przykręcany do silnika za pomocą świecy zapłonowej (Rys. 4.4).



Rys. 4.2. Widok ogólny stanowiska badawczego



Rys. 4.3. Schemat kinematyczny stanowiska. 1 - silnik, 2 - element przenoszący siłę ciągu, 3 - przetwornik siły

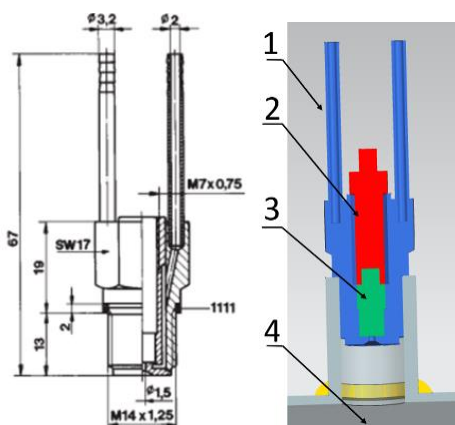


Rys. 4.4. Widok elementu przenoszącego ciąg oraz przetwornika siły

Z przedstawionego na rysunku 4.3 schematu kinematycznego wynika, iż przetwornik siły musi przyjmować wszystkie obciążenia od silnika, oprócz jego ciężaru. Zastosowany element czuły musi spełniać przede wszystkim kryterium wytrzymałości i być odporny na składowe nieosiowe przykładanej siły. Podczas pomiaru siły ciągu kluczowe jest poznanie charakteru jej zmian. Nakłada to konieczność zastosowania czujnika, który będzie w stanie dokładnie przenieść pasmo szybkozmiennej siły wytwarzanej przez silnik. Drugim ważnym składnikiem ciągu jest jego wartość średnia. Dla domniemanego charakteru zmian ciągu będzie to wartość składowej stałej. Do pomiarów przebiegów szybkozmiennych często wykorzystywane są czujniki piezoelektryczne, jednakże jeżeli chodzi o pomiar składowej stałej, to może on być obciążony dużą niedokładnością ze względu na znaczny jej dryf z upływem czasu. Zjawiska dryfu nie można wyeliminować, ponieważ jest ono cechą materiału, z którego został wykonany przetwornik. Skala tego zjawiska może również zależeć od czynników zewnętrznych takich jak temperatura czy wibracja. Takich wad pozbawione są przetworniki tensometryczne. Należy mieć jednak na uwadze, że element taki powinien być odpowiednio małych rozmiarów, aby częstotliwość jego drgań własnych była znacząco większa od częstotliwości pracy silnika. Drugim istotnym elementem jest jak najmniejsze ugięcie elementu czułego. Kolejnym ważnym czynnikiem decydującym przy wyborze przetwornika siły jest jego zakres. Powinien on być jak największy, aby nie uszkodzić elementu czułego podczas inicjowania pracy silnika, ponieważ z reguły pierwszy cykl pracy silnika to wybuch znacznie silniejszy od kolejnych. Dodatkowo przetwornik ten powinien być dokładny dla znacznie mniejszych wartości siły, kiedy silnik pracuje w zakresie ustalonym. Wszystkie te kryteria spełnia miniaturowy tensometryczny przetwornik siły. Zastosowany w badaniach przetwornik tensometryczny ma średnicę 18 mm i długość 48 mm, co powoduje, iż jest on mniejszy od standardowej świecy zapłonowej z gwintem o średnicy 14 mm. Zdecydowano się na zakres pomiarowy do 1 kN, który powinien być wystarczający, aby

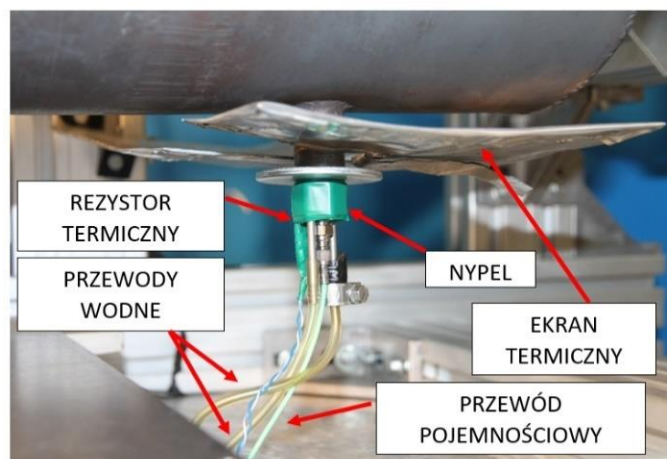
nie uszkodzić czujnika podczas pierwszego wybuchu. Maksymalne ugięcie przy maksymalnym obciążeniu to 0,1 mm, a dopuszczalne przeciążenie to 150% zakresu pomiarowego. W celu zapewnienia wymaganej dokładności został on sprawdzony w akredytowanym laboratorium metrologicznym producenta. Po połączeniu ze wzmacniaczem tego samego producenta zestaw pomiarowy został ponownie sprawdzony przy wykorzystaniu maszyny wytrzymałościowej.

Kolejną istotną wielkością podczas badania pulsacyjnej komory spalania jest amplituda ciśnienia wewnątrz komory. Ze względu na panującą wewnątrz temperaturę nie jest możliwe wykorzystanie przetwornika tensometrycznego. W tym celu został wykorzystany przetwornik piezoelektryczny wraz z dedykowanym cyfrowym układem kondycjonowania. Aby ograniczyć jego nagrzewanie od ścianek komory oraz płomienia wewnątrz niej, przetwornik umieszczony jest w specjalnym płaszczu wodnym (Rys. 4.5). Łatwo dostrzec, że chłodzona jest nie tylko powierzchnia boczna, ale również część powierzchni czołowej przetwornika od strony komory spalania (4). W celu zapewnienia odpowiedniej powierzchni przejmowania ciepła od czujnika płaszcz wodny (1) musi mieć odpowiednią wysokość. Narzuca to konieczność stosowania specjalnego „nypla” (2) łączącego przetwornik ciśnienia (3) z przewodem pojemnościowym.



Rys. 4.5. Przekrój płaszcza wodnego oraz sposób montażu czujnika ciśnienia

Temperatura płaszcza chłodzącego jest monitorowana, aby uniknąć przegrzania czujnika ciśnienia. W celu ograniczenia nagrzewania przewodów zasilających płaszcz wodny oraz sygnałowych przetwornika ciśnienia i temperatury została wykonana osłona, która ogranicza nagrzewanie tych elementów na drodze promieniowania (Rys. 4.6).



Rys. 4.6. Rozmieszczenie elementów układu pomiaru ciśnienia na badanym silniku

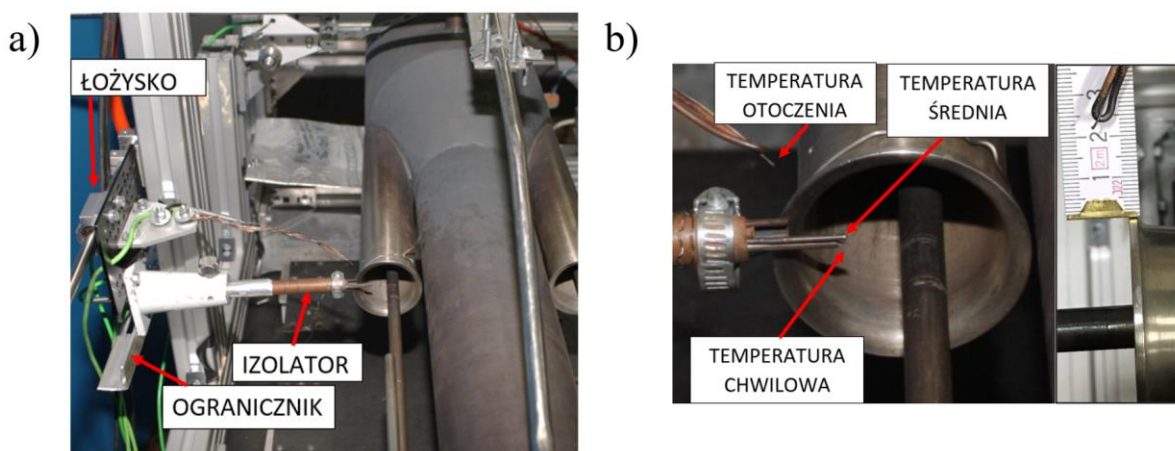
Poza wymienionymi wyżej wielkościami podczas każdego testu za pomocą termopar typu K mierzone były wartości temperatury:

- Średnia i chwilowa w przekroju wylotowym.
- Średnia i chwilowa w przekroju wlotu.
- Średnia temperatura spalin za komorą spalania.
- Średnia temperatura na powierzchni komory spalania w rejonie jej czoła.
- Temperatura otoczenia w rejonie wlotu powietrza oraz wylotu.

Wszystkie przetworniki temperatury są wykonane jako termoelementy płaszczone ze spoiną uziemioną do płaszcza. W zależności od zastosowania średnice płaszcza wynoszą 1 mm lub 0,5 mm. Zostały one wyposażone w dedykowane układy kondycjonowania sygnału. Wyjątek stanowią termoelementy do pomiaru wartości temperatury chwilowej w przekroju wlotowym i wylotowym. W tym przypadku odczytywana jest różnica potencjałów termoelementu w przekroju silnika oraz termopary odniesienia. Zmierzona siła elektromotoryczna jest następnie zamieniana na temperaturę na podstawie tablic zawartych w PN. Proces ten realizowany jest automatycznie w specjalnie napisanym programie.

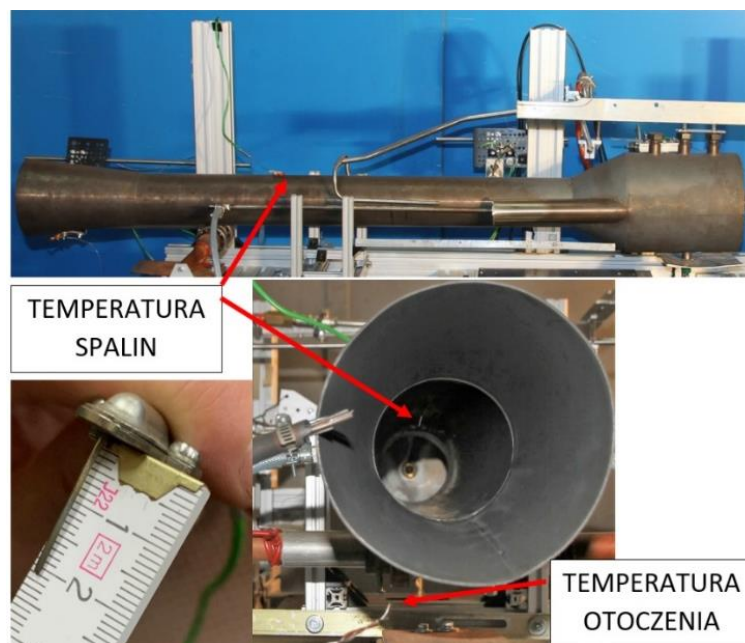
Zespół termopar w rejonie wlotów oraz wylotu zamocowany jest tak, aby możliwy był jego ruch w dwóch płaszczyznach podczas rozszerzania komory. Przetworniki wartości temperatury są przymocowane do stalowej płyty, przykręconej z jednej strony do łożyska liniowego, które zapewnia swobodę ruchu w dwóch płaszczyznach (Rys. 4.7 a). Łożysko porusza się po zamocowanym wysięgnikowo pręcie stalowym. Od dołu płyta oparta jest o ogranicznik. Przetworniki są odizolowane elektrycznie od konstrukcji stanowiska i umieszczone w bakelitowym izolatorze. Ruch termopar jest możliwy dzięki mechanicznemu połączeniu izolatora z krawędzią wlotu lub wylotu.

Na widoku szczegółowym zespołu termopar (Rys. 4.7 b) widać termoelement do pomiaru wartości temperatury średniej o średnicy płaszcza 1 mm oraz termoelement o średnicy płaszcza 0,5 mm do pomiaru wartości temperatury chwilowej w przekroju wlotowym. Widoczna jest również termopara do pomiaru temperatury otoczenia w okolicy wlotu. Ma ona również średnicę 0,5 mm i została umieszczona w odległości około 20 mm od krawędzi wlotu w górnej jego części. Identyczny układ termopar znajduje się również w przekroju wylotu (Rys. 4.8). Jedyna różnica polega na tym, że termoelement mierzący temperaturę otoczenia znajduje się poniżej krawędzi wylotu. Średnice przetworników wartości temperatury otoczenia zostały dobrane tak, by zapewnić szybką reakcję na małą zmianę wartości temperatury nawet podczas krótkiego testu.



Rys. 4.7. Widok mocowania zespołu termopar – a oraz szczegóły zespołu- b

Pomiar średniej wartości temperatury za komorą spalania realizowany jest za pomocą termopary o średnicy płaszcza 1 mm. Została ona umieszczona w pewnej odległości od komory spalania i przekroju wylotowego (Rys. 4.8). Lokalizacja termopary została dobrane doświadczalnie po analizie nagrań z kamery termowizyjnej. Stwierdzono, że w wybranym obszarze, dla większości testów, temperatura jest wyraźnie niższa od temperatury panującej w komorze spalania. Sugeruje to, że nie dochodzi w tej okolicy do dopalania resztek paliwa w spalinach. Jednocześnie na taką głębokość nie powinno sięgać powietrze zassane przez układ wylotowy, kiedy w komorze spalania panuje podciśnienie. Termoelement mierzy wartość temperatury w odległości około 20 mm (Rys. 4.8) od ścianki rury wylotowej. Na takiej głębokości powinno się już mierzyć wartość temperatury zbliżoną do maksymalnej ponieważ element czuły znajduje się poza warstwą przyścienną. Umieszczenie przetwornika o tej samej średnicy na większej głębokości mogłoby skutkować jego wygięciem podczas gwałtownego przepływu. Stosowanie grubszy i dłuższy przetwornika mogłoby z kolei zakłócać przepływ i akustykę przewodu wylotowego.

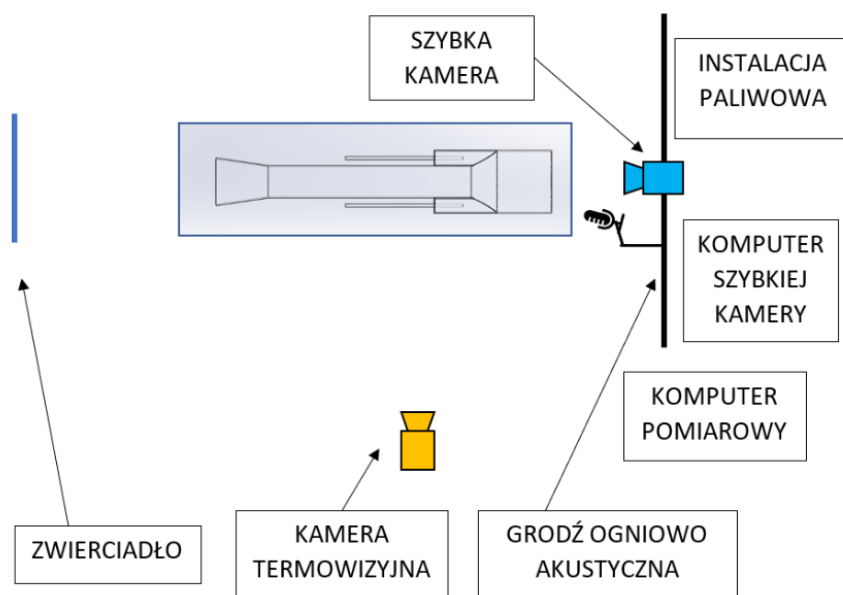


Rys. 4.8. Szczegóły pomiaru średniej temperatury spalin

Do prawidłowej oceny jakości procesu spalania wewnątrz komory konieczna jest znajomość natężenia przepływu paliwa. Jest ono mierzone za pomocą rotametu o zakresie 1,7 g/s – 17 g/s. Szczegóły pomiaru wydatku paliwa zostaną omówione w dalszej części pracy.

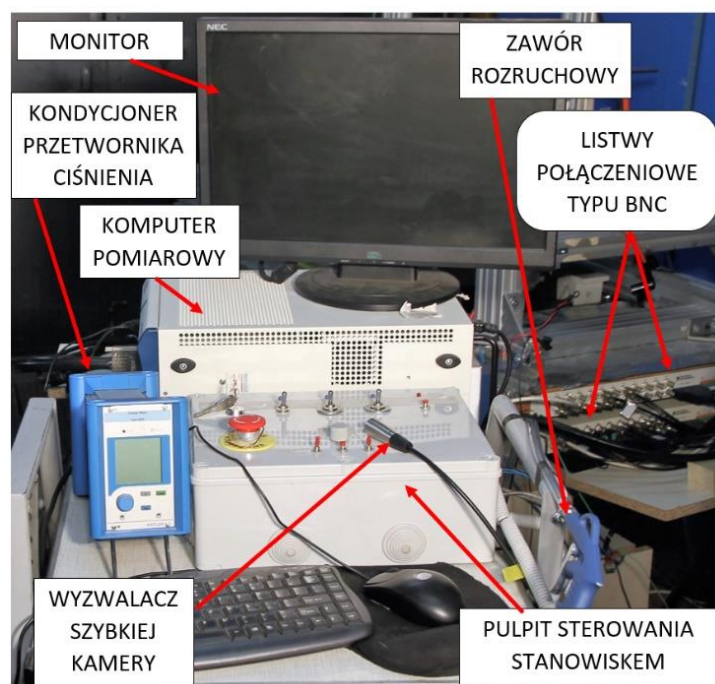
Poza pomiarem wielkości niezbędnych do przeprowadzenia ilościowej analizy wyników badań prowadzone było również filmowanie ścianek komory za pomocą kamery termowizyjnej (Rys. 4.9) oraz nagrywanie procesu spalania wewnątrz komory za pomocą szybkiej kamery. Nagrywanie procesu wewnątrz komory było możliwe dzięki ustawieniu zwierciadła płaskiego w odpowiedniej odległości od wylotu gorących gazów z silnika. Kamera umieszczona na szczycie grodzi ogniowo-akustycznej nagrywała obraz z lustra.

Za pomocą specjalistycznego mikrofonu, który zamocowano wysięgnikowo do szczytu grodzi ogniowo-akustycznej (Rys. 4.9), rejestrowano również natężenie dźwięku emitowanego przez silnik. Sygnał z czujnika przesyłano do tego samego komputera, co dane z szybkiej kamery. Rejestracja dźwięku ma na celu zapewnienie redundancji pomiaru częstotliwości pulsacji.



Rys. 4.9. Schemat rozmieszczenia aparatury pomiarowej

Wszystkie układy kondycjonowania sygnałów zabudowane na stanowisku przetwarzają sygnał wejściowy na napięcie wyjściowe o zakresie 0 – 10 V. Zapewnia to łatwą dalszą rejestrację oraz obróbkę danych. Sygnały wyjściowe z układów kondycjonowania podawane są na wejścia dwóch modułów przyłączeniowych typu BNC (tak zwane „listwy połączeniowe”, Rys. 4.10). Moduł taki stanowi urządzenie pośrednie pomiędzy kartą pomiarową a układem kondycjonowania. Dzięki takiej konfiguracji możliwa jest ochrona przeciwprzepięciowa kosztownej karty pomiarowej. Do pierwszego modułu podpięte są sygnały, które są zasilane z szyny napięciowej stanowiska. Sygnały te mają wspólny poziom zero sygnału. Do listwy połączeniowej został doprowadzony jeden sygnał stanowiący poziom odniesienia, pozostałe sygnały mierzone są względem niego. Dzięki takiej konfiguracji możliwy jest pomiar poprzez doprowadzenie tylko jednego przewodu dla każdego sygnału do listwy połączeniowej.



Rys. 4.10. Organizacja głównego toru pomiarowego oraz sterowania stanowiska

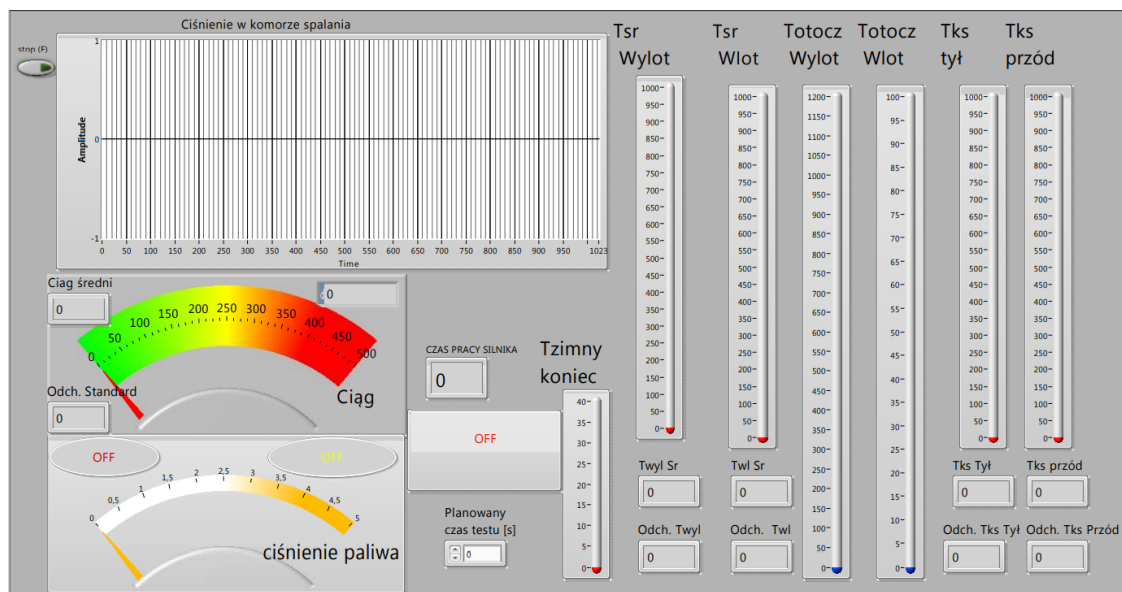
W trakcie badań mierzono również sygnały, które nie mogą być odniesione do poziomu zero szyny napięciowej stanowiska. Są to:

- Ciśnienie w komorze spalania.
- Temperatura chwilowa w przekroju wlotowym i wylotowym.

Te sygnały są połączone z drugim modułem i mierzone w tak zwanym trybie „różnicowym”. Oznacza to, że każdy sygnał posiada swój poziom odniesienia. Dla każdego kanału prócz przewodu sygnałowego należy podłączyć również przewód z poziomem zerowym.

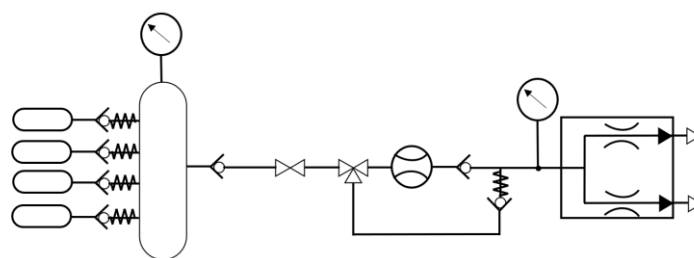
Dane z modułów przyłączeniowych są przesyłane do karty pomiarowej zabudowanej w wielofunkcyjnym komputerze pomiarowo-sterującym. Tam, za pomocą programu napisanego specjalnie dla potrzeb pracy, sygnały są rejestrowane i archiwizowane. Podczas pracy silnika na monitorze komputera są zobrazowane wybrane parametry jego pracy (Rys. 4.11). Dokładna obróbka danych pomiarowych odbywa się poza komputerem pomiarowym.

Dane rejestrowane przez kartę są próbkowane z częstotliwością 3,5 kHz. Wartość ta wielokrotnie przewyższa kryterium Nyquista dla spodziewanych częstotliwości pracy silnika i stanowi kompromis między rozmiarem pliku z danymi z pojedynczego testu a dokładnością odwzorowania przebiegów czasowych. Została ona dobrana doświadczalnie.



Rys. 4.11. Zrzut ekranu programu do wizualizacji danych pomiarowych

Osobny układ stanowiska stanowi instalacja paliwowa, której schemat przedstawiono na rysunku 4.12. Silnik zasilany jest gazem propan z 4 butli po 10 kg gazu płynnego każda. Z przeprowadzonych do tej pory testów wynika, że z jednej butli można uzyskać maksymalny stabilny wydatek gazu na poziomie ok 2,5 g/s. W celu zapewnienia równomiernego wykorzystania każdej z butli podczas testów oraz zapewnienia maksymalnej stabilności parametrów paliwa podawanego do silnika, butle są podłączone poprzez reduktory i zawory jednokierunkowe do specjalnego zbiornika wyrównawczego (Rys. 4.13) o objętości 7 litrów. W skrajnej sytuacji, dzięki zastosowaniu tego zbiornika, można zasilić silnik przez krótki czas wydatkiem większym niż sumaryczny wydatek z 4 butli. Za zbiornikiem wyrównawczym jest zawór jednokierunkowy, a za nim zawór odcinający (Rys. 4.14). Po otwarciu tego zaworu gaz zaczyna płynąć do wtryskiwaczy przez dalszą część instalacji. Gwałtowne otwarcie zaworu powoduje gwałtowne przyspieszenie gazu znajdującego się w instalacji. Procesowi temu towarzyszy również gwałtowny skok ciśnienia. Jest on na tyle duży, że podczas jednego z testów doszło do uszkodzenia przepływomierza. Sytuacja ta wymusiła zamontowanie, za zaworem odcinającym, zaworu przełączającego (trójdrożnego). Po przestawieniu tego zaworu gaz może płynąć omijając przepływomierz. Na końcu obejścia zamontowany jest zawór jednokierunkowy, który uniemożliwia przepływ do obejścia, kiedy gaz przepływa linią podstawową przez przepływomierz. Za przepływomierzem również zamontowany jest zawór jednokierunkowy. W tym przypadku chroni on przed napływem gazu do przepływomierza, podczas gdy gaz kierowany jest przez zawór trójdrożny do obejścia, czyli tzw. gałęzi rozruchowej. Odcinki proste w gałęzi pomiarowej zostały tak dobrane, aby w przyszłości możliwe było zastąpienie przepływomierza rotametrycznego cyfrowym.

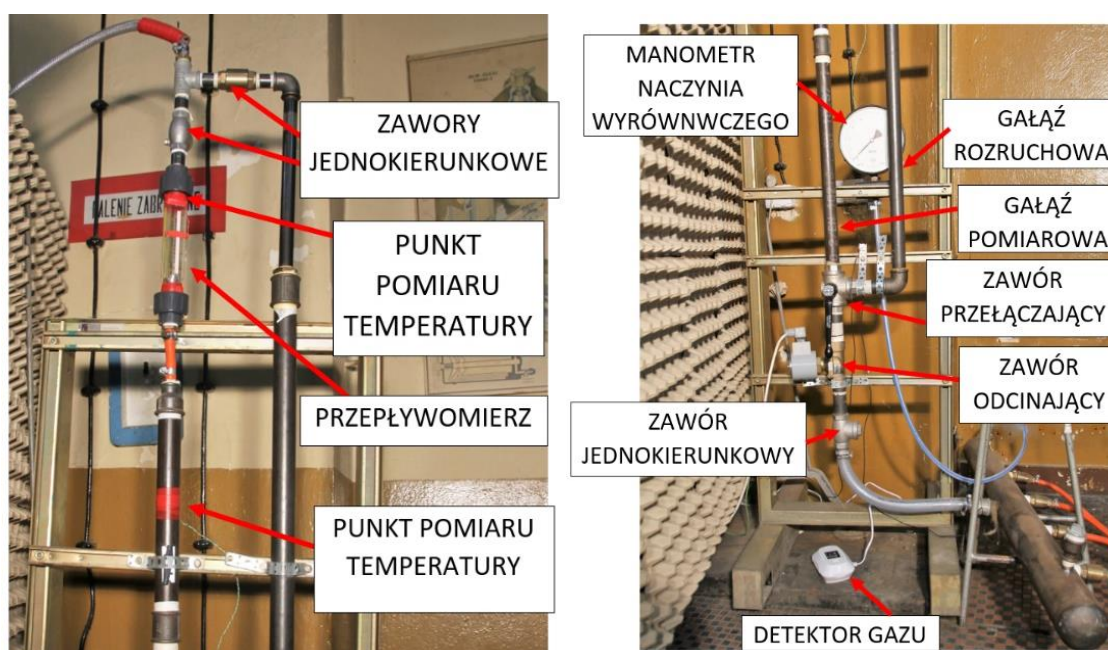


Rys. 4.12. Schemat instalacji paliwowej



Rys. 4.13. Widok naczynia wyrównawczego z zaworami jednokierunkowymi

Za miejscem połączenia obu gałęzi instalacji gaz dostaje się do rozdzielacza przepływu zabudowanego na stanowisku silnika. Przed rozdzielaczem zamontowany jest dodatkowy przetwornik ciśnienia. Dane z tego przetwornika są rejestrowane przez komputer pomiarowy.



Rys. 4.14. Widok głównej części instalacji paliwowej

Istotnym elementem stanowiska jest układ zmiany położenia wtryskiwaczy w przewodzie wlotowym oraz w komorze spalania. Umożliwia on umieszczenie wtryskiwacza w przewodzie wlotowym na dowolnej głębokości. Głębokość ta liczona jest od krawędzi przewodu wlotowego do czoła wtryskiwacza i oznaczona jako parametr „L” (Rys. 4.15). Od pewnych wartości parametru „L” wtryskiwacz znajduje się poza przewodem wlotowym, w komorze spalania. Budowa układu umożliwia ustawienie czoła wtryskiwacza zarówno przy

krawędzi wlotu, jak również bezpośrednio przy czole komory spalania. Paliwo może być wtryskiwane wzdłuż osi podłużnej wlotów, jak również pod kątem 90 stopni do niej (Rys. 4.16). Wtryskiwacze mogą być skierowane na ściankę komory spalania lub w stronę osi podłużnej silnika. W przypadku kąтового ustawienia wtryskiwaczy parametr „L” mierzony jest jako odległość od krawędzi wlotu powietrza do kolana łączącego wtryskiwacz z przewodem paliwowym (Rys. 4.16).



Rys. 4.15. Interpretacja parametru "L" dla ustawienia wtryskiwaczy wzdłuż osi podłużnej wlotów

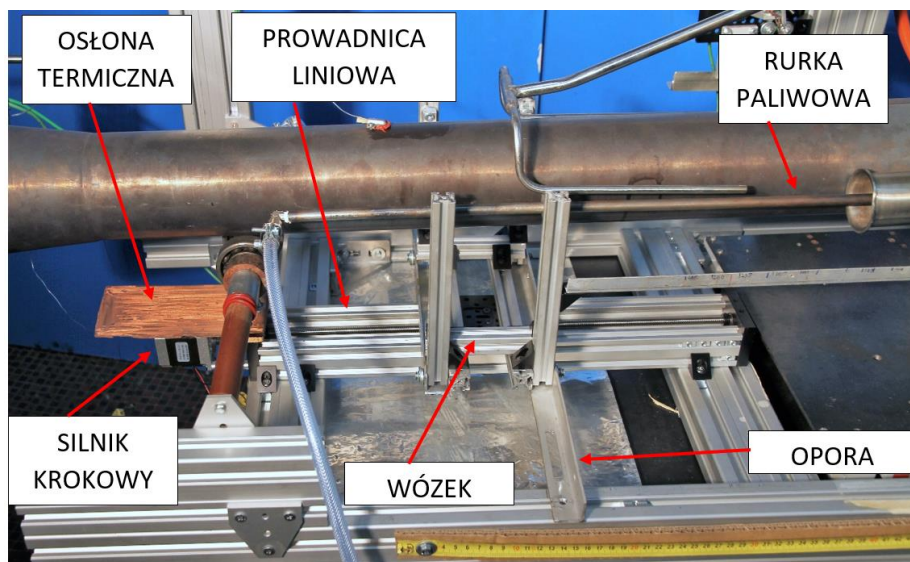


Rys. 4.16. Ustawienie wtryskiwaczy pod kątem 90° do osi podłużnej wlotu powietrza do silnika oraz definicja parametru „L ”

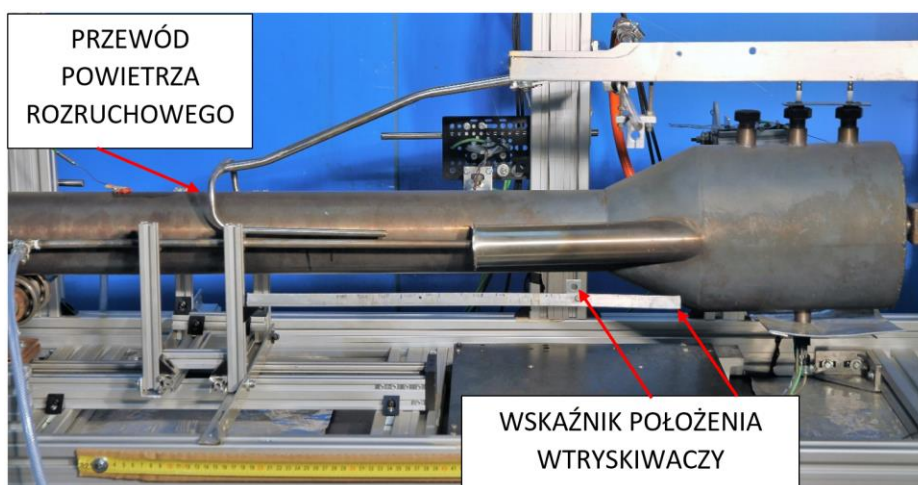
Głównym elementem układu zmiany położenia wtryskiwaczy jest prowadnica liniowa napędzana silnikiem krokowym (Rys. 4.17). Silnik sterowany jest z pulpitu sterowania stanowiskiem (Rys. 4.10). Możliwa jest płynna regulacja prędkości obrotowej silnika oraz zmiana kierunku obrotów. Zainstalowano nad nim bakelitową osłonę termiczną (Rys. 4.17), aby ograniczyć nagrzewanie od rury wylotowej. Osłona pokryta jest warstwą polerowanej miedzi, która ma również ograniczyć nagrzewanie na drodze promieniowania. Do prowadnicy zamocowany jest wózek, do którego mocowane są rurki paliwowe zakończone gwintem, umożliwiającym wkręcenie wtryskiwacza lub końcówki kątovej. Podczas pracy silnika dochodzi do drgań całego stanowiska. Minimalne drgania wózka przekładają się na znaczne przemieszczenia zamontowanych wysięgnikowo rurek paliwowych. W celu ograniczenia tego zjawiska wózek jest usztywniany na czas pracy silnika. Realizowane jest to przez dodanie do niego dwóch opór i przykręcenie ich do ramy stanowiska. Opory znajdują się po jednej z każdej strony w przedniej i tylnej części wózka (Rys. 4.17).

Precyzyjne ustawienie wtryskiwaczy na określonej głębokości realizowane jest przy pomocy wskaźnika położenia wtryskiwaczy (Rys. 4.18). Wykonany jest on z kątownika aluminiowego zamontowanego wysięgnikowo do wózka z rurkami paliwowymi. Położenie

wtryskiwaczy wskazywane jest w zależności od zamocowania rurek paliwowych poprzez krawędź kątownika lub znacznik zamontowany na kątowniku. Położenie wtryskiwacza określone jest z dokładnością do 1 mm i mierzone od znacznika lub końca kątownika do krawędzi wlotu. Aby precyzyjnie „przenieść” położenie krawędzi wlotu na płaszczyznę wskaźnika, do krawędzi wlotu przykładany jest liniał.



Rys. 4.17. Układ zmiany położenia wtryskiwaczy



Rys. 4.18. Elementy instalacji paliwowej oraz rozruchowej silnika

Rozruch silnika może być realizowany na dwa sposoby w zależności od konfiguracji wtryskiwaczy paliwa. W niektórych konfiguracjach silnik uruchamiał się samoczynnie po gwałtownym otwarciu zaworu paliwowego. W innych konieczne było dodanie dodatkowego powietrza do komory. Czas jego podania wynosi około 1 s. Powietrze to zostało nazwane powietrzem rozruchowym. Zostaje ono podane do silnika przez przewody umieszczone bezpośrednio przed wlotami powietrza do silnika (Rys. 4.18). Średnice przewodów powietrznych są tak dobrane, by zapewnić możliwie jak największą prędkość powietrza

wpadającego do silnika. Powietrze to powoduje zwiększenie turbulencji wewnątrz komory, co poprawia warunki mieszania paliwa z utleniaczem. Dodatkowo następuje przemieszczenie mieszanki w stronę czoła komory spalania, gdzie znajduje się świeca zapłonowa.

Rurki doprowadzające powietrze rozruchowe umieszczone są w pewnej odległości od krawędzi wlotów tak, aby nie zaburzały przepływu wokół wlotu po udanym rozruchu silnika. Takie umieszczenie pozwala również na zassanie podczas rozruchu dodatkowego powietrza do silnika dzięki zjawisku eżekcji.

Czynnik roboczy do instalacji rozruchowej sprężany jest za pomocą kompresora. Zawór powietrza rozruchowego znajduje się przy pulpicie sterowania silnikiem (Rys. 4.10).

4.2. Analiza niepewności toru pomiarowego

Zgodnie z wytycznymi Głównego Urzędu Miar [54] analiza niepewności pomiaru może odbywać się w oparciu o metody statystyczne. Wyliczona w ten sposób niepewność nosi nazwę niepewności typu A. Aby wyznaczyć niepewność w ten sposób, należy wykonać serię pomiarów. Nie uwzględnia się w niej składowych stałych niepewności, pochodzących od zastosowanej aparatury pomiarowej.

Drugą składową niepewności pomiaru jest niepewność typu B. Jej wyznaczanie polega na analizie niepewności zastosowanych przyrządów oraz innych przyczyn mogących wpływać na wynik pomiaru. Oszacowana w ten sposób niepewność będzie przedmiotem rozważań tego podrozdziału.

Jak wspomniano w poprzednim podrozdziale dane pomiarowe zbierane są przez kartę pomiarową zabudowaną w komputerze pomiarowym. Karta ta, przy zakresie pomiarowym ± 10 V, posiada rozdzielczość 16 bit [55], co oznacza, że różnica między sąsiednimi rozróżnialnymi poziomami napięcia wynosi około 0,244 mV. Zgodnie z danymi producenta błąd graniczny pomiaru napięcia nie powinien przekraczać 1,66 mV. Są to składowe niepewności złożonej, które będą wspólne dla każdej ze mierzonych wielkości. Poza tym należy jeszcze wziąć pod uwagę niepewności charakterystyczne dla każdej z nich. Zostały one zebrane na podstawie danych producentów, jako wypadkowy błąd graniczny pomiaru dla danego przetwornika pomiarowego połączonego z odpowiednim układem kondycjonowania. Wyjątkiem jest pomiar ciągu, gdzie błąd graniczny został określony doświadczalnie podczas pomiarów na maszynie wytrzymałościowej i zawarty jest w świadectwie wzorcowania. Dane dotyczące tych błędów zostały zestawione w Tab. 4.1.

Niepewność standardowa została wyznaczona na podstawie błędu granicznego przy założeniu, że ma on rozkład prostokątny. Stąd zależność na niepewność standardową typu B przyjmuje postać:

$u = \frac{\Delta_{gr}}{\sqrt{3}}$	(4.1)
------------------------------------	-------

gdzie:

Δ_{gr} – błąd graniczny

u – niepewność standardowa

Tab. 4.1. Zestawienie niepewności pomiarowych przyrządów elektronicznych mierzących wielkości nieelektryczne

Wielkość	Błąd graniczny	Błąd graniczny w jednostkach napięcia wyjściowego z układu [mV]	Niepewność standardowa [mV]
Temperatura	2,4°C	20	11,55
Ciśnienie paliwa	8000 Pa	50	28,87
Ciśnienie w komorze spalania	2500 Pa	25	14,44
Ciąg	5,6 N	51	29,45

Błąd graniczny karty pomiarowej oraz błąd kwantowania zostały przeliczone do niepewności standardowej zgodnie z zależnością (4.1). Następnie została wyznaczona niepewność standardowa złożona pomiaru poszczególnych wielkości zgodnie z zależnością:

$u_B = \sqrt{u_1^2 + u_2^2 + u_3^2}$	(4.2)
--------------------------------------	-------

gdzie:

u_B – niepewność standardowa typu B pomiaru danej wielkości

u_1, u_2, u_3 – składowe niepewności od: 1 - błędu granicznego karty pomiarowej, 2 - błędu kwantowania, 3 - błędu granicznego przetwornika z układem kondycjonowania

Wyniki obliczeń niepewności standardowej złożonej dla wielkości nieelektrycznych mierzonych przyrządami elektronicznymi zebrano w Tab. 4.2.

Tab. 4.2. Wyniki obliczeń niepewności standardowej typu B

Wielkość	Niepewność standardowa typu B w jednostkach pomiaru wielkości	Niepewność standardowa złożona typu B w jednostkach napięcia [mV]
Temperatura	1,39°C	11,59
Ciśnienie paliwa	4600 Pa	28,89
Ciśnienie w komorze spalania	1447 Pa	14,47
Ciąg	3,23 N	29,46

Podczas badań pomiarom podlega również przepływ paliwa. Jest on mierzony przez rotametr i nie jest rejestrowany przez kartę pomiarową. Miernik ten został wykonany na zamówienie i posiada zakres pomiarowy od 1,7 g/s do 17 g/s. z działką elementarną co 1 g/s w przedziale 2 g/s do 17 g/s. W celu zwiększenia rozdzielczości odczytu obok podziałki głównej została naklejona taśma z podziałką co 1 mm, która dzieli działkę elementarną na 7 równych odcinków. Zabieg ten zwiększa rozdzielczość odczytu do 1/7 g/s. Pulsacje przepływu podczas pomiarów nie przekraczały tej wartości. Co za tym idzie, błąd odczytu można przyjąć jako równy rozdzielczości, co daje niepewność standardową 0,083 g/s.

Rotametr był wzorcowany dla czystego propanu w postaci gazowej przepływającego pod ciśnieniem względnym 400 kPa, w temperaturze 20 stopni Celsjusza. Zgodnie z dostarczonym świadectwem wzorcowania niepewność standardowa pomiaru w tych warunkach wynosi 0,085 g/s. Ponieważ podczas badań gaz przepływał pod różnym ciśnieniem, wydatek rzeczywisty był określany na podstawie zależności:

$\dot{m} = R \cdot \sqrt{\frac{P_{rz}}{P_w}}$	(4.3)
---	-------

gdzie:

R – odczyt z podziałki rotametu

P_{rz} – ciśnienie rzeczywiście panujące w instalacji podczas pomiaru

P_w – ciśnienie, przy którym wykonano wzorcowanie rotametu

Różnice między temperaturą wzorcowania (293 K), a temperaturą medium w warunkach pomiaru nie przekraczały 5 K i nie wpływały na ostateczny wynik masowego natężenia przepływu. Z tego względu składowa korekcji wydatku od temperatury została pominięta.

Ciśnienie w części pomiarowej instalacji paliwowej było określane na podstawie odczytu z manometru mierzącego ciśnienie w naczyniu wyrównawczym. Zakłada się, że naczynie znajduje się na tyle blisko miernika, że po otwarciu zaworu odcinającego, ciśnienie w tej części instalacji wyrównuje się, a spadek ciśnienia na tym odcinku jest pomijalnie mały. Ciśnienie to było określane na podstawie odczytu z manometru wskazówkowego klasy 0,5 o zakresie do 10 bar z działką elementarną co 0,05 bar. Dla tego miernika błąd odczytu został przyjęty jako wartość działki elementarnej. Obliczony błąd graniczny pomiaru wynosi 5 000 Pa. Określona na podstawie błędu odczytu oraz błędu granicznego niepewność standardowa złożona pomiaru ciśnienia wynosi 4 083 Pa.

Wydatek paliwa określany jest jako funkcja odczytu z podziałki rotametu oraz ciśnienia medium w instalacji. Zatem niepewność określania wydatku należy wyznaczyć z zależności:

$u_{\dot{m}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial R} \cdot u_R\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial P} \cdot u_P\right)^2}$	(4.4)
--	-------

gdzie:

$u_{\dot{m}}$ – niepewność standardowa złożona określania wydatku paliwa – wypadkowa niepewności odczytu i przyrządu

u_P – niepewność standardowa złożona pomiaru ciśnienia

u_R – niepewność standardowa odczytu z rotametu

Wyznaczone wartości niepewności pomiarowych typu B w instalacji pomiaru wydatku zostały zestawione w tabeli 4.3. Niepewność standardowa wyznaczania wydatku paliwa zależy zarówno od wartości przepływu, jak i od ciśnienia panującego w instalacji. W tabeli poniżej została zaprezentowana maksymalna wartość tej niepewności jaka wystąpiła podczas badań silnika.

Tab. 4.3 Zestawienie niepewności w układzie pomiaru wydatku

	Błąd odczytu	Błąd graniczny	Niepewność standardowa
Odczyt wydatku	0,15 g/s	0,15 g/s	0,12 g/s
Pomiar ciśnienia	5 000 Pa	5 000 Pa	4 083 Pa
Wydatek skorygowany	-	-	0,13 g/s

Dla każdego przeprowadzonego uruchomienia wyznaczana była częstotliwość pracy silnika rozumiana jako ilość cykli spalania (wybuchów) w ciągu jednej sekundy. Ponieważ jest to bardzo istotny parametr pracy komory, był on wyznaczany osobno na podstawie pomiaru:

ciśnienia w komorze spalania, ciągu oraz rejestracji dźwięku emitowanego przez komorę. Wyniki za każdym razem były ze sobą porównywane. W większości przypadków pomiar z 3 źródeł dawał identyczny rezultat. Z racji łatwości obróbki danych oraz łatwości pomiaru w pracy prezentowane są wyniki wyznaczania częstotliwości pracy komory na podstawie przebiegu ciśnienia w komorze spalania.

Częstotliwość wyznacza się dokonując szybkiej transformacji Fouriera (FFT) korzystając z funkcji wbudowanej w jeden z popularnych pakietów do obliczeń matematycznych. Dane próbkowane są z częstotliwością 3500 Hz. Została ona dobrana doświadczalnie, o czym będzie mowa w kolejnym podrozdziale. Analizie podlegał fragment testu o długości 1 s, co dawało rozdzielczość transformaty 1 Hz. Ponieważ wybrany odcinek nie ma liczby próbek będącej potęgą liczby 2, program przeprowadzał zabieg „uzupełnienia zerami” analizowanego przebiegu do najbliższej potęgi liczby 2. W omawianym przypadku było to uzupełnienie przebiegu do 4096 próbek, co daje ostateczną rozdzielczość około 0,85 Hz.

W wyniku analizy FFT otrzymano szereg składowych sinusoidalnych o określonej wspólnej składowej stałej, indywidualnej amplitudzie i częstotliwości tworzących analizowany przebieg. Jako częstotliwość pracy silnika wybierano składową o największej amplitudzie, która w większości przypadków była o dwa rzędy wielkości większa od pozostałych składowych.

Badana komora pracuje z częstotliwością około 110 Hz. Wynika z tego, że do analizy FFT branych jest około 110 pełnych cykli pracy silnika. Oczywistym jest, że każdy z tych cykli ma w pewnym stopniu stochastyczny charakter, a co za tym idzie okres oraz amplituda podczas kolejnych cykli mogą się nieco różnić. Wykonanie FFT nie wyznaczy średniej z tych 110 cykli a jedynie szereg przebiegów sinusoidalnych, których suma opisuje analizowany odcinek danych pomiarowych. Wybrana składowa o największej amplitudzie nie jest zatem średnią ze 110 cykli, tylko idealnym przebiegiem najlepiej opisującym badany przebieg rzeczywisty. W wyniku tej analizy otrzymujemy składową stałą, amplitudę oraz częstotliwość pojedynczego przebiegu sinusoidalnego. Otrzymany wynik należy zatem traktować jako wynik pojedynczego pomiaru. W związku z tym dla pojedynczego pomiaru częstotliwości oraz amplitudy ciśnienia w komorze spalania, wyznaczonych na podstawie FFT, określa się tylko niepewność typu B. Niepewność typu A zostanie wyznaczona na podstawie wyników dla kilku różnych uruchomień silnika w tej samej konfiguracji.

W celu zminimalizowania wpływu niepewności przypadkowych, których przyczyn nie można przewidzieć a priori oraz uniknąć przypadkowych wyników podczas badań silnika, w każdym punkcie pomiarowym przeprowadzono serię co najmniej 6 uruchomień silnika.

Dzień testowy nigdy nie kończył się po zakończeniu serii pomiarowej, tylko w jej trakcie, np. po 3 uruchomieniach. W ten sposób można było ocenić powtarzalność testów oraz zauważyć i w porę wyeliminować ewentualne błędy w przygotowaniu stanowiska do badań. Dla każdej serii pomiarowej wyznaczana była niepewność standardowa typu A. W zależności od wzajemnej relacji między wartością niepewności A i B była określana niepewność złożona, a następnie rozszerzona. O ile nie wspomniano inaczej niepewności prezentowane z wynikami pomiarów są to niepewności rozszerzone ze współczynnikiem $k = 2$. Zgodnie z własnościami rozkładu t – Studenta - poziom ufności $p = 0,9$ [54].

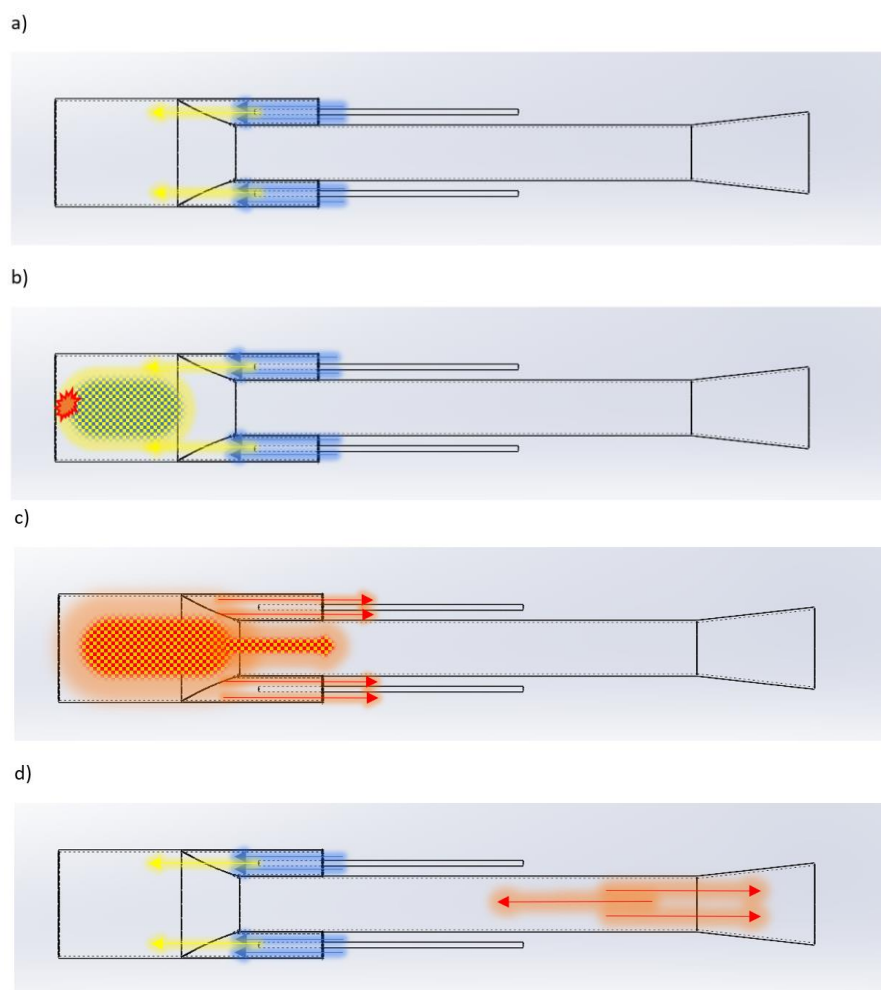
Poprawne porównanie wyników uzyskanych w różnych dniach pomiarowych było możliwe po zredukowaniu ich zgodnie z zależnościami przedstawionymi w [56].

4.3. Jakościowy opis zjawisk w komorze spalania

Jak wspomniano w analizie literatury, pracę pulsacyjnej komory spalania można opisać jako serię wybuchów cieplnych, których częstotliwość w głównej mierze zależy od geometrii rozpatrywanej komory. Jeden pełny cykl pracy takiej komory można podzielić na 3 główne etapy:

1. Napełnianie komory spalania paliwem i powietrzem (Rys. 4.19 a).
2. Zapłon. Gdy w komorze powstanie mieszanka paliwowo-powietrzna dochodzi do jej zapłonu od pracującej świecy zapłonowej (Rys. 4.19 b).
3. Wypływ. Spalanie obejmuje w szybkim tempie całą mieszkankę palną, narasta ciśnienie w komorze spalania, rozpoczyna się wypływ gorących gazów przez wloty powietrza do silnika. Większość spalin z komory przedostaje się do przewodu wylotowego (Rys. 4.19 c).
4. Ponowne napełnianie. Ponieważ przewód wylotowy ma większą średnicę oraz długość wypływ gorących gazów z niego trwa dłużej niż z wlotów. Gdy spaliny opuszczają komorę spalania powstaje w niej strefa podciśnienia. Rozpoczyna się napływ świeżego powietrza przez wloty oraz paliwa. Z racji podciśnienia panującego w komorze spalania część gorących spalin powraca do niej, co sprzyja kolejnemu zapłonowi (Rys. 4.19 d) i cykl się powtarza.

Pracę silnika podzielono na 3 etapy mimo, iż opis został wykonany w 4 punktach. Należy jednak zwrócić uwagę, że punkty 1 i 4 opisują ten sam proces – napełnianie komory spalania.



Rys. 4.19. Etapy cyklu roboczego pulsacyjnej komory spalania

Częstotliwość pracy badanej pulsacyjnej komory spalania to około 110 Hz. Oznacza to, że w ciągu sekundy 110 razy dochodzi do zassania i spalania ładunku w komorze spalania. To znaczy, że całkowity czas na przygotowanie ładunku oraz jego spalenie jest rzędu kilku milisekund. Dla porównania silnik czterosuwowy tłokowy o zapłonie iskrowym dysponowałby podobnym czasem na suw pracy, gdyby rozwijał prędkość obrotową rzędu 20 000 obr./min. Takie prędkości mogą być uzyskiwane w super wyczynowych silnikach motocyklowych oraz samochodów wyścigowych Formuły 1.

Czas niezbędny do realizacji reakcji spalania jest z reguły znacząco krótszy w porównaniu z czasem potrzebnym do odpowiedniego wymieszania paliwa z utleniaczem. Kluczowym zadaniem zatem wydaje się być zrealizowanie jak najlepszego cyklu napełniania komory spalania świeżym ładunkiem z jednoczesnym jego wymieszaniem – kontekście uzyskania jak największej sprawności procesu spalania w komorze silnika. Podobne procesy występujące w silnikach turbinowych, tłokowych a nawet w palnikach czy kotłach gazowych, dzięki wieloletnim badaniom, są stosunkowo dobrze rozpoznane. W literaturze można spotkać wiele

schematów, które objaśniają przebieg procesu w zależności od rodzaju i kształtu komory [57]–[59]. Jednakże w przypadku procesu spalania pulsacyjnego, jak wspomniano już wcześniej w przeglądzie literatury, informacje na temat przebiegu tego procesu są bardzo skromne. Nie ma opracowania, które dostarczałoby szerszej wiedzy na temat aerodynamiki różnych pulsacyjnych komór spalania, jak również organizacji samego procesu wewnątrz komory.

Celem prowadzonych badań jest próba określenia zjawisk cieplno-przepływowych zachodzących wewnątrz badanej komory spalania. Zważywszy na walcowaty kształt komory spalania, bardzo wysokie wartości temperatury panujące wewnątrz komory, duże amplitudy zmian tej temperatury w czasie, a także silne drgania silnika zrezygnowano z bezpośredniej obserwacji procesów wewnątrz komory z wykorzystaniem szkieł optycznych. Konieczne zatem było przeprowadzenie dokładnych badań eksperymentalnych i numerycznych umożliwiających wiarygodne zobrazowanie zjawisk zachodzących wewnątrz komory. Zmierzone podczas badań doświadczalnych wielkości stanowią podstawę do weryfikacji poprawności przeprowadzonych symulacji, przedstawiających obraz zmian poszczególnych parametrów wewnątrz komory spalania.

Badania eksperymentalne silnika zostały podzielone na dwa etapy. W pierwszym (wstępnym) etapie przeprowadzono badania mające na celu określenie wpływu na pracę silnika wtryskiwaczy strumieniowych różnej średnicy, jednocześnie prowadzona była weryfikacja konstrukcji stanowiska i systemu pomiarowego. Po zakończeniu tego etapu ustalono:

- Minimalną średnicę wtryskiwacza strumieniowego, przy którym silnik pracował stabilnie i powtarzalnie. Przekłada się to na możliwość prowadzenia porównywalnych serii pomiarowych.
- Zakres wartości ciśnienia gazu podawanego do wtryskiwacza strumieniowego, przy którym silnik pracował stabilnie i powtarzalnie. Ciśnienie to przy danej średnicy wtryskiwacza określa jednocześnie wydatek paliwa.
- Minimalną głębokość na jakiej należy ustawić wtryskiwacze, by minimalizować zjawisko dopalania paliwa poza przekrojami wlotów.
- Optymalny czas trwania pojedynczego uruchomienia silnika niezbędny do realizacji efektywnego pomiaru.
- Optymalną częstotliwość próbkowania danych pomiarowych.
- Rodzaj paliwa do zasilania komory podczas testów.

Szczegóły każdego z wymienionych punktów opisano w dalszej części pracy.

W trakcie realizacji tych badań dokonano szeregu zmian w konstrukcji stanowiska i metodyce pomiarowej, co skutkowało poprawą jakości prowadzonych badań. Ostateczny kształt stanowiska, które zostało opisane w rozdziale 4.1, wynika z doświadczeń zebranych podczas tego etapu badań.

Z ogólnie dostępnych materiałów nie można uzyskać dokładnych informacji na temat sposobu podawania paliwa do silników o konstrukcji podobnej do silnika będącego przedmiotem badań w niniejszej pracy. Z internetowych relacji [79] osób, które budowały podobne konstrukcyjnie komory wiadomo tylko, że są one zasilane w sposób ciągły przez dwa wtryskiwacze strumieniowe (po jednym na każdy wlot) umieszczone centralnie, w pewnej odległości od jego krawędzi. Stosowane przez nich paliwo to powszechnie dostępna „mieszanina B” gazów propan i butan. Średnica wtryskiwacza, ciśnienie gazu oraz wydatek nie były podawane.

Przed przystąpieniem do pierwszego etapu testów przygotowano trzy pary wtryskiwaczy strumieniowych. Miały one średnice przekroju wylotowego: 1,35 mm, 1,55 mm oraz 2 mm (Rys. 4.20). W dalszej części pracy będą nazywane odpowiednio: JET1, JET2 i JET3.

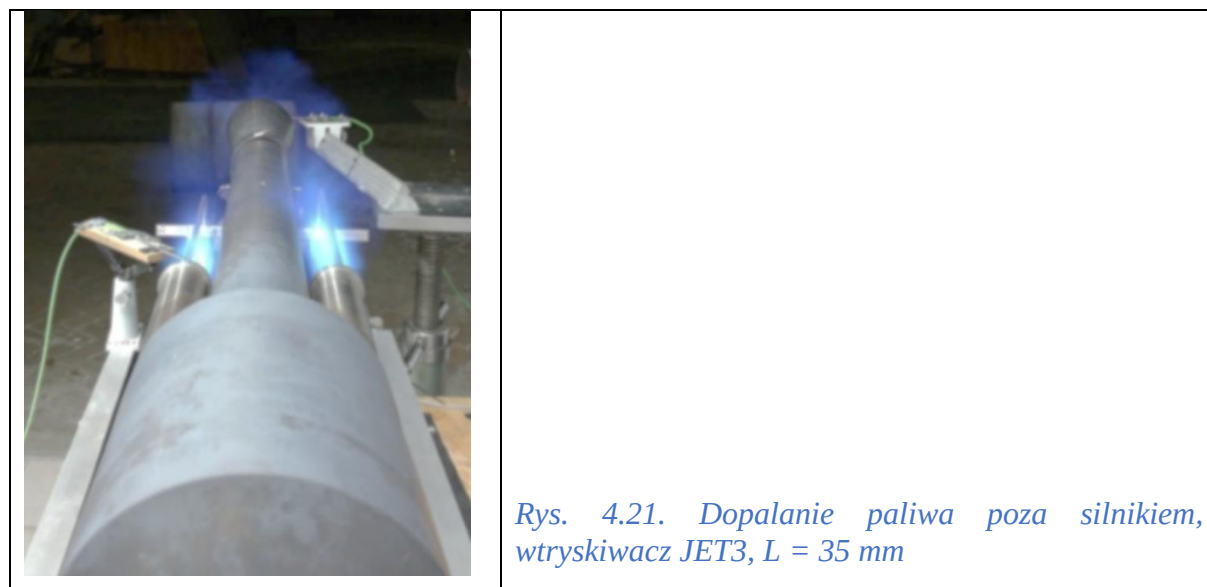


Rys. 4.20. Wtryskiwacze strumieniowe wykorzystywane w pierwszym etapie badań

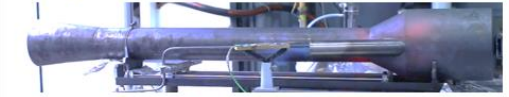
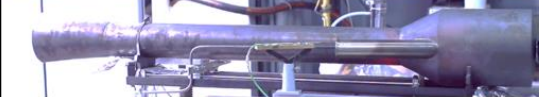
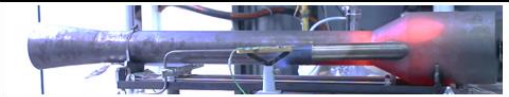
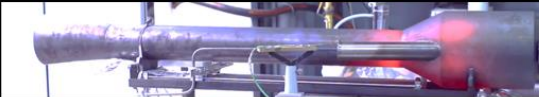
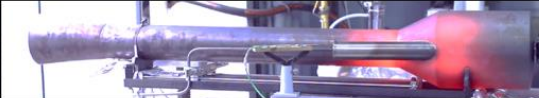
Próby uruchomienia silnika rozpoczęto od zastosowania wtryskiwacza o najmniejszej średnicy. Należy zaznaczyć, że badania silnika były zawsze prowadzone dla pary wtryskiwaczy danego rodzaju, choć dla jasności opisu (przy porównywaniu działania różnych wtryskiwaczy) w pracy często używana jest liczba pojedyncza. Przetestowano różne położenia wtryskiwacza oraz ciśnienia paliwa. Silnik nie podjął pracy w ogóle. Gdy zastosowano wtryskiwacz JET2 silnik podjął pracę. Pracował regularnie w zakresie głębokości $L = 35$ mm do $L = 125$ mm. Powyżej tej głębokości silnik nie podejmował pracy lub dochodziło do serii kilku nieregularnych wybuchów. Przy tym wtryskiwaczu stabilna praca występowała dla ciśnienia w instalacji 350 kPa i większego. Zwiększenie średnicy wtryskiwacza do 2 mm sprawiło, że silnik pracował regularnie w zakresie $L = <35, 235>$ mm. Z racji znacznie większego wydatku wtryskiwacza nie było możliwe zapewnienie stabilnego ciśnienia w instalacji większego niż 400 kPa. Ograniczenie to spowodowało, że w dalszym etapie badań

zdecydowano się zasilać te wtryskiwacze ciśnieniem gazu ok 3,7 bar. Szczegóły dotyczące tych testów zostaną przedstawione w dalszej części pracy.

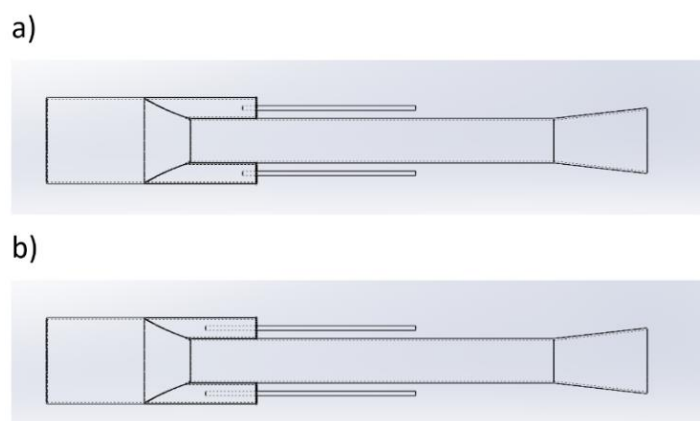
Podczas obserwacji pracującego silnika zauważono, że gdy wtryskiwacz umieszczony jest na głębokościach $L = \langle 35, 125 \rangle$ mm dochodzi do spalania paliwa na zewnątrz silnika za przekrojem wlotów. Widoczne jest to w postaci intensywnego niebieskiego płomienia w ich okolicy (Rys. 4.21).



Zjawisko to występowało, gdy silnik był zasilany przez wtryskiwacz JET2 oraz wtryskiwacz JET3. Płomień ten był największy dla $L = 35$ mm, a najmniejszy dla $L = 125$ mm. Powyżej tej głębokości płomień prawie całkowicie zanikał. Z przedstawionego na rysunku 4.22 zestawienia wynika, że rejony wysokiej temperatury korpusu komory spalania są bardzo do siebie podobne dla obu głębokości. Widać, że w obu przypadkach czoło komory spalania, mimo długiego testu, nie nagrzewało się intensywnie. Nieco większe obszary wysokiej temperatury w części końcowej komory oraz na początku rury wylotowej dla parametru $L = 125$ mm wynikają prawdopodobnie z faktu, że w tym przypadku więcej paliwa ulegało spalaniu wewnątrz komory. Podobieństwu organizacji procesu spalania w tym przedziale ustawienia wtryskiwaczy strumieniowych sprzyjał również fakt, że dla obu tych położenia wtryskiwacze znajdowały się jeszcze w przewodzie dolotowym. Zauważalna różnica w obrazie obszarów spalania wynikała przede wszystkim z efektywnej ilości paliwa dostającego się do komory spalania. Analizując wnioski wynikające z przeprowadzonych badań ustalono, że dalsze badania będą prowadzone dla wtryskiwaczy umiejscowionych na głębokości nie mniejszej niż $L = 125$ mm. Przy czym, kolejne położenia wtryskiwaczy będą dobierane podczas eksperymentu w zależności od zmian przebiegu procesu spalania dla danego wtryskiwacza.

czas pracy	L = 35	L = 125
t = 0		
t = 30 s		
t = 60 s		
t = 90 s		

Rys. 4.22. Porównanie nagrzewania komory spalania w zależności od czasu pracy silnika zasilanego przez wtryskiwacze JET3



Rys. 4.23. Porównanie ustawienia wtryskiwaczy na głębokości: a) L = 35 mm, b) L = 125 mm

Na tym etapie badań czas pracy silnika podczas jednej próby wynosił około 95 s. Dłuższa praca silnika nie była uzasadniona, gdyż nie wносиło to dodatkowych informacji w kwestii przebiegu jego pracy (przez cały czas trwania testu częstotliwość pracy silnika była stała), a ponadto zważywszy na dużą intensywność nagrzewania silnika (Rys. 4.24) stwarzało to możliwość uszkodzenia elementów pomiarowych. Warto zaznaczyć, że podczas dłuższej pracy komory rejestrowano zauważalny wzrost wartości temperatury w otoczeniu silnika. Przekładało się to również na zmianę wilgotności oraz ciśnienia w okolicy silnika. Jest to zjawisko niekorzystne ze względu na określanie osiągnięć silnika w odniesieniu do warunków normalnych, ponieważ w pewnym stopniu utrudnia jednoznaczne zdefiniowanie parametrów powietrza, które zasysa silnik.

Zbyt długi czas pracy silnika jest kłopotliwy również ze względu na sposób działania instalacji paliwowej. W miarę upływu czasu butle z gazem się schładzają, co może przyczynić się do spadku ciśnienia w instalacji. Stosowanie ogrzewania butli eliminuje problem przede wszystkim w początkowej fazie testu.



Rys. 4.24. Intensywne nagrzanie silnika zasilanego przez wtryskiwacz 2 mm na głębokości $L = 235$ mm

Z drugiej strony czas trwania testu nie może być za krótki. Szczególnie ważne jest ustabilizowanie termiczne termopar płaszczykowych o średnicy 1 mm. Z analizy przebiegów wartość temperatury w przekroju wlotów wywnioskowano, iż stabilizuje się ona po około 3 s – 6 s.

Mając wszystko powyższe na uwadze, postanowiono skrócić czas pojedynczego uruchomienia do około 8 s – 10 s. Obserwowanie kształtu oraz miejsc nagrzewania komory spalania będzie możliwe dzięki zastosowaniu kamery termowizyjnej.

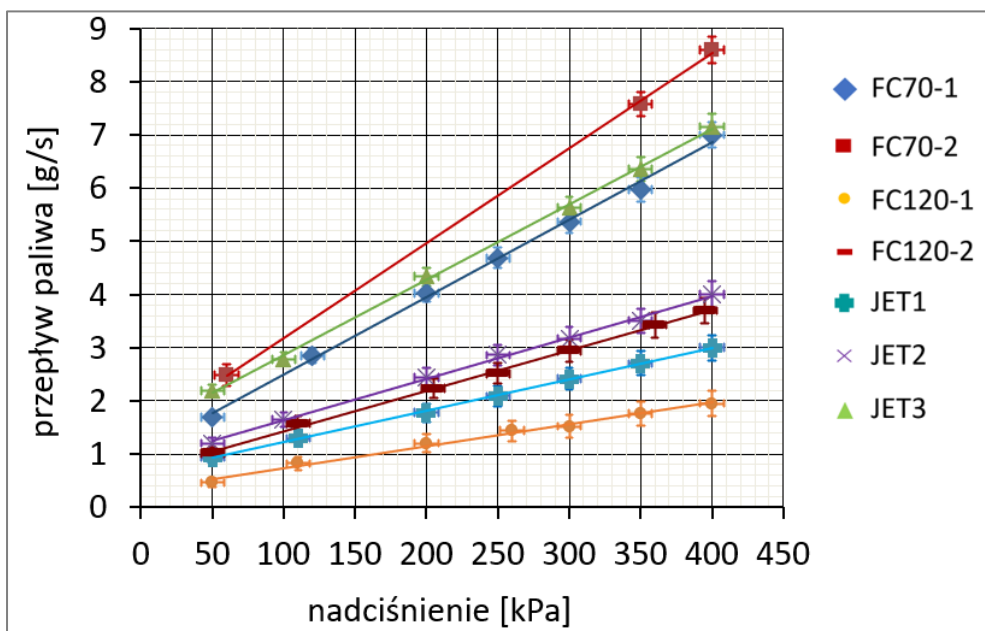
W celu ograniczenia rozmiaru pliku z danymi pomiarowymi, oprócz dobrze dobranej długości testu, ważne jest również określenie odpowiedniej częstotliwości próbkowania. Powinna być ona jak największa, aby jak najlepiej odzwierciedlić rejestrowane przebiegi ciągle. Z drugiej strony przesadna częstotliwość próbkowania powoduje zbyt duże rozmiary plików z danymi oraz niepotrzebnie wydłuża czas ich obróbki. Wstępnie ustawiono częstotliwość próbkowania jako 5 kHz. Jednak zauważono, że jej redukcja do wartości 3,5 kHz nie powoduje zmian w kształtach analizowanych przebiegów, za to znacząco usprawnia proces obróbki danych. Zdecydowano zatem, by na kolejny etap testów ustawić częstotliwość próbkowania na wartość 3,5 kHz.

Na podstawie dostarczonej wraz z paliwem gazowym karty charakterystyki można było zobaczyć, że dla „mieszaniny B” jej proporcje mogą znacząco się różnić w zależności od pory roku oraz partii produkcyjnej. Z tego względu postanowiono w kolejnym etapie zasilać komorę czystym gazem propan. Pozwala to nie tylko dokładnie określić wartość opałową paliwa, ale przede wszystkim zapewnia stabilny przepływ paliwa w niskich temperaturach, które mogą wystąpić, kiedy komora zasilana jest dużym wydatkiem. Jest to możliwe, ponieważ propan ma

zdecydowanie większe ciśnienie nasycenia w porównaniu z butanem. Propan może występować w postaci gazowej nawet w temperaturze około 231 K (przy ciśnieniu około 101325 Pa). Dla porównania temperatura początku parowania butanu w podobnym ciśnieniu to około 273 K [80].

Mając na uwadze wnioski z pierwszego etapu rozpoczęto drugi etap badań pulsacyjnej komory spalania.

Przed przystąpieniem do tej fazy badań wykonano charakterystyki wydatku wtryskiwaczy. Zestawienie wyników pomiaru wydatku w zależności od ciśnienia w instalacji paliwowej dla poszczególnych wtryskiwaczy przedstawione jest na rysunku 4.25. Są na nim przedstawione charakterystyki dla pary wtryskiwaczy danego typu zamontowanych na rurkach paliwowych w instalacji silnika.



Rys. 4.25. Charakterystyki wtryskiwaczy stosowanych podczas badań

Badaną komorę zasilano przez parę wtryskiwaczy:

- strumieniowych o średnicach przekroju krytycznego 1,35 mm, 1,55 mm, 2 mm oznaczonych JET1, JET2, JET3,
- wirowych pełnego stożka o kącie rozpylenia 70°, oznaczonych FC70-1, FC70-2,
- wirowych pełnego stożka o kącie rozpylenia 120°, oznaczonych FC120-1, FC120-2.

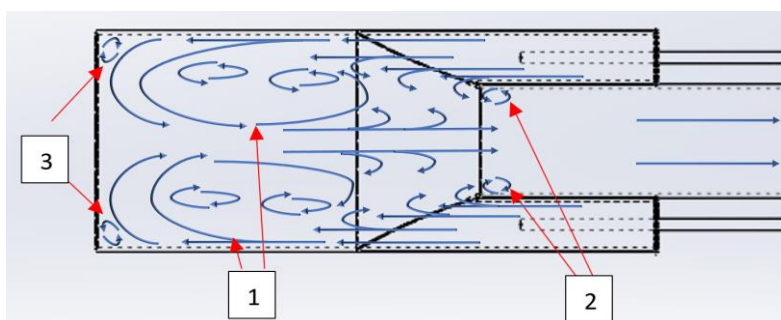
Dane przedstawione na rysunku 4.25 są aproksymowane linią prostą. Z przeprowadzonych na podstawie [60] dodatkowych obliczeń wydatku wynika, że w badanym zakresie wartości ciśnienia w instalacji paliwowej przepływ jest krytyczny. W tym przypadku wydatek gazu przez dyszę rośnie liniowo dla danej średnicy dyszy wraz ze wzrostem ciśnienia w zbiorniku.

Podczas testu trwającego 8 s – 10 s precyzyjny pomiar wydatku był kłopotliwy ze względu na konieczność przełączania zaworu trójdrożnego w instalacji paliwowej. Z tego powodu wydatek paliwa nie był mierzony podczas każdego testu. Był on weryfikowany przed i po każdej serii pomiarowej, a następnie porównywany z wykonaną wcześniej charakterystyką (Rys. 4.25). Jako parametr monitorujący wydatek podczas pracy silnika wybrano ciśnienie mierzone w 2 punktach w instalacji paliwowej. Była o tym mowa w rozdziale 4.1.

W dalszej części rozdziału zostanie przeanalizowany teoretycznie przebieg napełniania komory w zależności od miejsca i sposobu podania paliwa. Wszystkie zaprezentowane w tej części rozdziału schematy i rozważania będą dotyczyć tego etapu pracy komory. Wnioskowania teoretyczne zostaną uzasadnione wybranymi wynikami badań doświadczalnych. Głównym celem tej części pracy jest jakościowy opis zjawisk w badanej komorze, a nie analiza ilościowa otrzymanych wyników.

W celu poprawnego zidentyfikowania miejsca, gdzie mogą wystąpić strefy spalania, konieczne jest poznanie kształtu przepływu czynnika roboczego przez komorę podczas fazy napełniania. Właściwa prezentacja tego zjawiska jest niezwykle trudna. Rzeczywisty przepływ ma bardzo dynamiczny charakter z przestrzennymi zaburzeniami zmiennymi w czasie. Powietrze napływa do komory spalania przez dwa przewody wlotowe rozmieszczone symetrycznie względem osi podłużnej silnika. Z analizy przedstawionej na rysunku 4.26 wynika, że napływające przez przewód wlotowy powietrze, z racji posiadanej prędkości postępowej oraz lepkości zachowuje kształt kanału wlotowego jeszcze w pewnej odległości od niego. Ponieważ ścianka zewnętrzna kanału jest dłuższa, powietrze płynące wzdłuż niej pokonuje dłuższą drogę w porównaniu z warstwą powietrza płynącą przy ścianie wewnętrznej. W strefie wewnętrznej na skutek różnic w prędkości przepływu i sił tarcia wewnętrznego pomiędzy poszczególnymi warstwami powietrza powstaje strefa intensywnych zawirowań turbulentnych, której część położona najbliżej krawędzi przewodu wlotowego na skutek oddziaływania obniżonego ciśnienia w rurze wylotowej będzie się przemieszczać w kierunku jej początku (na Rys. 4.26 oznaczone cyfrą 2). Warstwa powietrza płynąca wzdłuż zewnętrznej ścianki przy odpowiednio dużej prędkości powinna dotrzeć w rejon czoła komory spalania. Na skutek stopniowego obniżania ciśnienia w warstwach wewnętrznych napływającego płynu dojdzie do stopniowego zakrzywiania linii prądu w kierunku osi silnika. Zakrzywianie to spowoduje powstanie lokalnej strefy wirowej małej skali w rejonie połączenia czoła komory spalania ze ścianką boczną. Strefa ta na rysunku (Rys. 4.26) oznaczona jest numerem 3. Płynące w kierunku osi silnika powietrze pod wpływem podciśnienia zmieni kierunek i zacznie się przemieszczać w kierunku rury wylotowej tworząc parę

wielkoskalowych wirów (o charakterze wirów recyrkulacyjnych), które na rysunku (Rys. 4.26) oznaczone są numerem 1. Wiry te w dalszej części pracy są nazywane również wirami głównymi. Tak jak zaznaczono na rysunku (Rys. 4.26) zmiana kierunku przepływu czynnika w kierunku osiowym, a także w pewnym stopniu w kierunku obwodowym, będzie sprzyjać powstawaniu wewnątrz nich mniejszych stref wirowych, które będą tworzyć strefę mieszania sprzyjającą procesowi spalania w centralnej części komory spalania. Rozmiar oraz położenie wirów głównych, będą zależały w dużej mierze od warunków i sposobu dostarczania czynnika roboczego do komory spalania.



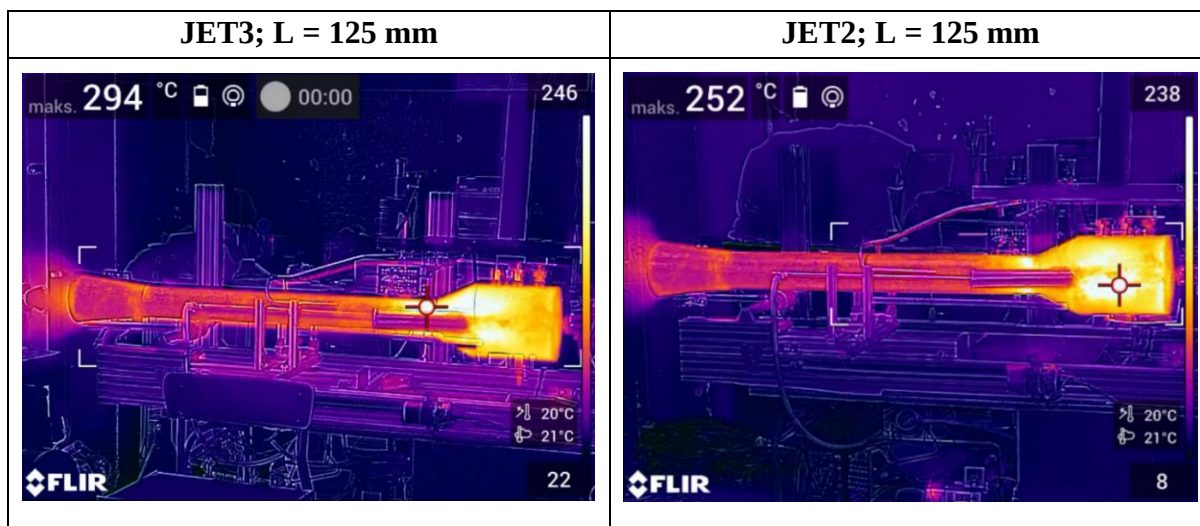
Rys. 4.26. Orientacyjny przebieg procesu przepływu przez komorę, bez procesu spalania, podczas napływu czynnika roboczego przez wloty

W pierwszej kolejności zostanie rozważony wpływ zmiany wydatku paliwa na pracę silnika zasilanego przez wtryskiwacze strumieniowe przy stałym L . Stabilna praca silnika została uzyskana przy zasilaniu przez wtryskiwacze JET2 i JET3 umieszczone na $L = 125$ mm. Podczas omawianych badań ciśnienie w instalacji paliwowej wynosiło 370 kPa, co przełożyło się na sumaryczny wydatek 6,6 g/s w przypadku wtryskiwaczy JET3 oraz 3,8 g/s w przypadku wtryskiwaczy JET2.

Paliwo do komory spalania podawane jest w sposób ciągły. Niezależnie od średnicy dyszy gaz wypływa z niej z lokalną (dla przekroju krytycznego) prędkością dźwięku. W rozpatrywanych przypadkach ciśnienie było wyższe od krytycznego. Zatem tuż za dyszą paliwo rozpręża się do ciśnienia zbliżonego do ciśnienia otoczenia, co spowoduje dalszy wzrost jego prędkości. Następnie gaz zaczyna zwalniać. Przy przejściu przez liczbę $Ma = 1$ tworzy się prostopadła fala uderzeniowa. Z racji wartości ciśnienia kilkakrotnie wyższej od krytycznego może wystąpić kilka fal prostopadłych tzw. dysków Macha. Zjawiska te zachodzą w bliskiej odległości od wtryskiwacza i nie powinny w znaczącym stopniu wpływać na kształt procesu wewnątrz komory dla rozpatrywanej konfiguracji. Następnie zwarta struga gazu porusza się z prędkością poddźwiękową.

Zastosowanie w drugim etapie nagrywania pracy komory kamerą termowizyjną pozwoliło dostrzec różnice w nagrzewaniu jej ścianek podczas testu. Poprawna interpretacja

termogramów jest podstawą do pełniejszej identyfikacji obszarów spalania wewnątrz komory. Na rysunku 4.27 porównano termogramy silnika zasilanego przez wtryskiwacze JET3 oraz JET2 umieszczone na głębokości $L = 125$ mm. Widać na nich, że dla wtryskiwaczy JET3 znacznik temperatury maksymalnej wskazuje początek rury wylotowej, podczas gdy dla wtryskiwaczy JET2 najintensywniej nagrzewa się środek komory spalania, poniżej jej osi.

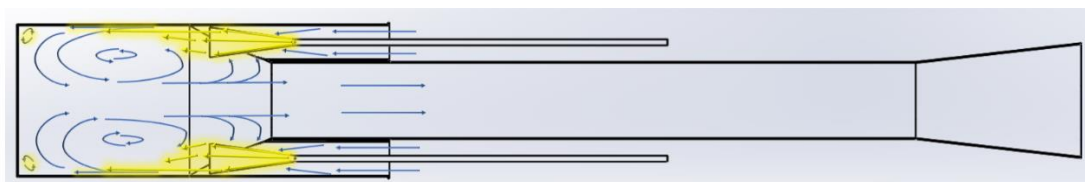


Rys. 4.27. Porównanie nagrzewania komory zasilanej przez wtryskiwacze strumieniowe

Na rysunku 4.27 rejon wysokiej temperatury na ścianie komory spalania zobrazowane są na termogramach jako jasne wyraźne obszary. Dla obu rozpatrywanych konfiguracji tworzą się one symetrycznie względem przedłużenia osi wlotów powietrza. Mając na uwadze, iż w osi wlotu powietrza umieszczony jest wtryskiwacz, można dojść do wniosku, że zimny rejon rozdzielający gorące obszary to najprawdopodobniej miejsce, w którym przepływa struga niewymieszanego z powietrzem paliwa i w którym nie zachodziło spalanie. Paliwo wypływające z wtryskiwacza strumieniowego ma tylko składową postępową prędkości. Na skutek rozprężania za przekrojem krytycznym struga paliwa stopniowo zwiększa swój wymiar promieniowy. Z przeprowadzonych prostych symulacji numerycznych wynika, iż „kąt rozpylenia” zastosowanego wtryskiwacza strumieniowego to około 16° . W takiej sytuacji jest bardzo mało prawdopodobne, aby paliwo gazowe w znacznej ilości zbliżyło się do ścianki.

Z drugiej strony, jeżeli parametr $L = 125$ mm, to wylot z wtryskiwacza znajduje się jeszcze w kanale wlotowym (Rys. 4.28). Lokalne zwiększenie prędkości w przewodzie spowoduje obniżenie ciśnienia statycznego w okolicy przepływającej z dużą prędkością strugi paliwa gazowego. Spowoduje to efektywne zasysanie powietrza w stronę tej strugi. W konsekwencji przez przewód wlotowy zaczną napływać w kierunku komory większe ilości powietrza, a powietrze wpływające do komory spalania po minięciu wewnętrznej krawędzi wlotu będzie zachowywało się nieco inaczej niż to przedstawiono na rysunku 4.26. Z racji zasysania

powietrza w kierunku strugi paliwa nie będzie dochodziło do zawirowania powietrza po minięciu krawędzi wlotu. Przełoży się to na brak strefy wirowej oznaczonej numerem 2 (Rys. 4.26). Część powietrza wypływającego z komory w stronę przewodu wylotowego prawdopodobnie również będzie „zassana” w stronę strugi paliwa. Z kolei paliwo przepływające w okolicy wiru głównego będzie się odchylało w stronę ścianki komory. Spowoduje to powstanie tuż przy ścianie obszaru bogatego w paliwo, w którym nie dojdzie do spalania ze względu na zbyt niskie lokalne stężenie utleniacza. W konsekwencji ścianka komory będzie w tym miejscu chłodzona przez ciekłą warstwę paliwa. Podobne zjawisko wykorzystywane jest przy chłodzeniu rur żarowych komór spalania silników turbinowych [57]. Z tą różnicą, że w ich przypadku medium chłodzącym jest powietrze wtórne opływające rurę żarową.

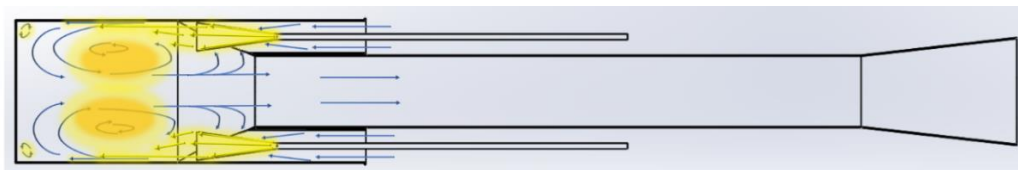


Rys. 4.28. Orientacyjny przebieg procesu napełniania silnika zasilanego przez wtryskiwacz strumieniowy (JET2, JET3), gdy $L = 125\text{ mm}$

Na zamieszczonych na rysunku 4.27 termogramach dla wtryskiwacza JET2 widoczne są zakrzywienia omawianego zimnego obszaru. Występują one mniej więcej od połowy długości komory spalania. Może to oznaczać, iż w tym miejscu struga paliwa wytraca prędkość. Jednocześnie zaczynając intensywne mieszanie z powietrzem w komorze przemieszczając się zgodnie z przepływem wewnątrz niej. Przepływ ten kształtuje się tak, że mimo pełnej symetrii badanego obiektu strefa spalania tworzy się poniżej osi podłużnej silnika. W przypadku wtryskiwacza JET2 mogłoby to tłumaczyć, dlaczego znacznik maksymalnej temperatury znajduje się właśnie w dolnej części komory spalania w rejonie jej środka. Oddziaływanie grawitacji wydaje się mieć znikomy wpływ na opisane zjawiska, ze względu na dużą ich dynamikę.

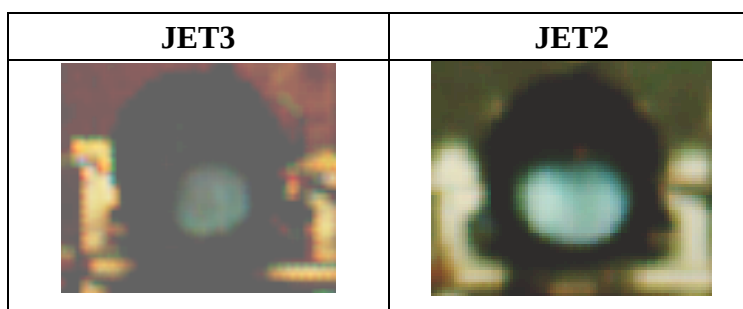
Z racji zwolnienia zwarta struga paliwa powinna ulec rozwarstwieniu i zacząć intensywnie mieszać się z powietrzem w turbulentnym rejonie wirów głównych. Mieszające się z powietrzem paliwo jest jednocześnie ogrzewane. Jest to możliwe, ponieważ po skończonym cyklu wypływu temperatura w komorze powinna mieć wartości wyższe niż otaczające powietrze. Niewykluczone jest również pozostawanie w komorze spalania rejonów gorących lub takich, w których nawet podczas fazy napływu będzie znajdował się szczątkowy płomień. Zatem w omawianej konfiguracji wiry główne to miejsce przygotowania mieszanki palnej.

Dla wtryskiwacza JET2 będzie to jednocześnie strefa spalania, która na rysunku 4.29 oznaczona jest żółtopomarańczowym kolorem.



Rys. 4.29. Orientacyjne umiejscowienie stref spalania silnika zasilanego przez wtryskiwacz JET2, gdy $L = 125$ mm

Występowanie dwóch przenikających się stref spalania można potwierdzić na ujęciach z szybkiej kamery (Rys. 4.30). Nagrywanie było prowadzone z szybkością 1000 klatek/s, z czasem ekspozycji wynoszącym 0,001 s. W przypadku wtryskiwacza JET2 niebieski obszar oznaczający strefę spalania przypomina kształtem literę „D” obróconą w prawo o 90° . Obraz taki jest zgodny z termogramem przedstawionym na rysunku 4.27 gdzie obszar gorący znajduje się poniżej osi podłużnej silnika. Jaśniejsze obszary w pobliżu bocznej ścianki (Rys. 4.30) wskazują strefę najintensywniejszej reakcji [61], co jest zgodne ze schematem przedstawionym na rysunku 4.29.



Rys. 4.30. Widok procesu w komorze spalania zasilanej wtryskiwaczami strumieniowymi na $L = 125$ mm zarejestrowany szybką kamerą

Na przedstawionym na rysunku 4.30 ujęciu dla wtryskiwacza JET3 widać, że strefa spalania ma nieco inny kształt niż dla wtryskiwacza JET2. W tym przypadku jest on zdecydowanie bardziej owalny. Widać również, że strefa ta jest bardziej jednorodna niż w przypadku wtryskiwacza JET2. Termogram zamieszczony na rysunku 4.27 dla wtryskiwacza JET3 pokazuje, że najintensywniej nagrzewa się ścianka w początkowym przekroju rury wylotowej. Zwiększenie wydatku poprzez zmianę przekroju wtryskiwacza przy tym samym ciśnieniu podawania paliwa nie wpłynie na zmianę organizacji napełniania komory spalania. Przygotowanie mieszanki palnej następuje w wirach głównych. Z racji większej ilości paliwa podawanego z wtryskiwacza JET3 nieznacznie zmienia się położenie obszaru, w którym występuje stężenie propanu w granicach wybuchowości w stosunku do położenia tego obszaru w przypadku wtryskiwacza o mniejszym wydatku. W rejonie wirów głównych kolejne warstwy strugi paliwa zakrzywiają swój tor zgodnie z kierunkiem ruchu powietrza. Następnie część

paliwa zaczyna płynąć w stronę przewodu wylotowego. W tym miejscu paliwo i powietrze dostarczone przez osobne wloty miesza się również ze sobą tworząc jednorodną strefę spalania. Strefa ta prawdopodobnie rozciąga się też w stronę paliwa rozpylonego z wtryskiwaczy. Zostało to schematycznie zobrazowane na rysunku 4.31.



Rys. 4.31. Orientacyjne umiejscowienie strefy spalania silnika zasilanego przez wtryskiwacz JET3, gdy $L = 125 \text{ mm}$

Na rysunku 4.31 obszar intensywnego spalania w przekroju końcowym komory oraz w redukcji znajduje się w pewnej odległości od ścianki. Dodatkowo ścianka jest „izolowana” warstwą napływającego paliwa oraz powietrza. Gorące spaliny wpływając do przewodu wylotowego, który ma dwukrotnie mniejszą średnicę niż komora spalania, zbliżają się do ściany tego przewodu powodując jej intensywniejsze nagrzewanie. Przekłada się to na umiejscowienie znacznika temperatury maksymalnej.

Na przedstawionym na rysunku 4.30 zestawieniu obrazów z szybkiej kamery w przypadku obu wtryskiwaczy widać jasnoniebieski kolor płomienia sugerujący spalanie dobrze przygotowanej mieszaniny [61]. Zatem nie ma widocznych miejsc o wysokiej koncentracji paliwa, w których dochodziłoby do spalania niezupełnego. W przypadku spalania pulsacyjnego nie można osądzić jednoznacznie o składzie mieszanki na podstawie koloru płomienia. Zostało wykazane, że w przypadku zwiększenia turbulencji poprzez pulsacje przepływu możliwe jest wyeliminowanie żółtych płomieni przy spalaniu z nadmiarem paliwa [62].

Z zestawienia podstawowych parametrów pracy silnika w tabeli 4.4 wynika, iż częstotliwość pracy silnika z porównywanymi wtryskiwaczami była niemalże taka sama. Do spalania z podobną dynamiką większych ilości paliwa potrzeba z reguły więcej utleniacza. Można zatem przypuszczać, iż w przypadku pracy z wtryskiwaczem JET3 do komory spalania dostawały się większe ilości powietrza. Przy tej samej średnicy wlotów oraz podobnej temperaturze napływającego czynnika oznacza to, iż czynnik ten musiał mieć większą prędkość.

Tab. 4.4 Porównanie podstawowych parametrów pracy silnika z różnymi wtryskiwaczami strumieniowymi umieszczonymi na tej samej głębokości

	JET3	JET2
Częstotliwość	(114,95±0,54) Hz	(114,61±0,39) Hz
Amplituda ciśnienia w komorze	(17,1±1,9) kPa	(12,58±0,79) kPa
Amplituda ciągu	(82±11) N	(56,4±5,9) N

Jeżeli powietrze napływa wolniej do komory spalania w przypadku pracy silnika z wtryskiwaczami JET2 to po opuszczeniu przewodów wlotowych szybciej wytraca prędkość i penetracja w głąb komory jest słabsza. Zatem w rejonie czoła komory spalania prawdopodobne jest pozostawanie szczątkowych ilości spalin po cyklu spalania. Nawiązując do nomenklatury właściwej dla silników tłokowych można stwierdzić, że w przypadku zasilania komory wtryskiwaczami JET2 następowało mniej intensywne przepłukanie w porównaniu z zasilaniem wtryskiwaczami JET3. Trafiające w rejon czoła komory subtelne ilości paliwa wymieszanego z powietrzem spalają się, co powoduje powstawanie rejonów podwyższonej temperatury w okolicy połączenia czoła komory ze ścianką boczną (Rys. 4.27).

Sprawdzono również pracę silnika z wtryskiwaczem JET1 ustawionym w omawianej konfiguracji. Przy zasilaniu go ciśnieniem 370 kPa uzyskano wydatek 2,8 g/s (Rys. 4.25). Silnik nie podjął pracy. Napełnianie komory spalania zasilanej przez wtryskiwacz JET1 wygląda bardzo podobnie jak w przypadku wtryskiwaczy JET2 oraz JET3. Jednakże z racji małego wydatku paliwa i słabej dynamiki przepływu, mieszanina wytworzona w rejonie wirów głównych prawdopodobnie jest zbyt uboga, aby stabilnie podtrzymywać proces spalania.

Podsumowując powyższe rozważania można stwierdzić, że zmieniając wydatek paliwa za pomocą zmiany średnicy dyszy wtryskiwacza strumieniowego przy zachowaniu tej samej początkowej prędkości wypływu paliwa można w istotny sposób wpływać na organizację procesu spalania wewnątrz komory. Czynnikiem decydującym o przebiegu tego procesu jest obok samej zmiany ilości paliwa, zmiana intensywności procesu mieszania się paliwa z powietrzem.

W silnikach turbinowych stosuje się intensywne zawirowanie paliwa oraz powietrza w celu usprawnienia procesu mieszania [57], [59]. Można założyć, że w silniku pulsacyjnym zasilanym wtryskiwaczami wirowymi, proces mieszania również będzie zachodził intensywniej w porównaniu do zasilania przez wtryskiwacze strumieniowe. Jest to możliwe dzięki dodaniu składowej kątowej prędkości. Powinno to sprzyjać tworzeniu bardziej jednolitej mieszaniny i bardziej równomiernemu przebiegowi procesu spalania.

Postanowiono zatem zbadać wpływ zawirowania paliwa na pracę badanego silnika. W tym celu wykorzystano dwa wtryskiwacze wirowe o różnej charakterystyce wydatku i kącie rozpylenia paliwa. Zastosowano wtryskiwacz pełnego stożka o kącie rozpylenia 70° na rysunku 4.25 oznaczony jako FC70 - 1. Przy ciśnieniu w instalacji paliwowej wynoszącym 380 kPa ma on zbliżony wydatek do wtryskiwacza JET3. Drugi zastosowany wtryskiwacz miał kąt rozpylenia 120° i na rysunku 4.25 oznaczony jest FC120 – 2. Podczas testów w tej konfiguracji był on zasilany ciśnieniem 370 kPa co dawało wydatek ok. 3,6 g/s.

Przy ustawieniu wtryskiwaczy „na wprost” na głębokości $L = 125$ mm zastosowanie wtryskiwacza wirowego o kącie rozpylenia 70° nie wpłynęło w sposób istotny na pracę komory w stosunku do wtryskiwacza strumieniowego. Nie zmienił się ani profil nagrzewania komory ani wygląd procesu wewnątrz zarejestrowany szybką kamerą. Uzyskano zbliżoną wartość ciśnienia w komorze spalania oraz częstotliwość pracy niższą o 2 Hz. Powodem braku zmian charakteru pracy może być fakt, że na $L = 125$ mm wtryskiwacz znajduje się jeszcze w kanale dolotowym.

Po zmianie wtryskiwacza na FC120 – 2 na głębokości $L = 125$ mm praca silnika w ogóle nie była możliwa. Można przypuszczać, że w tym przypadku rozpylone pod dużym kątem paliwo uderzało o ścianki kanału wlotowego, co zasadniczo zmieniałoby charakter przepływu paliwa przez komorę i utrudniało proces jego mieszania z powietrzem (Rys. 4.32).



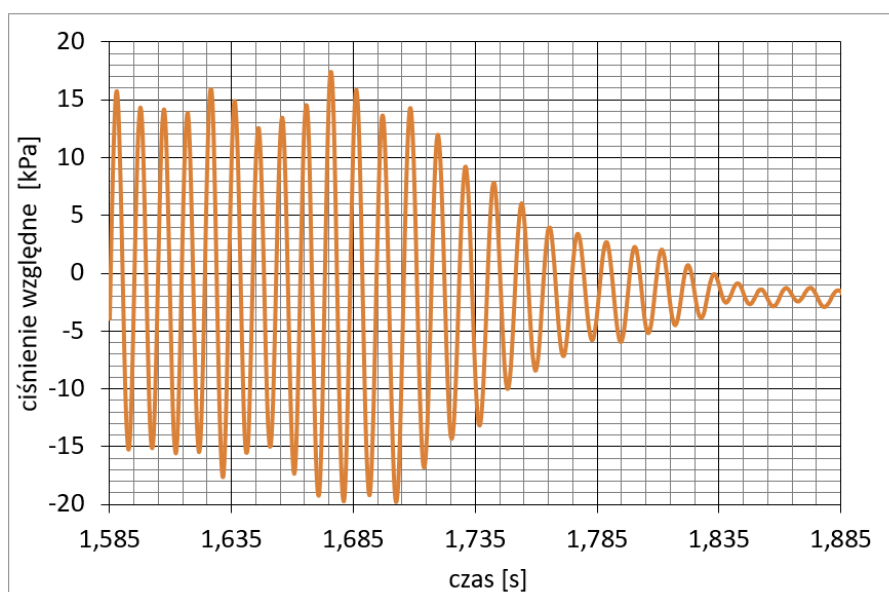
Rys. 4.32. Rozpylenie paliwa przez wtryskiwacz FC120 – 2 umieszczony na $L = 125$ mm

Z powyższego wynika, że ustawienie wtryskiwaczy wirowych w nieodpowiednim miejscu nie powoduje zwiększenia osiągnięć silnika, a nawet uniemożliwia jego poprawną pracę. Analizując rysunek 4.32 można zauważyć, że ustawiając wtryskiwacz FC120 – 2 na większej głębokości można rozpylić zawirowane paliwo bezpośrednio w komorze spalania. Podobne przesunięcie wtryskiwacza FC70 – 1 może spowodować widoczne różnice w pracy komory w porównaniu z wtryskiwaczem strumieniowym. Z tego względu w następnej kolejności zostanie omówiony wpływ zmiany położenia (zmiany głębokości „L”) wtryskiwaczy na pracę badanej pulsacyjnej komory spalania. Podczas wszystkich omawianych poniżej badań ciśnienie w instalacji paliwowej dla poszczególnych wtryskiwaczy było takie samo jak dla $L = 125$ mm.

Przy zastosowaniu wtryskiwaczy JET1 o wydatku 2,8 g/s komora spalania nie podjęła stabilnej pracy na żadnej ze badanych głębokości.

Po przestawieniu wtryskiwaczy JET2 na głębokość $L = 180$ mm silnik uruchamiał się, lecz gasł po około 2 s pracy. Po wtrysnięciu do komory spalania dodatkowej ilości powietrza przez instalację rozruchową silnik nie podejmował pracy pulsacyjnej, natomiast spalanie następowało w sposób ciągły, a z przewodu wylotowego wydostawał się płomień.

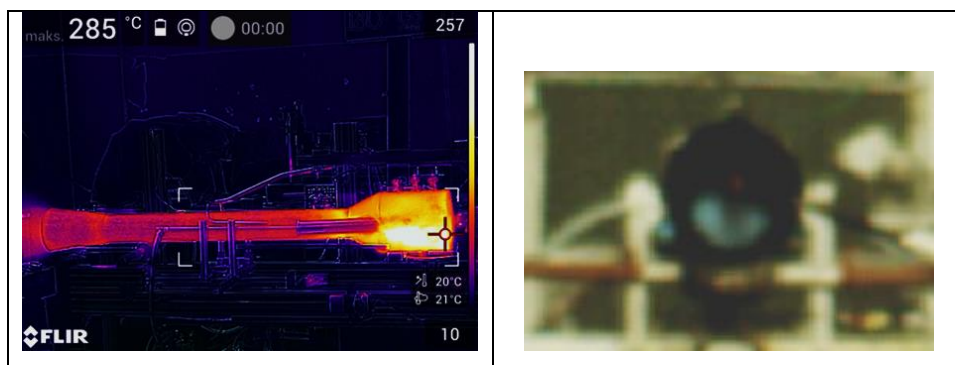
Z przedstawionego przebiegu ciśnienia w komorze spalania (Rys. 4.33) wynika, że w momencie przerywania pracy, amplitudy ciśnienia w krótkim czasie stopniowo malały.



Rys. 4.33. Przebieg ciśnienia w komorze spalania zasilanej przez wtryskiwacz JET2 na $L = 180$ mm

Na termogramie (Rys. 4.34) widać, że podczas samodzielnej pulsacyjnej pracy silnika, znacznik temperatury maksymalnej wskazywał początek komory spalania. Z kolei na zrzucie ekranu z nagrania szybką kamerą widać kinetyczny jasnoniebieski płomień (Rys. 4.34).

Nagrzewanie ścianek komory spalania pozostało na podobnym poziomie, aż do momentu zaniku jej pracy. Natomiast bezpośrednio przed zatrzymaniem się pracy komory na ujęciach z szybkiej kamery można zauważyć stopniowe pojawianie się coraz większej ilości pomarańczowych płomieni. Tuż przed przerywaniem pracy komory były one widoczne na niemal całym obszarze zarejestrowanym przez szybką kamerę (Rys. 4.35).

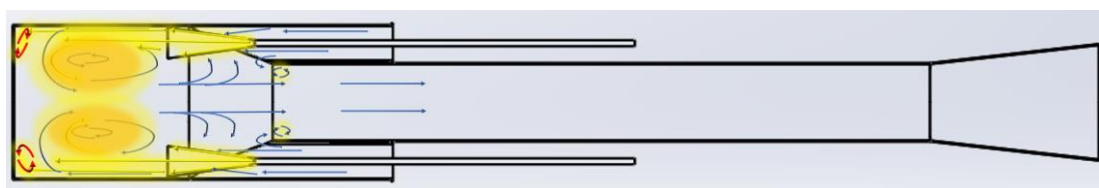


Rys. 4.34. Termogram oraz obraz z szybkiej kamery komory zasilanej przez wtryskiwacz JET2 na głębokości $L = 180$ mm. Zdjęcia z 1 sekundy pracy



Rys. 4.35. Obraz z szybkiej kamery badanej komory zasilanej przez wtryskiwacz JET2 na głębokości $L = 180$ mm. Zdjęcie z 2 sekundy pracy

W tej konfiguracji wylot z wtryskiwacza znajdował się bliżej wirów głównych (Rys. 4.36). Strefa spalania jest przesunięta w stronę czoła komory spalania. Jak wspomniano wcześniej, z racji stosunkowo niskiej prędkości napływu świeżego ładunku przepłukanie komory spalania nie jest intensywne. W związku z tym po cyklu pracy silnika w komorze pozostaje pewna ilość produktów spalania. Będzie ona się zwiększała po każdym kolejnym cyklu pracy. Powoduje to stopniowe zwiększanie udziału produktów spalania w mieszaninie palnej z jednoczesnym obniżaniem udziału tlenu. Przekłada się to na stopniowe pogarszanie warunków spalania, a w konsekwencji brak możliwości zapłonu i poprawnej pracy silnika.



Rys. 4.36. Orientacyjne umiejscowienie stref spalania silnika zasilanego przez wtryskiwacz JET2, gdy $L = 180$ mm

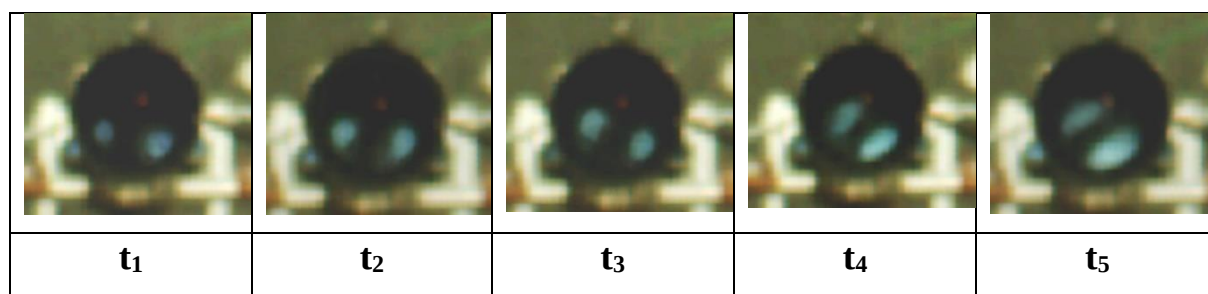
Po przestawieniu wtryskiwaczy FC120 – 2 na $L = 180$ mm silnik podjął stabilną pracę. Z termogramu (Rys. 4.37) wynika, iż najintensywniej nagrzewa się ścianka komory poniżej jej osi. Można też zauważyć, że znacznik temperatury maksymalnej znajduje się przy czołe komory spalania, mimo iż jasny gorący obszar na ścianie nie sięga tego rejonu. Najprawdopodobniej jest to spowodowane przez to samo zjawisko, które powodowało

nagrzewanie rejonu czoła komory spalania w przypadku pracy silnika z wtryskiwaczami JET2 na $L = 125$ mm.



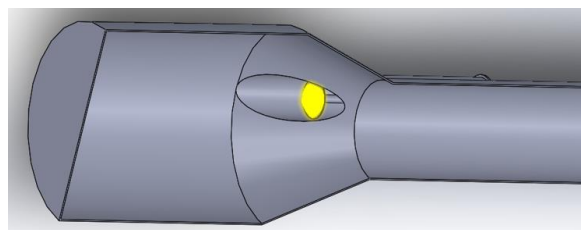
Rys. 4.37. Termogram badanej komory zasilanej przez wtryskiwacze FC120 – 2, $L = 180$ mm

Aby dokładniej określić przebieg procesu napełniania komory spalania, przeanalizowano proces rozwoju płomienia podczas cyklu pracy silnika zarejestrowanego szybką kamerą (Rys. 4.38). Zamieszczone na rysunku 4.38 zdjęcia pokazują ciekawy przebieg procesu spalania. Widać, że strefa spalania nie jest umiejscowiona w centralnej części komory, lecz jest rozdzielona na dwa obszary, które obracają się zgodnie z kierunkiem ruchu wskazówek zegara (w prawo), w pobliżu jej osi.



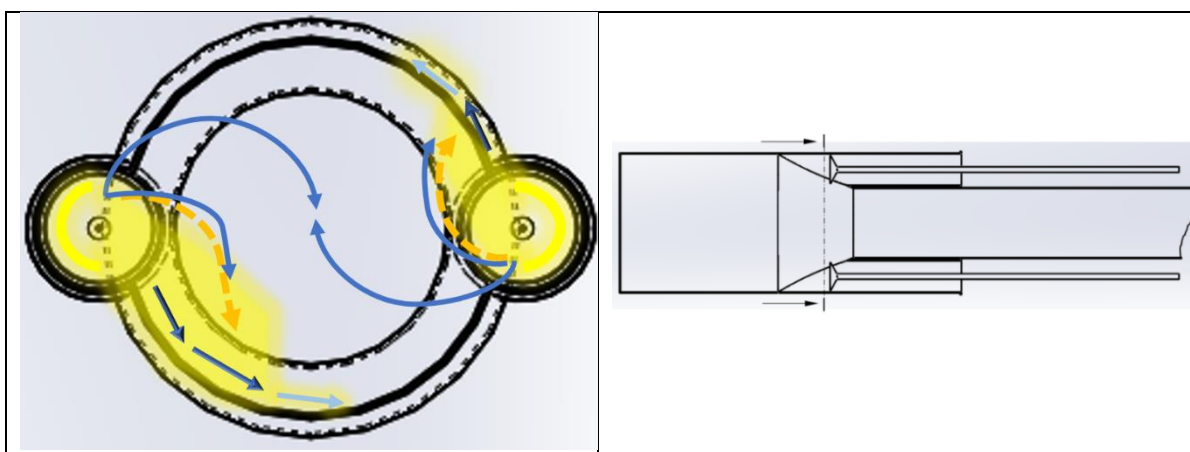
Rys. 4.38. Cykl spalania badanej komory zasilanej przez wtryskiwacz FC120 - 2 na $L = 180$ mm. $t_1 < t_2 < t_3 < t_4 < t_5$

Analizując przebieg procesu należy pamiętać, iż na głębokości $L = 180$ mm czoło wtryskiwacza znajduje się jeszcze częściowo w przewodzie wlotowym (Rys. 4.39). Rozpylenie paliwa w tym miejscu z dużym kątem (120°) oznacza, że tylko część obwodu rozpylonego paliwa dostanie się bezpośrednio z wtryskiwacza w przekroje redukcji komora spalania – rura wylotowa (Rys. 4.39–Rys. 4.41).

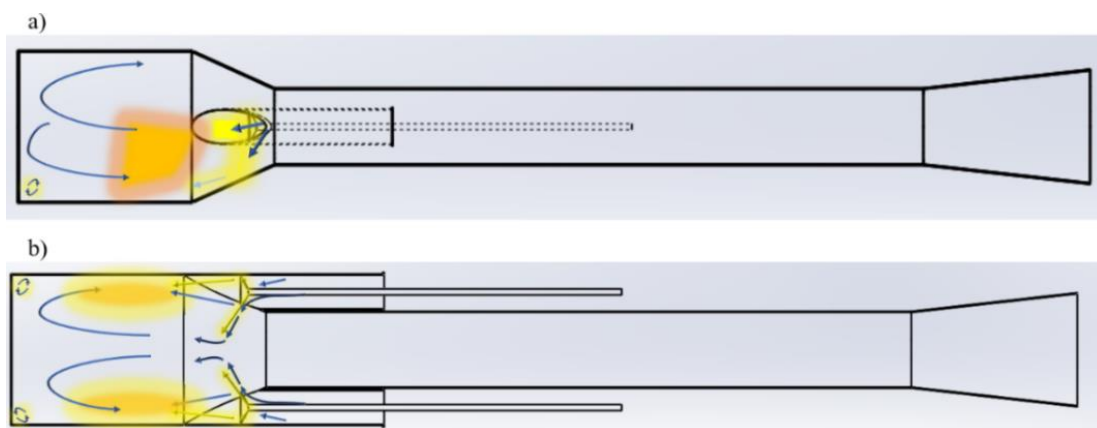


Rys. 4.39. Widok wtryskiwacza FC120 - 2 na $L = 180$ mm od wewnętrznej strony komory spalania

W omawianej konfiguracji również powietrze napływa do komory z większą swobodą przez niezasłonięty przez paliwo niewielki fragment wlotu (Rys. 4.39). Ponadto paliwo płynące z dużą prędkością w niewielkiej odległości od ścianki przyczynia się do lokalnego obniżenia ciśnienia i zassania dodatkowej porcji powietrza do środka komory, jednocześnie zwiększając jego prędkość (na zasadzie eżektora). Pozostała część paliwa z pewną ilością powietrza przemieszcza się po zewnętrznej stronie komory tworząc wir główny i kieruje się w stronę wylotu z komory. W miejscu przecięcia się tych strug dochodzi do intensywnego zawirowania mieszaniny wywołanego dużymi gradientami prędkości, różnicą temperatury oraz tarciem wewnętrznym pomiędzy strugami paliwa i powietrza. Powstała w ten sposób mieszanina jest dobrze wymieszana i jednorodna. Świadczy o tym zarejestrowany przez szybką kamerę niebieski kolor płomienia w obu obszarach spalania (Rys. 4.38), który przypomina bardziej spalanie kinetyczne niż dyfuzyjne [61]. Wykonując przekrój tuż przed płaszczyzną rozpylenia paliwa, patrząc od strony czoła komory spalania (Rys. 4.40), płomień obraca się przeciwnie do ruchu wskazówek zegara (w lewo). Pomarańczowymi przerywanymi strzałkami (Rys. 4.40) zaznaczono kierunek rotacji paliwa, niebieskimi ruch powietrza. Sam proces wirowania płomienia wynika prawdopodobnie z faktu braku symetrii pędu strugi paliwa (względem płaszczyzny poziomej) (Rys. 4.41).



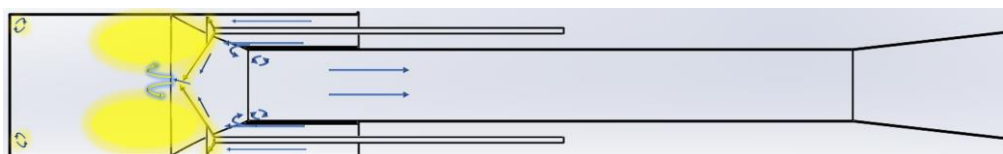
Rys. 4.40. Widok przekroju komory spalania zasilanej przez wtryskiwacz FC120 - 2 na $L = 180 \text{ mm}$



Rys. 4.41. Widok w dwóch rzutach orientacyjnego przebiegu procesu tworzenia stref spalania wewnątrz badanej komory spalania zasilanej przez wtryskiwacz FC 120 – 2 na $L = 180$ mm. a – przekrój wzdłuż pionowej płaszczyzny symetrii, b – przekrój wzdłuż poziomej płaszczyzny symetrii

Podczas pracy w omawianej konfiguracji silnik pracował z częstotliwością 106,7 Hz, natomiast amplitudy ciśnienia w komorze spalania wynosiły 12,3 kPa.

Badana komora spalania nie podjęła pracy, kiedy wtryskiwacze FC120 – 2 znajdowały się na głębokościach $L > 180$ mm. Może to wskazywać na fakt, jak istotną rolę w procesie tworzenia strefy spalania odgrywał efekt eżekcji powietrza wywołany przepływem paliwa (Rys. 4.41 b). W wyniku przesunięcia wtryskiwacza w głąb komory całkowicie zmieniła się intensywność procesu mieszania paliwa z powietrzem, co uniemożliwiło stworzenie w określonym obszarze odpowiednich warunków dla procesu spalania (Rys. 4.42).

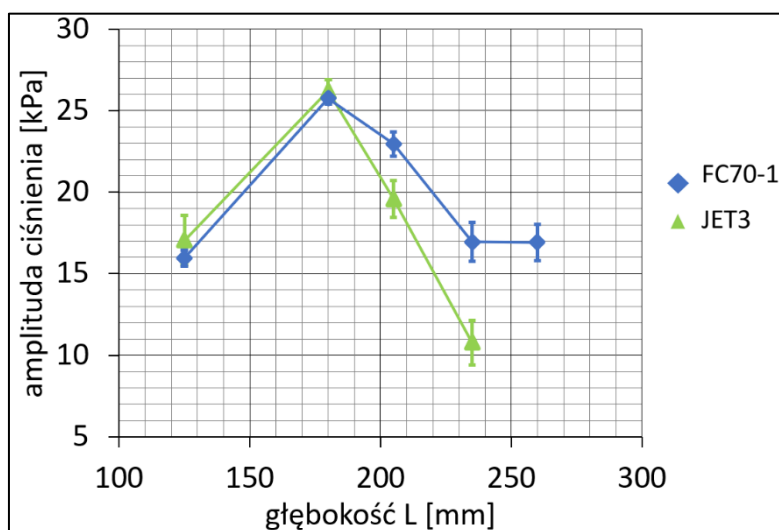


Rys. 4.42. Orientacyjny kształt stref intensywnego mieszania podczas napełniania silnika zasilanego przez wtryskiwacz FC120 – 2, gdy $L > 180$ mm

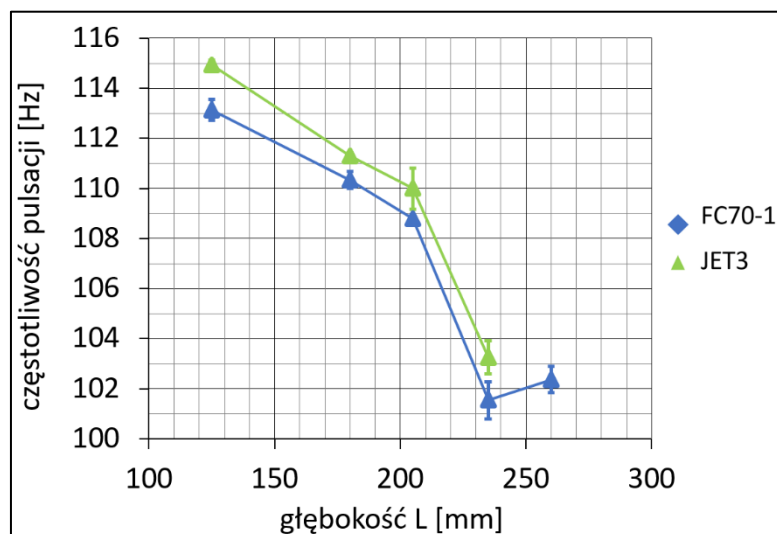
Większy zakres zmian położenia wtryskiwaczy, przy której silnik pracował stabilnie, został osiągnięty dla wtryskiwacza FC70 – 1. Komora zasilana przez parę tych wtryskiwaczy ustawionych równolegle do osi wlotu pracowała stabilnie, gdy znajdowały się one w przedziale głębokości $L = <125; 260>$ mm. Badany silnik zasilany przez parę wtryskiwaczy strumieniowych o podobnym wydatku (JET3) pracował stabilnie w zakresie $L = <125; 235>$ mm. W celu uzyskania porównywalnych wyników pomiarów wtryskiwacze JET3 oraz FC70 – 1 ustawiane były na $L = <125, 180, 205, 235, 260>$ mm.

Na rysunku 4.43 widać, że przebiegi zmian amplitudy ciśnienia w komorze spalania dla porównywanych przypadków mają bardzo zbliżony charakter. Również przebiegi częstotliwości pracy silnika są do siebie podobne (Rys. 4.44). Na prezentowanych wykresach

(Rys. 4.43, Rys. 4.44) punkty pomiarowe zostały połączone odcinkami tylko w celu wyraźniejszego zobrazowania zmian poszczególnych parametrów. Nie tworzą one zależności funkcyjnej.



Rys. 4.43. Wpływ ustawienia wtryskiwaczy na amplitudę ciśnienia w badanej komorze spalania zasilanej przez wtryskiwacze FC70 – 1 oraz JET3 skierowane wzdłuż osi wlotu



Rys. 4.44. Wpływ ustawienia wtryskiwaczy na częstotliwość pracy badanej komory zasilanej przez wtryskiwacze FC70 – 1 oraz JET3 skierowane wzdłuż osi wlotu

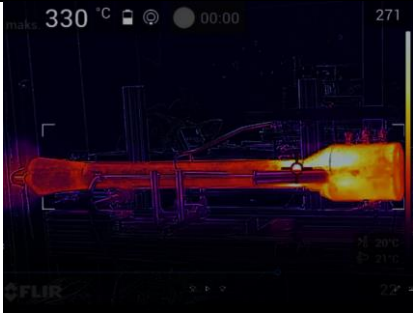
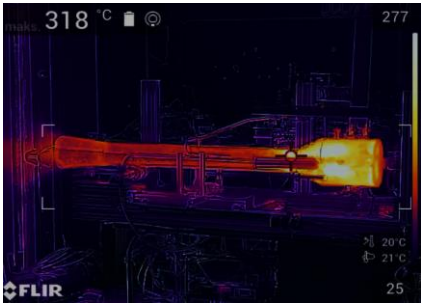
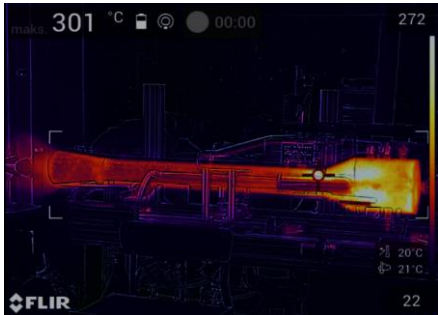
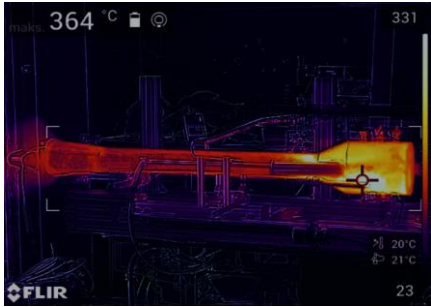
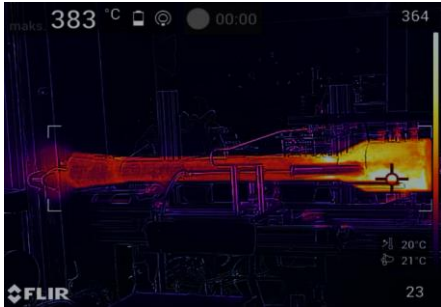
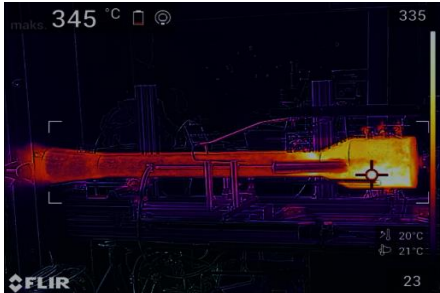
Analizując przedstawione na rysunku 4.45 zestawienie termogramów można zauważyć, że profile temperatury na korpusie silnika wyglądają bardzo podobnie dla obu wtryskiwaczy w każdym badanym ich położeniu. Można przypuszczać, że organizacja procesu wewnątrz komory może być również podobna. Należy jednak mieć na uwadze fakt, że obraz stref spalania wewnątrz komory może się trochę różnić w obu przypadkach z powodu różnicy w intensywności zawirowania paliwa z powietrzem realizowanego przez porównywane wtryskiwacze.

Można przyjąć, że na głębokości wyjściowej $L = 125$ mm proces napełniania komory i spalania dla wtryskiwacza FC70 – 1 wygląda bardzo podobnie jak w przypadku wtryskiwacza strumieniowego JET3 (Rys. 4.31, Rys. 4.45). Na rysunku 4.45 widać, że w miarę zwiększania głębokości L strefa spalania dla obu wtryskiwaczy przesuwana się stopniowo w stronę ścianki czołowej komory spalania. Nieco bardziej widoczna jest strefa dla wtryskiwacza FC70 – 1 – co może być logicznym następstwem skrócenia wymiaru osiowego obszaru płomienia wynikającego z bardziej intensywnego procesu mieszania realizowanego przez ten wtryskiwacz.

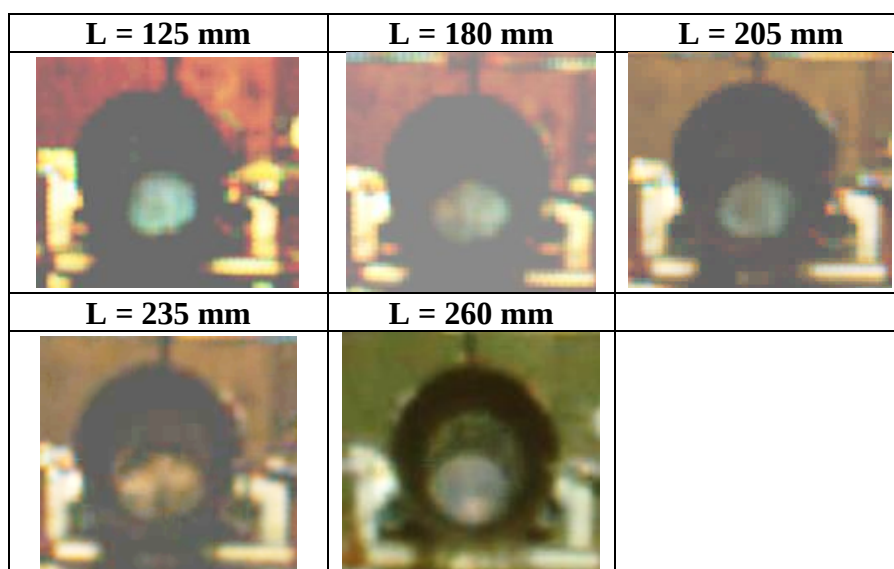
Największe amplitudy ciśnienia w komorze spalania uzyskano, kiedy wtryskiwacz FC70 – 1 znajdował się w położeniu $L = 180$ mm. Na prezentowanych termogramach (Rys. 4.45) widać, że w tym przypadku komora spalania nagrzewa się symetrycznie względem osi podłużnej. Obszar wysokiej temperatury zajmuje znaczącą część komory spalania i jest przesunięty w stronę jej wylotu. W przedniej części komory intensywność procesów spalania jest znacznie mniejsza. Na zdjęciach z szybkiej kamery (Rys. 4.46) widać, że choć płomień obejmuje prawie cały przekrój komory spalania to jednak jego barwa świadczy o spalaniu nie całkiem jednorodnej mieszaniny.

Mniejsza skuteczność mieszania paliwa z powietrzem w komorze może wynikać z faktu, iż wtryskiwacz FC70 – 1 ma znacznie mniejszy kąt rozpylenia paliwa w porównaniu do wtryskiwacza FC120 – 2. Paliwo rozpylone w większości w przewodzie dolotowym napływa stycznie do jego ścianek. W konsekwencji gaz wypływa z przewodu dolotowego do komory spalania podobnie jak w przypadku podania go przez wtryskiwacz strumieniowy o zbliżonym wydatku. Z racji rozpylenia paliwa pod pewnym kątem, jego część będzie wypływała przez fragment przewodu dolotowego, jak miało to miejsce w przypadku wtryskiwacza FC120 – 2 (Rys. 4.40, Rys. 4.41). Jednakże w tym przypadku odbywa się to przez nieco większy przekrój (Rys. 4.47) i choć składowe postępowe prędkości paliwa są większe niż dla wtryskiwacza FC120 – 2, to jednak prawdopodobnie nie występuje w takim stopniu zjawisko eżekcji powietrza intensyfikującej proces mieszania.

Mieszanie gazu, który przemieszcza się obwodowo wzdłuż ścianki komory jest mniej efektywne niż mieszanie w wolnej przestrzeni. Z tego względu przy ściance zewnętrznej w rejonie końcowego przekroju komory spalania oraz redukcji do rury wylotowej tworzą się obszary spalania niezupełnego. Nie są one bezpośrednio widoczne na nagraniach z szybkiej kamery. Ich istnienie potwierdza cykliczne pojawianie się żółtych płomieni na obwodzie widzialnej części głównej strefy spalania (Rys. 4.46). Obszary niezupełnego spalania zostały zaznaczone na schematach kolorem czerwonym (Rys. 4.47).

L [mm]	FC70 – 1	JET3
125		
180		
205		
235		
260		

Rys. 4.45. Porównanie profili nagrzewania komory dla różnego ustawienia wtryskiwaczy FC70 – 1 oraz JET3



Rys. 4.46. Widok procesu w komorze spalania zasilanej wtryskiwaczem FC70 – 1 zarejestrowany szybką kamerą



Rys. 4.47. Orientacyjne umiejscowienie stref spalania silnika zasilanego przez wtryskiwacz FC70 – 1 gdy L = 180 mm

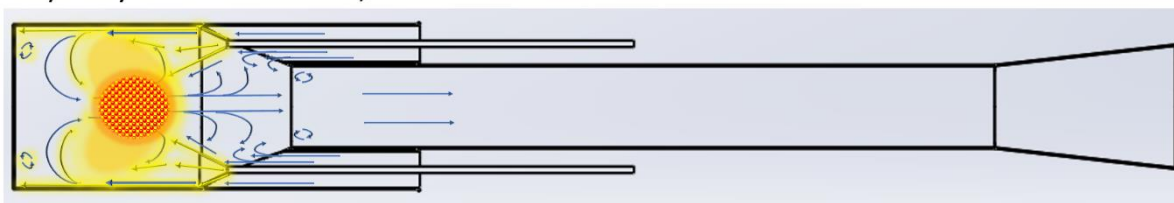
Przemieszczenie wtryskiwacza FC70 – 1 na L = 205 mm nie powoduje istotnej zmiany organizacji procesu spalania ponieważ wtryskiwacz w dalszym ciągu częściowo znajduje się w przewodzie dolotowym. Powoduje to jedynie odsłonięcie większej części przewodów dolotowych. W wyniku tego spada prędkość napływu powietrza co osłabia intensywność turbulencji w komorze spalania. Przekłada się to na mniej efektywne mieszanie, które skutkuje nieco gorszą jakością spalania. Widoczne jest to na ujęciach z szybkiej kamery (Rys. 4.46). Pogorszenie jakości procesu spalania skutkuje również spadkiem amplitudy ciśnienia w komorze spalania (Rys. 4.43) oraz spadkiem częstotliwości (Rys. 4.44).

Czoło wtryskiwacza znajduje się całkowicie poza wlotem powietrza kiedy $L \geq 235$ mm. Przekłada się to również na zmianę organizacji procesu wewnątrz komory. Na ujęciu z szybkiej kamery widać większościowy udział żółtych płomieni (Rys. 4.46). Spadek jakości procesu spalania spowodował dalsze obniżenie amplitudy ciśnienia w komorze spalania.

Spadek jakości procesu spalania można tłumaczyć pogorszeniem procesu mieszania wynikającym z osłabienia intensywności turbulencji w komorze spalania. Spowodowane jest to prawdopodobnie brakiem efektu zwiększania prędkości powietrza napływającego przez przewód dolotowy. Można przypuszczać, że całkowite odsłonięcie przewodu dolotowego

powoduje przywrócenie „naturalnego” (Rys. 4.26) przepływu przez komorę spalania. Paliwo jest rozpylone przez wtryskiwacze w całości do komory spalania (Rys. 4.48). Powstaje w ten sposób jednolita strefa. Z racji przenikania się strug w centralnej części komory spalania powstaje tam obszar bogaty w paliwo. Odsłonięcie przewodów dolotowych skutkuje dynamiczniejszym przepływem powietrza w okolicy zewnętrznej ścianki komory spalania. Z tego względu zapewnione zostają lepsze warunki mieszania paliwa z powietrzem w tej okolicy niż w środkowej części komory spalania. Przekłada się to na sprawniejszy przebieg procesu spalania przy ściance komory. Może to tłumaczyć zmianę położenia znacznika temperatury maksymalnej oraz występowanie spalania niezupełnego zarejestrowane przez szybką kamerę (Rys. 4.46).

a) wtryskiwacz FC70 – 1; $L = 235$ mm



b) wtryskiwacz FC70 – 1; $L = 260$ mm



Rys. 4.48. Orientacyjne umiejscowienie stref spalania silnika zasilanego przez wtryskiwacz FC70 – 1, gdy $L = 235$ mm oraz $L = 260$ mm

Na głębokości $L = 260$ mm nie zmienił się istotnie przepływ przez komorę spalania w porównaniu z ustawieniem wtryskiwaczy na $L = 235$ mm. Mimo to można zauważyć znaczący spadek ilości żółtych płomieni (Rys. 4.46). Nie nastąpił dalszy spadek amplitudy ciśnienia w komorze spalania (Rys. 4.43), a częstotliwość pracy nieznacznie wzrosła (Rys. 4.44). Ponieważ znacznik temperatury maksymalnej (Rys. 4.45) w dalszym ciągu znajduje się w tym samym miejscu można przypuszczać, że strefa spalania również nie uległa istotnym zmianom kształtu i położenia. Wzrost sprawności procesu wewnątrz komory wynika z faktu, iż strefa spalania w centralnej części komory spalania stała się bardziej jednorodna. Jest to spowodowane wzrostem intensywności turbulencji małej skali wewnątrz niej, wywołanej mieszaniem się trochę szybszych strumieni paliwa napływającego i paliwa częściowo odbitego od ścianki czołowej komory spalania.

Uzyskane w ten sposób mieszanie przeciwsobnych strug i intensywna turbulencja mikroskalowa powinny sprzyjać wysokiej jakości spalania, która z kolei powinna się

przyczynić do istotnego wzrostu amplitud pulsacji ciśnienia. Zarejestrowany przez szybką kamerę kolor płomienia wskazuje na spalanie mieszaniny o składzie powyżej stechiometrycznego (tzn. lekko przebogaczonej). Mimo to amplitudy pulsacji pozostały na podobnym poziomie (Rys. 4.43), a częstotliwość pracy wzrosła nieznacznie (Rys. 4.44). Obserwacja prowadzona podczas badań nie pozwala jednoznacznie stwierdzić o rozmiarach strefy spalania. Można jednak przypuszczać, że strefa, która powstała w omawianej konfiguracji wewnątrz komory, jest jednak zbyt mała i trochę za „bogata” w paliwo, aby wzbudzić odpowiednio wysokie pulsacje ciśnienia. Kiedy wtryskiwacze FC70 – 1 ustawione były na $L = 180$ mm uzyskano większą amplitudę ciśnienia w komorze spalania oraz częstotliwość pracy. Przypuszczalnie wynika to z faktu, iż strefa spalania w tej konfiguracji miała większy rozmiar i była lepiej wymieszana niż podczas umieszczenia wtryskiwaczy na $L = 260$ mm.

Powyżej $L = 260$ mm praca silnika z wtryskiwaczem FC70 – 1 ustawionym wzdłuż osi podłużnej wlotów powietrza nie była możliwa. Wynika to najprawdopodobniej z faktu, iż strefa potencjalnego spalania w rejonie ścianki czołowej komory spalania staje się zbyt bogata. Nadmierne zwiększenie L oznacza również, iż paliwo zwartą strugą zaczyna się odbijać od czoła komory spalania. Odbita struga paliwa ma coraz większą prędkość i jest zdolna pokonać dłuższą odległość wzdłuż osi komory słabo mieszając się z powietrzem. W związku z tym coraz więcej paliwa w krótkim czasie przedostaje się bezpośrednio do przewodu wylotowego. Powoduje to powstawanie w objętości komory obszaru, w którym paliwo i utleniacz nie są ze sobą wystarczająco wymieszane, aby mogło dojść do zapłonu.

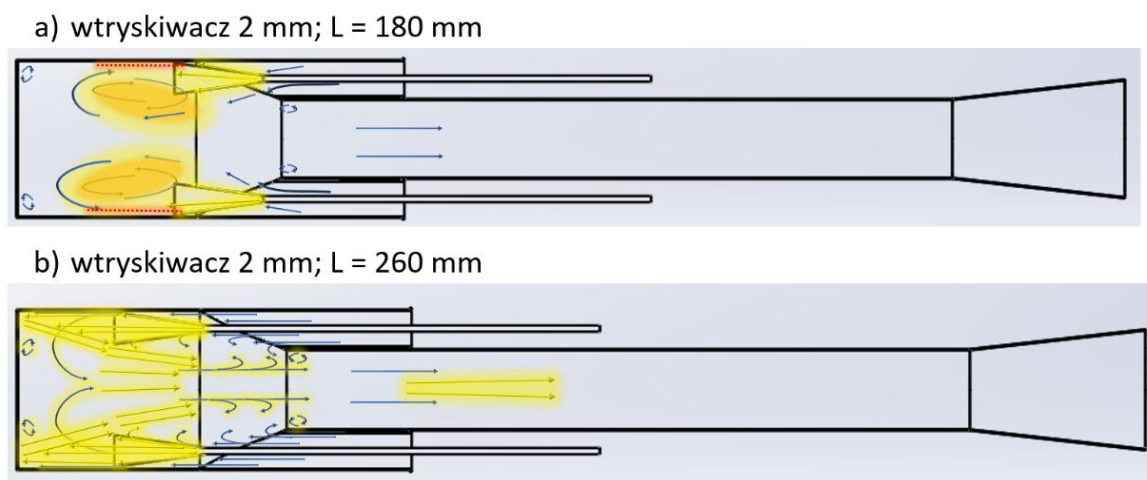
Na ujęciach z szybkiej kamery dla $L = 235$ mm oraz $L = 260$ mm (Rys. 4.46) można odnieść wrażenie, że w przewodzie wylotowym zachodzi reakcja spalania, która intensyfikuje się w jego końcowych przekrojach. Z racji występowania żółtych płomieni w komorze spalania nie można wykluczyć dopalania w końcowych przekrojach przewodu wylotowego. Dokładna analiza nagrań z szybkiej kamery pozwoliła ustalić, że rozblask w przewodzie wylotowym następuje w tym samym momencie, w którym intensyfikuje się płomień w komorze spalania. W warunkach pracy badanego silnika nie jest możliwe, aby w tak szybkim tempie płomień rozprzestrzenił się w przewodzie wylotowym. Dodatkowo jasne strefy widoczne są tylko i wyłącznie przy ściance przewodu. Przypuszcza się zatem, że efekt ten może być powodowany odbijaniem światła płomienia od ścianek przewodu. Jest to możliwe, ponieważ odsunięcie strefy spalania od przewodu wylotowego powoduje zwiększenie kąta padania (liczonego od normalnej do powierzchni). Prawidłowość ta została dodatkowo sprawdzona przy niepracującym silniku. Sprawdzenie polegało na umieszczaniu punktowego

źródła światła w odpowiednich przekrojach komory spalania i obserwacji „refleksów” świetlnych pojawiających się w przewodzie wylotowym (Rys. 4.49).



Rys. 4.49. Propagacja światła w przewodzie wylotowym w zależności od umiejscowienia jego źródła

Zmiana położenia wtryskiwacza strumieniowego JET3 powodowała występowanie tych samych zjawisk jakie wystąpiły dla wtryskiwacza FC70 – 1. Na głębokości $L = 180$ mm możliwe było uzyskanie częściowego efektu eżektorowego oraz „odwrócenie” przepływu wewnątrz komory (Rys. 4.50), gdyż z wtryskiwacza o średnicy dyszy 2 mm (JET3) wypływa większa objętość gazu niż z wtryskiwacza o średnicy dyszy 1,55 mm (JET2). Struga o większej objętości ma większy wymiar promieniowy. Powoduje to przysłonięcie części przewodu wlotowego. Z racji wystąpienia obszaru niskiego ciśnienia w okolicy wewnętrznej krawędzi wlotu, zgodnie z efektem Coandy, powietrze będzie się w zwiększonej ilości przedostawać do komory spalania przez odsłonięty przekrój.



Rys. 4.50. Orientacyjne umiejscowienie stref spalania silnika zasilanego przez wtryskiwacz JET3, gdy $L = 180$ mm oraz $L = 260$ mm

Różnice pomiędzy porównywanymi typami wtryskiwaczy są dostrzegalne w momencie, gdy wtryskiwacze znajdują się w końcowych przekrojach przewodów dolotowych. Dla wtryskiwacza JET3 następuje bardziej gwałtowny spadek amplitudy ciśnienia w komorze spalania. Silnik zasilany przez te wtryskiwacze nie podejmował pracy dla $L > 235$ mm.

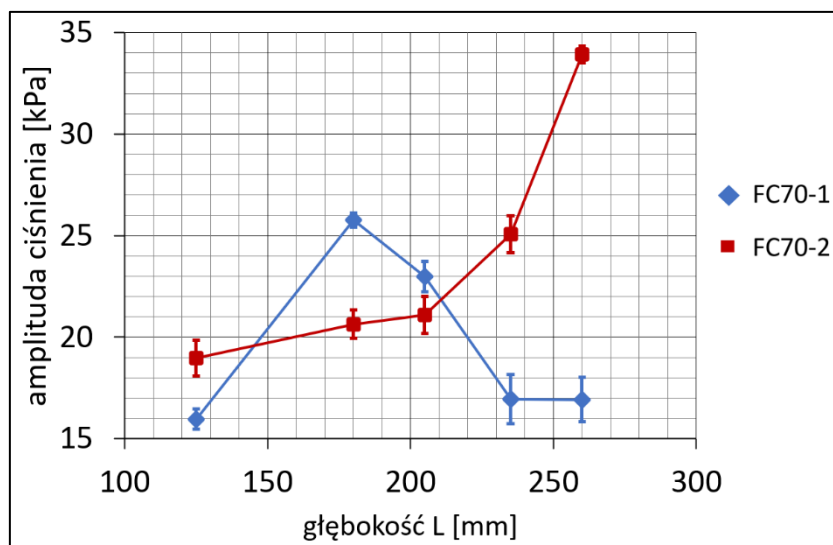
Najprawdopodobniej wynika to z faktu, iż składowa postępową prędkości gazu jest większa dla niego w porównaniu z FC70 – 1. Ze względu na większe prędkości wypływu, paliwo odbite od ścianki czołowej komory spalania ma również większe prędkości w porównaniu z wtryskiwaczem wirowym ustawionym na tej samej głębokości. Z tego względu większe ilości paliwa przedostają się do przewodu wylotowego (Rys. 4.50), a pogorszenie mieszania następuje gwałtowniej ze względu na brak zawirowania.

Z przeprowadzonych badań wynika, że umiejscowienie wtryskiwacza i sposób rozpylenia paliwa ma zasadniczy wpływ na pracę badanego silnika pulsacyjnego. Zakres zmian głębokości „L”, przy których uzyskano stabilną pracę, był mniejszy dla wtryskiwaczy o mniejszym wydatku. Dla każdego z przebadanych wtryskiwaczy istnieje głębokość, na której uzyskano maksymalną amplitudę ciśnienia w komorze spalania. Wynika to bezpośrednio z innego przebiegu procesu mieszania paliwa z powietrzem w przekrojach silnika. Intensywne mieszanie występowało w rejonach, w których uzyskano dużą intensywność turbulencji o małej skali. W odpowiednim ustawieniu wtryskiwaczy JET3, FC70 – 1 oraz FC120 – 2 możliwe było zrealizowanie intensywnego, przeciwsobnego mieszania, co przyczynia się do tworzenia jednorodnych stref efektywnego spalania [63].

Z racji dużej dynamiki zjawisk wewnątrz komory zakres zmian współczynnika nadmiaru powietrza w strefach spalania najprawdopodobniej nie jest znaczny. Płomienie „ubogie” są podatne na zrywanie wskutek lokalnego rozciągania fragmentów płomienia przez gradienty prędkości związane ze strukturami turbulentnymi. Z drugiej strony „bogate” są podatne na zgaśnięcie wskutek lokalnego mieszania obszaru reakcji z obszarem spalin i mieszanki ubogiej w tlen, co powoduje obniżenie temperatury i może doprowadzić do wygaszenia płomienia. Dodatkowo „bogate” płomienie nie mają dużych tendencji do niestabilności, co może prowadzić również do zaniku pulsacji i przejścia do pracy ciągłej [16].

W publikacjach z wczesnego etapu rozwoju silników pulsacyjnych [11], [20], [22] można przeczytać, że uzyskanie zadowalających osiągnięć silnika pulsacyjnego jest możliwe tylko przy „znaczących” natężeniach przepływu paliwa, gdy spalanie zachodzi jak najbliżej ścianki czołowej komory spalania lub bloku zaworów. Niestety brak jest w nich informacji dotyczących konkretnych ilości paliwa przekładających się na konkretne osiągi. Z tego względu postanowiono wykonać serię testową, w której silnik zasilony został zwiększonym wydatkiem paliwa. W tym celu zainstalowano wtryskiwacz FC70 – 2. Podobnie jak FC70 – 1 ma on kąt rozpylenia 70° . W trakcie testów był zasilany ciśnieniem 380 kPa, uzyskano dzięki temu wydatek 8,4 g/s (Rys. 4.25), co po przeliczeniu daje 30,2 kg/godz.

Dodatkowe zwiększenie wydatku nie przełożyło się na wyraźną poprawę osiągnięć w zakresie ustawień wtryskiwacza w przewodzie wlotowym (Rys. 4.51). Znaczący wzrost amplitudy ciśnienia w komorze spalania uzyskano dla ustawień wtryskiwacza poza przekrojami przewodu wlotowego na $L = 235$ mm oraz $L = 260$ mm (Rys. 4.51).



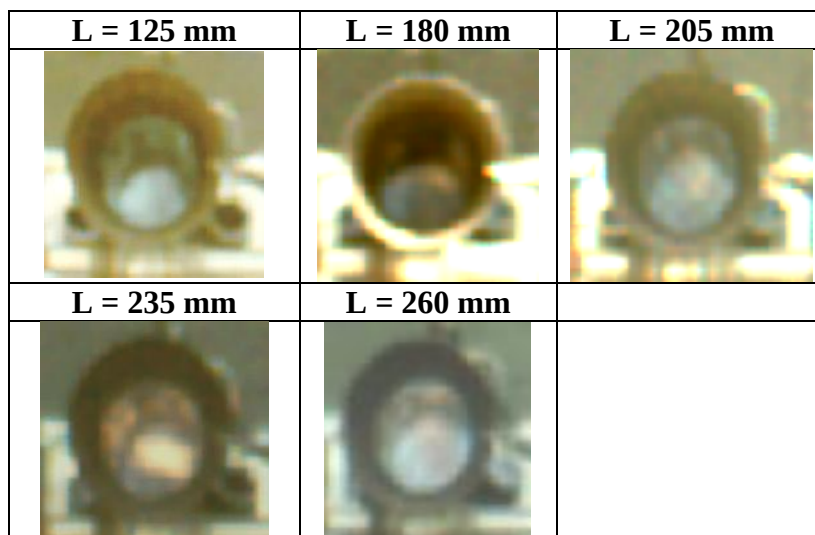
Rys. 4.51. Wpływ ustawienia wtryskiwaczy na amplitudę ciśnienia w badanej komorze spalania zasilanej przez wtryskiwacze FC70 skierowane wzdłuż osi wlotu

Na zdjęciach termowizyjnych (Rys. 4.52) widać, że za wyjątkiem ustawienia na $L = 180$ mm, nagrzewanie ścianek komory spalania wygląda niemalże identycznie dla obu porównywanych przypadków.

L [mm]	FC70 - 1	FC70 - 2
125		
180		
205		
235		
260		

Rys. 4.52. Porównanie profili nagrzewania komory dla różnego ustawienia wtryskiwaczy FC70

Na przedstawionych na rysunku 4.53 zdjęciach wykonanych szybką kamerą można zauważyć, że strefy spalania uzyskane dla wtryskiwacza FC70 – 2 wyglądają bardzo podobnie do tych uzyskanych dla wtryskiwacza FC70 – 1 (Rys. 4.46).



Rys. 4.53. Widok procesu w komorze spalania zasilanej wtryskiwaczami FC70 - 2 zarejestrowany szybką kamerą

Analizując zestawienie termogramów (Rys. 4.52) oraz zrzuty ekranu z nagrań szybką kamerą (Rys. 4.46, Rys. 4.53) można dojść do wniosku, że proces przygotowania ładunku w komorze spalania przebiegał w bardzo podobny sposób dla obu zestawionych wtryskiwaczy. Z racji zasilania ich podobnym ciśnieniem prędkości wypływu również powinny być zbliżone. Ponieważ wtryskiwacz FC70 – 2 ma większy wydatek niż FC70 – 1 objętość rozpylonego przez niego paliwa również jest większa.

Na głębokości $L = 180$ mm nie uzyskano maksimum amplitud ciśnienia w komorze spalania. W tym położeniu amplitudy uzyskane przy zasilaniu przez wtryskiwacz FC70 – 2 były mniejsze niż dla FC70 – 1. Może to wynikać z faktu, iż jak wspomniano wcześniej stożek rozpylonego paliwa ma większą objętość. Zwiększeniu ulega jego wymiar liniowy – „wysokość” oraz promieniowy – „promień podstawy”. Ponieważ paliwo jest rozpylone w większości w przewodzie dolotowym, to zwiększy się jego ilość płynąca wzdłuż ścianki. Przełoży się to na większe ilości paliwa w tym obszarze względem zasilania przez wtryskiwacze FC70 – 1 oraz wydłużenie obszaru zajętego przez paliwo w stronę ścianki czołowej komory spalania (Rys. 4.54).

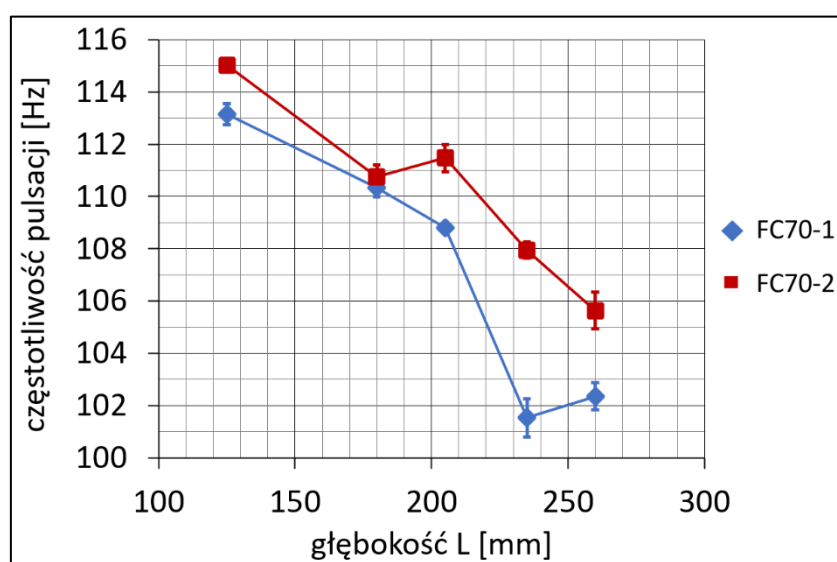
Mimo dużej dynamiki zassanego powietrza do komory spalania jego ilości nie są wystarczające, aby w całości utlenić dostarczone paliwo. Można zatem twierdzić, iż w tylnych przekrojach komory w okolicy ich środka spala się tylko część paliwa. Na obrazie z szybkiej kamery widoczne jest spalanie dobrze przygotowanej mieszaniny w postaci niebieskich płomieni. Z drugiej strony, podobnie jak dla wtryskiwacza FC70 – 1 w rejonie ścianek dochodzi do niezupełnego utleniania paliwa. W przypadku rozpatrywanego wtryskiwacza strefy te są większe, co obniża ogólną sprawność spalania i mimo większego

wydatku nie jest możliwe uzyskanie większych amplitud ciśnienia w komorze spalania. Jak już było napisane wcześniej, niskie amplitudy przekładają się na mniej intensywne przepłukanie komory spalania.



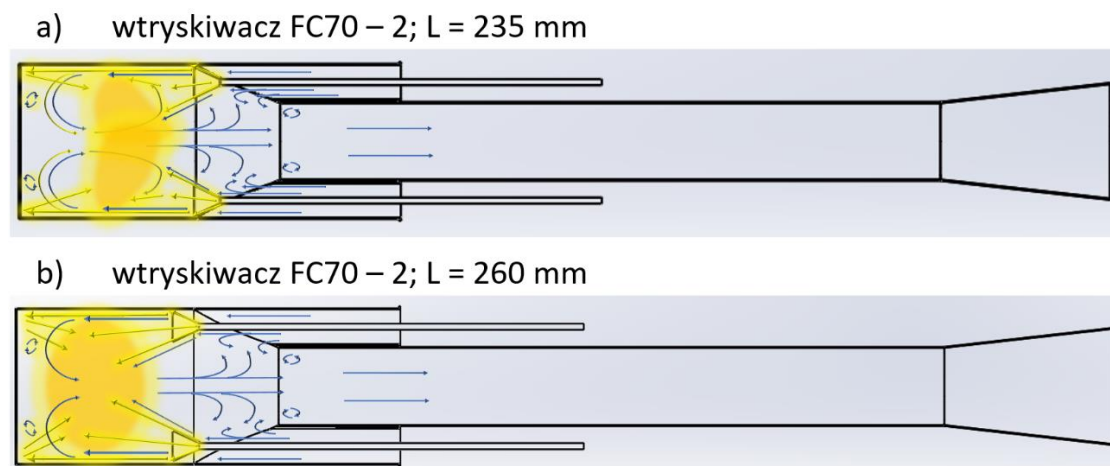
Rys. 4.54. Orientacyjne umiejscowienie stref spalania silnika zasilanego przez wtryskiwacz FC70 – 2, gdy $L = 180$ mm

Intensywny wzrost amplitudy ciśnienia w komorze spalania zasilanej przez wtryskiwacze FC70 – 2 można zauważyć, gdy są one ustawione na $L = 235$ mm oraz $L = 260$ mm (Rys. 4.51). Wzrostowi amplitudy towarzyszy jednocześnie spadek częstotliwości pracy (Rys. 4.55).



Rys. 4.55. Wpływ głębokości ustawienia wtryskiwaczy na częstotliwość pracy badanej komory zasilanej przez wtryskiwacze FC70 skierowane wzdłuż osi wlotu

Wzrost amplitudy ciśnienia w komorze spalania następuje w momencie, kiedy wtryskiwacze znajdują się poza przewodem dolotowym. Można również zauważyć, że na $L = 235$ mm w przypadku wtryskiwacza FC70 – 2, na obrazach z szybkiej kamery pojawia się mniej żółtych płomieni w stosunku do wtryskiwacza FC70 – 1. Jest to wynikiem intensywniejszej turbulencji w strefie spalania. Z racji większych rozmiarów strugi paliwa w przypadku wtryskiwacza FC70 – 2 tworzy się większa strefa intensywnego mieszania (Rys. 4.56 a). W związku z tym poprawa jakości procesu spalania zaczyna się już od głębokości $L = 235$ mm.



Rys. 4.56. Orientacyjne umiejscowienie stref spalania silnika zasilanego przez wtryskiwacz FC70 – 2 gdy $L = 235 \text{ mm}$ oraz $L = 260 \text{ mm}$

Przestawienie wtryskiwacza FC70 – 2 na $L = 260 \text{ mm}$ skutkuje zwiększeniem prędkości paliwa odbijanego od czoła komory spalania (Rys. 4.56 b). Podobnie jak dla FC70 – 1 następuje wzrost turbulencji małej skali, co przekłada się na dalszą intensyfikację procesu mieszania, a w konsekwencji zwiększenie rozmiaru strefy spalania i wzrost jego sprawności. Skutkiem tego jest wyraźne zwiększenie amplitudy ciśnienia w komorze spalania. Wraz ze wzrostem amplitudy ciśnienia w komorze spalania intensyfikuje się wymiana ładunku wewnątrz niej. Do jej wnętrza napływają większe ilości powietrza.

Powyżej $L = 260 \text{ mm}$ praca silnika z wtryskiwaczem FC70 – 2 była niemożliwa z tych samych przyczyn, które zostały opisane dla wtryskiwacza FC70 – 1.

Badania przeprowadzone dla zwiększonego wydatku za pomocą wtryskiwacza FC70 – 2 potwierdziły, że możliwe jest wpływanie na pracę komory spalania poprzez zmianę parametrów podawania paliwa. W zależności od rodzaju i położenia wtryskiwacza oraz wydatku paliwa możliwa jest modyfikacja zarówno amplitudy ciśnienia w komorze spalania, jak i częstotliwości pracy komory. Warto przy tym zwrócić uwagę na fakt, iż maksymalne amplitudy ciśnienia w komorze spalania osiągane podczas pracy silnika z różnymi wtryskiwaczami wystąpiły przy różnych częstotliwościach pracy. Ustawiając wybrane wtryskiwacze w położeniu pośrednim na $L = 180 \text{ mm}$ i $L = 205 \text{ mm}$ możliwe jest zmodyfikowanie przepływu czynnika roboczego w komorze. Przekłada się to na możliwość zmiany rozkładu współczynnika nadmiaru powietrza, co daje możliwość kontrolowania miejsc tworzenia się stref spalania o wyższej lub niższej sprawności.

Ciekawe rezultaty uzyskano dla wtryskiwaczy FC70 – 1 oraz FC70 – 2 umieszczonych na $L = 260 \text{ mm}$, gdzie udało się wykreować strefę intensywnej turbulencji małej skali. Powstała w ten sposób homogeniczna strefa mieszaniny palnej, która mogła się efektywnie utleniać.

W przypadku wtryskiwacza FC70 – 1 strefa ta okazała się zbyt mała, aby wygenerować odpowiednio wysokie wymuszenia. Zdaje się to potwierdzać tezy z publikacji z wczesnego okresu badań silników pulsacyjnych, że pracują one efektywnie tylko dla odpowiednio wysokich wydatków. Z drugiej strony badany silnik mógł również pracować z wydatkami niemalże o połowę mniejszymi niż w przypadku wtryskiwacza FC70 – 2. Mając świadomość, że urządzenie techniczne zużywające paliwo w ilości 30 kg/h jest nieopłacalne w eksploatacji, w dalszej części pracy postanowiono skupić się na możliwości pracy komory z jak najmniejszym wydatkiem.

Na podstawie przeprowadzonych badań można stwierdzić, że efektywne zasilanie (w celu zapewnienia pulsacyjnej pracy) badanej komory spalania jest możliwe, kiedy wykreuje się mieszanekę palną o odpowiedniej objętości. Powinna być ona przy tym stosunkowo dobrze wymieszana i jednorodna. Warunkiem uzyskania takiej strefy jest zapewnienie wewnątrz niej małoskalowej turbulencji o dużej intensywności. Powoduje to powstawanie mieszaniny palnej, która mimo braku wstępnego wymieszania spala się niemal w sposób kinetyczny, ponieważ czas mieszania jest skrócony do rzędu porównywalnego z czasem reakcji [16], [58], [2]. Skład tej mieszaniny powinien być około stechiometryczny.

W celu zrealizowania przytoczonych założeń dotyczących strefy spalania, w dalszej części pracy postanowiono zbadać pracę silnika zasilanego przez wtryskiwacze wirowe ustawione pod kątem 90° do osi wlotu powietrza, których wylot skierowany jest w stronę osi podłużnej silnika. Ustawienie wtryskiwaczy naprzeciw siebie powinno skutkować intensywnymi zderzeniami cząstek paliwa wypływających z dysz, co powinno przełożyć się na powstawanie jednorodnej objętości rozpylonego paliwa w rejonie wtryskiwaczy. Sprawdzeniu będzie podlegał wpływ umiejscowienia tej strefy na jakość procesu spalania.

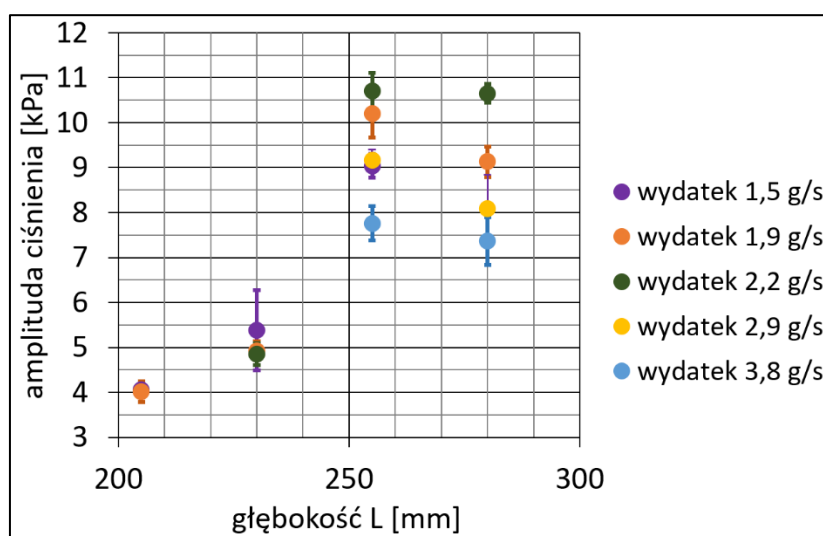
Badaniu podlegały dwa wtryskiwacze wirowe o najmniejszym dostępnym wydatku, które na rysunku 4.25 oznaczone są:

- FC120 – 2
- FC120 – 1

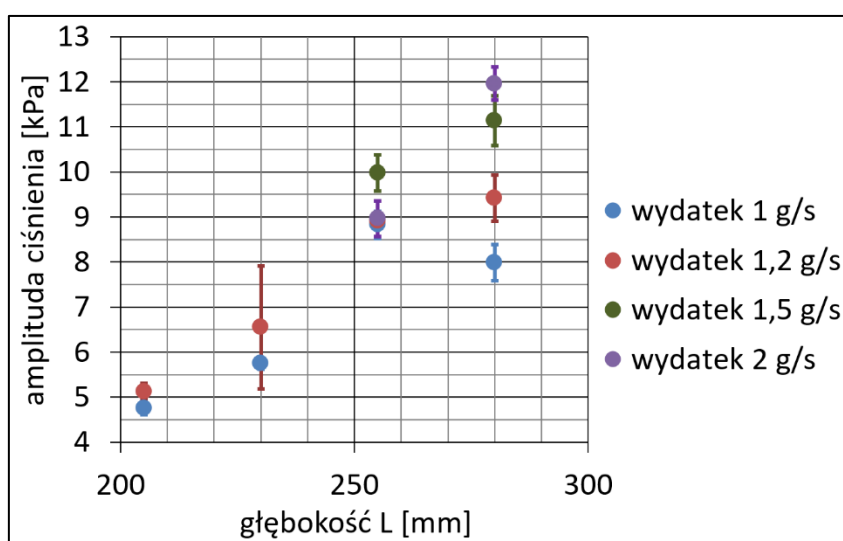
W toku prac przebadano ustawienia wtryskiwaczy na różnych głębokościach. Przy ich doborze kierowano się tym, żeby wartości parametru „L” były zbliżone do stosowanych podczas badań, w których wtryskiwacze ustawione były wzdłuż osi wlotów. Dopuszczano jednak pewne odstępstwa od tych wartości tak, żeby praca silnika była regularna, a odstępstwa pomiędzy kolejnymi ustawieniami wtryskiwaczy przekładały się na widoczną zmianę

parametrów pracy silnika. W omawianej konfiguracji silnik podejmował pracę, gdy wydatek był modulowany za pomocą zmiany ciśnienia zasilania wtryskiwacza.

Zmiana amplitudy ciśnienia w komorze spalania w zależności od wartości parametru „L” oraz wydatku dla wtryskiwacza FC120 – 2 jest przedstawiona na rysunku 4.57 – dla wtryskiwacza FC120 – 1 na rysunku 4.58. Widać na nich, że przy $L = 255$ mm oraz $L = 280$ mm osiągnięte zostały maksymalne amplitudy ciśnienia w komorze spalania. Jednocześnie zakres wydatków, przy których była możliwa praca komory, był najszerszy. Z tego względu w dalszej części pracy postanowiono ograniczyć się jedynie do szczegółowego omówienia organizacji procesu wewnątrz komory, kiedy wtryskiwacze były ustawione na tych głębokościach.



Rys. 4.57. Wartość amplitudy ciśnienia w komorze spalania w zależności od parametru L dla wtryskiwacza FC120 - 2 skierowanego w stronę osi podłużnej silnika

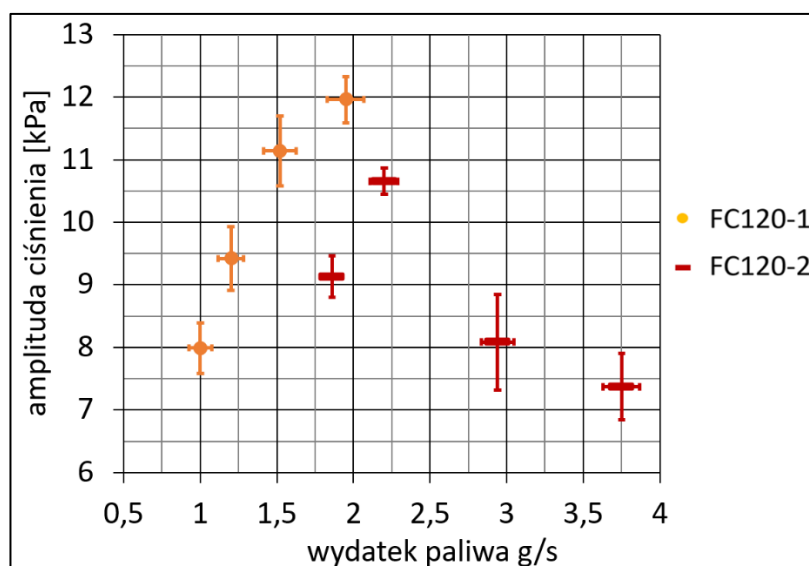


Rys. 4.58. Wartość amplitudy ciśnienia w komorze spalania w zależności od parametru L dla wtryskiwacza FC120 – 1 skierowanego w stronę osi podłużnej silnika

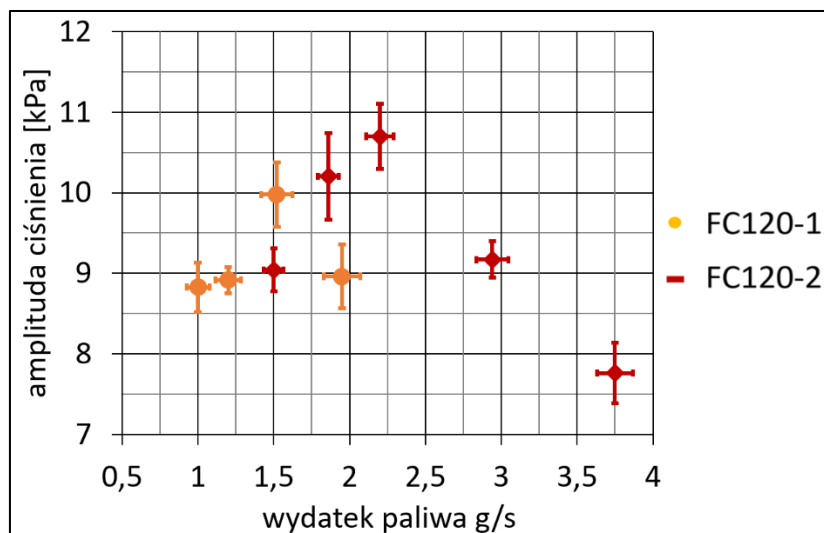
Na rysunku 4.57 można zauważyć, że kiedy silnik pracował z wtryskiwaczem FC120 – 2 po zmianie z $L = 255$ mm na $L = 280$ amplitudy ciśnienia dla poszczególnych wydatków nieznacznie zmalały. Natomiast, kiedy pracował z wtryskiwaczem FC120 – 1 – wzrosły (Rys. 4.58) – za wyjątkiem przypadku, kiedy komora była zasilana najmniejszym wydatkiem 1 g/s. Warto też zaznaczyć, że powyżej głębokości $L = 280$ mm silnik nie podejmował pracy dla obu wtryskiwaczy. Dodanie powietrza rozruchowego powodowało w tym przypadku tylko jeden krótki wybuch. Można przypuszczać, że brak pracy dla $L > 280$ spowodowany był niezbyt dobrze realizowanym procesem mieszania paliwa z powietrzem (za mały dopływ powietrza od wlotu) w obrębie strefy spalania i w efekcie zbyt dużym stężeniem propanu w tej strefie. Wprowadzenie do komory dodatkowej ilości powietrza obniżyło udział paliwa w mieszaninie i możliwy był jej jednorazowy zapłon.

Analizując rysunki 4.57 i 4.58 należy również zwrócić uwagę, że wtryskiwacze zostały dobrane w taki sposób, żeby maksymalne wydatki dla wtryskiwacza FC120 – 1 pokrywały się z minimalnymi dla FC120 – 2. Dało to możliwość płynnej regulacji zmian wydatku. Na rysunkach 4.59, 4.60 przedstawiono wartości amplitudy ciśnienia w komorze spalania zasilanej przez wtryskiwacze typu FC120 przy $L = 280$ mm i $L = 255$ mm.

Z przedstawionych zależności wynika, iż dla obu głębokości istnieje pewien optymalny wydatek, przy którym generowane są maksymalne amplitudy ciśnienia w komorze spalania.



Rys. 4.59. Zależność amplitudy ciśnienia w komorze spalania od wydatku paliwa dla wtryskiwaczy FC120 umieszczonych na głębokości $L = 280$ mm, skierowanych w stronę osi podłużnej silnika



Rys. 4.60. Zależność amplitudy ciśnienia w komorze spalania od wydatku paliwa dla wtryskiwaczy FC120 umieszczonych na głębokości $L = 255$ mm, skierowanych w stronę osi podłużnej silnika

Analizując zależności na rysunkach 4.59, 4.60 można zauważyć, że dla wtryskiwacza FC120 – 2 punkty pomiarowe układają się w podobny sposób dla rozpatrywanych głębokości, tzn. wraz ze wzrostem wydatku najpierw amplituda ciśnienia w komorze rośnie do wartości ok. 10,7 kPa dla wydatku ok. 2,2 g/s, a następnie zaczyna opadać. Widać, że dla tego wtryskiwacza zmiana położenia w badanym zakresie nie wpływa zasadniczo na ogólną efektywność spalania, które największą intensywność uzyskuje dla wartości wydatku ok. 2,2 g/s. W przypadku wtryskiwacza FC120 – 1 wyraźnie większe amplitudy ciśnienia uzyskano dla $L = 280$ mm niż dla $L = 255$ mm, to znaczy, że lepsze warunki odnośnie szybkości mieszania i składu stechiometrycznego w strefie spalania uzyskano dla położenia wtryskiwacza w odległości $L = 280$ mm, a zmiana położenia wtryskiwacza na mniejszą odległość skutkuje pogorszeniem jakości tej strefy.

Powyższy wniosek ma również potwierdzenie na „zrzutach ekranu z nagrań” szybką kamerą dla wtryskiwacza FC120 – 1 zamieszczonych na rysunku 4.61. Widać na nich, że żółte płomienie w komorze spalania zaczęły się pojawiać przy większym przepływie paliwa w przypadku głębokości $L = 280$ mm niż w przypadku $L = 255$ mm. Dla maksymalnego natężenia przepływu paliwa w przypadku głębokości $L = 280$ widać na zrzutach ekranu bardziej niebieski płomień w komorze niż dla głębokości $L = 255$ mm.

wydatek paliwa [g/s]	L = 280	L = 255
1		
1,2		
1,5		
2		

Rys. 4.61. Zestawienie obrazów procesu wewnątrz komory zasilanej przez wtryskiwacz FC120 - 1 umieszczony na $L = 280$ mm i $L = 255$ mm dla różnych wartości wydatku paliwa

Dodatkowe potwierdzenie można zobaczyć również na termogramach zamieszczonych na rysunku 4.62 na których widać, że na głębokości $L = 255$ mm (powyżej wydatku paliwa $\dot{m}_{pal} = 1,2$ g/s) obszar gorący na ścianie komory spalania zaczyna się stopniowo zmniejszać. Może to oznaczać, że obszar spalania wewnątrz komory uległ zmniejszeniu. Z drugiej strony pojawianie się coraz większej ilości żółtych płomieni w obszarze strefy spalania wraz ze wzrostem ciśnienia wtrysku widoczne na zdjęciach z szybkiej kamery (Rys. 4.61), świadczy o tym, że przy podobnych rozmiarach strefy spalania możliwe jest zmniejszanie obszaru gorącego na ścianie ze względu na niższą sprawność procesu spalania. Przypuszczalnie w strefie spalania mimo intensywnej turbulencji zaczyna brakować tlenu do przeprowadzenia reakcji. Produkty spalania niepełnego najprawdopodobniej przedostawały się do przewodu wylotowego, gdzie ulegały dopaleniu po zmieszaniu z powietrzem doładowującym. Uwidacznia się to przy przepływie paliwa $\dot{m}_{pal} = 2$ g/s na ujęciach z szybkiej kamery (Rys. 4.61) oraz termogramach (Rys. 4.62) w postaci obszaru gorącego w okolicy połączenia końca przewodu wylotowego z dyfuzorem wylotowym. W przypadku ustawienia tego wtryskiwacza na $L = 280$ mm nie zaobserwowano zmniejszania strefy spalania.

wydatek paliwa [g/s]	L = 280 mm	L = 255 mm
1		
1,2		
1,5		
2		

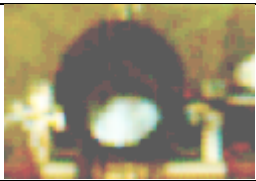
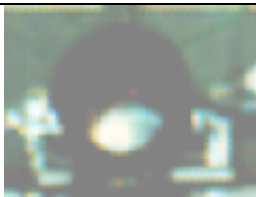
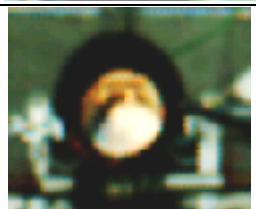
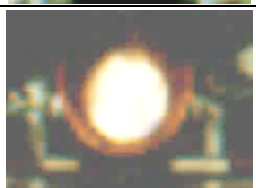
Rys. 4.62. Zestawienie profili nagrzewania komory zasilanej przez wtryskiwacz FC120 - 1 umieszczony na L = 280 mm i L = 255 mm dla różnych wartości ciśnienia w instalacji paliwowej

Z obserwacji termogramów dla wtryskiwacza FC120 – 2 zamieszczonych na rysunku 4.63 wynika, że dla obu rozpatrywanych głębokości wraz ze zwiększaniem wydatku paliwa rejon gorący na ścianie komory spalania nieznacznie się zmniejsza. Natomiast zaczyna się zwiększać rejon gorący na początku przewodu wylotowego, w szczególności dla przepływu $\dot{m}_{pal} = 2,9 \text{ g/s}$ oraz $\dot{m}_{pal} = 3,8 \text{ g/s}$.

wydatek paliwa [g/s]	L = 280 mm	L = 255 mm
1,5	Brak spalania pulsacyjnego	
1,9		
2,2		
2,9		
3,8		

Rys. 4.63. Zestawienie profili nagrzewania komory zasilanej przez wtryskiwacz FC120 – 2 umieszczony na $L = 280 \text{ mm}$ i $L = 255 \text{ mm}$ dla różnych wartości wydatku paliwa

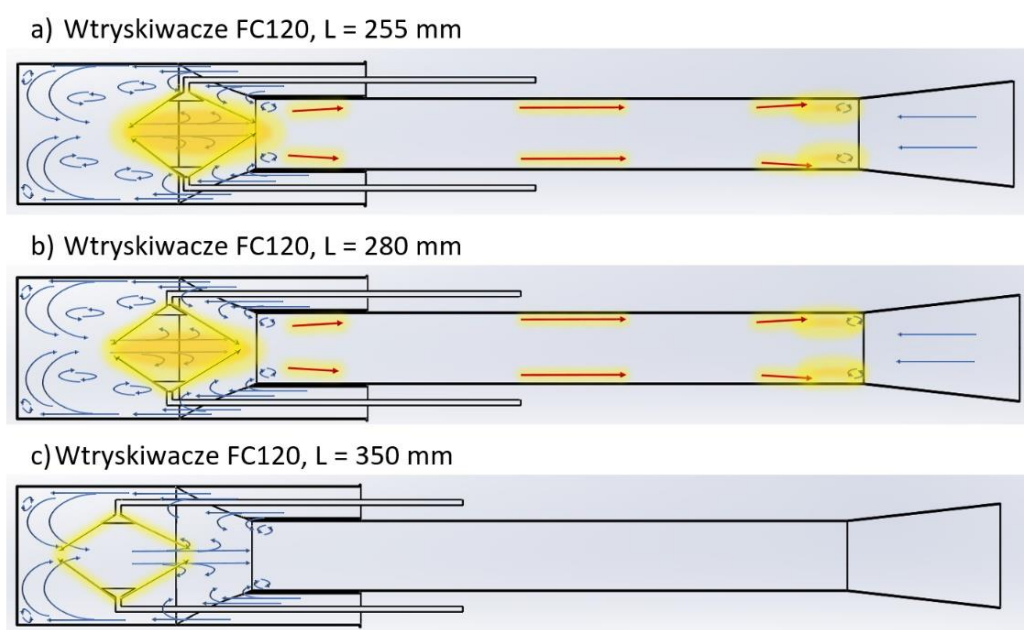
Uzupełniające informacje odnośnie jakości spalania wewnątrz komory można znaleźć analizując zdjęcia wykonane szybką kamerą (Rys. 4.64). Widać na nich, że dla obu głębokości, że wraz ze wzrostem przepływu paliwa w niebieskiej strefie spalania pojawia się coraz więcej żółtych płomieni, a dla wydatku $\dot{m}_{pal} = 2,9 \text{ g/s}$ oraz $\dot{m}_{pal} = 3,8 \text{ g/s}$ płomień staje się całkiem żółto-pomarańczowy. Można wnioskować, że dla testowanego wtryskiwacza przy przepływie paliwa o wartościach od $\dot{m}_{pal} = 1,5 \text{ g/s}$ do $\dot{m}_{pal} = 2,2 \text{ g}$ w środkowej części komory spalania została wygenerowana strefa stosunkowo dobrze sturbulizowanej mieszaniny paliwowo-powietrznej o optymalnym składzie (paląca się błękitnym płomieniem). Natomiast zwiększanie ilości dostarczanego paliwa, skutkuje „przebogaceniem” tej strefy spalania, obniżeniem temperatury spalania, powiększeniem się strefy i przesunięciem jej w stronę wylotu z komory, czego wyrazem jest zmiana koloru płomienia na żółto-pomarańczowy.

wydatek paliwa [g/s]	L = 280 mm	L = 255 mm
1,5	Brak spalania pulsacyjnego	
1,9		
2,2		
2,9		
3,8		

Rys. 4.64. Zestawienie obrazów procesu wewnątrz komory zasilanej przez wtryskiwacz FC120 – 2 umieszczony na $L = 280 \text{ mm}$ i $L = 255 \text{ mm}$ dla różnych wartości wydatku paliwa

Na podstawie powyższej analizy sporządzono graficzną ilustrację procesu napełniania i tworzenia się stref spalania w komorze pulsacyjnej zasilanej przez wtryskiwacze o kącie rozpylenia 120° (Rys. 4.65). Czerwone strzałki w przewodzie wylotowym oznaczają możliwość ruchu produktów spalania niezupełnego przy zasilaniu większymi wydatkami paliwa. Na rysunkach przedstawiono strefy spalania umieszczone w jednoznacznie określonym rejonie intensywnej turbulencji mikroskalowej, a jednocześnie widoczny jest brak reakcji spalania w rejonach turbulencji skali makro. Umieszczenie wtryskiwaczy na $L = 255$ mm sprzyja rozciąganiu płomienia w początkowe przekroje przewodu wylotowego, w szczególności dla większych wydatków paliwa (Rys. 4.65 a), co ma przełożenie na obszary gorące na ścianie silnika zaprezentowane na termogramach przedstawionych na rysunkach 4.62, 4.63.

Warto podkreślić, że przesunięcie wtryskiwaczy FC120 w głąb komory przyczynia się, niezależnie od wydatku paliwa, do zaniku pulsacyjnej pracy (Rys. 4.65c). Pogarszają się warunki tworzenia strefy intensywnej turbulencji o małej skali. Od pewnego miejsca zaczyna dominować turbulencja makroskalowa kreowana ruchem czynnika w wirach głównych.

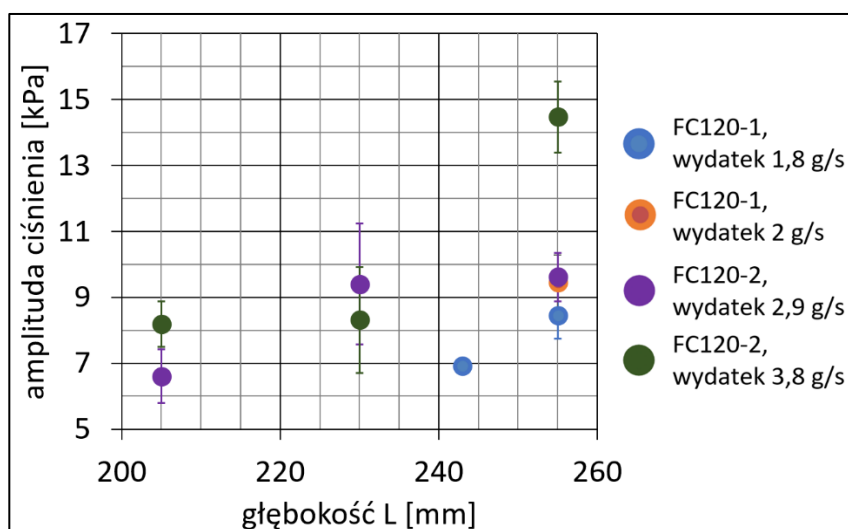


Rys. 4.65. Orientacyjny kształt procesu napełniania silnika zasilanego przez wtryskiwacze wirowe FC120 skierowane w stronę osi podłużnej silnika

W kolejnym etapie badań ustawiono wtryskiwacze FC120 również pod kątem 90° do osi wlotów powietrza, tym razem skierowane w przeciwną stronę tzn. na ściankę komory spalania. Dzięki takiemu ustawieniu struga paliwa po kontakcie ze ścianką komory porusza się zarówno w kierunku osiowym, jak i obwodowym komory. Stwarza to możliwość uzyskania skomplikowanej struktury ruchu gazu oraz znaczne rozproszenie go w całej objętości komory spalania. W konsekwencji można oczekiwać powstania rozległej i dobrze wymieszanej strefy

spalania, w której skrócenie czasu indukcji zapłonu paliwa będzie możliwe dzięki podgrzaniu mieszaniny przez gorącą ściankę komory. Efekt podgrzania uzyskiwany jest tylko w momencie pełnej pracy silnika.

Zestawienie wartości amplitud ciśnienia w komorze spalania w zależności od parametru L dla danego wydatku przedstawiono na rysunku 4.66. W rozpatrywanej konfiguracji silnik pracował tylko dla maksymalnych wydatków poszczególnych wtryskiwaczy. Były one uzyskiwane przy ciśnieniu paliwa w instalacji 300 kPa oraz 400 kPa. W przypadku zasilania przez wtryskiwacz FC120 – 1 silnik podejmował pracę przy ciśnieniu paliwa 360 kPa oraz 400 kPa.

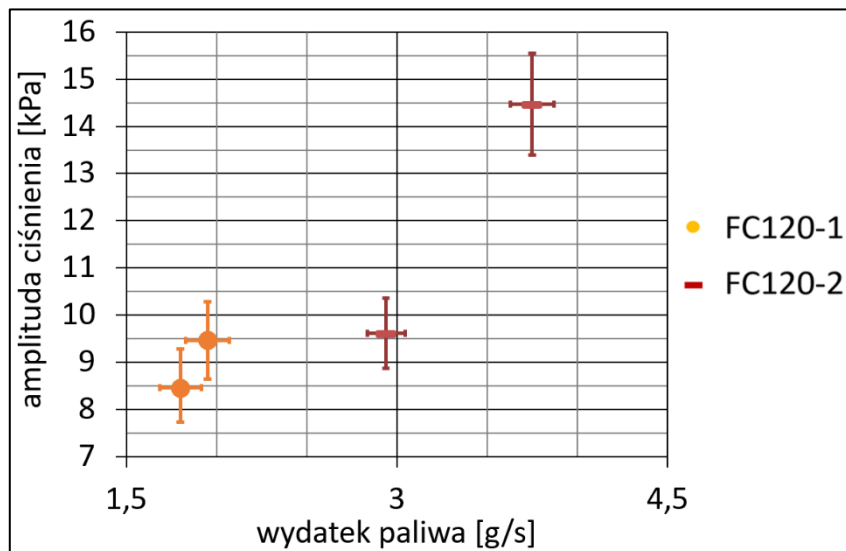


Rys. 4.66. Wartość amplitudy ciśnienia w komorze spalania w zależności od parametru L dla wtryskiwaczy FC120 skierowanych w stronę ścianki komory spalania

Mimo, iż dla wartości ciśnienia paliwa w instalacji niższej niż 300 kPa, wtryskiwacz FC120 – 2 generował podobne wydatki jak FC120 – 1 dla 300 kPa i 400 kPa, jednakże silnik nie podejmował pracy. Mogło to wynikać z faktu, że w przypadku wyższego ciśnienia osiągane są większe prędkości wypływu paliwa. Większe prędkości to większa penetracja strugi w głąb komory i wydłużenie obszaru intensywnego mieszania się paliwa z powietrzem. W związku z tym można stwierdzić, że przy ciśnieniu podawania paliwa wynoszącym 150 kPa i 200 kPa praca silnika z wtryskiwaczem FC120 – 2 nie była możliwa w omawianej konfiguracji, ponieważ najprawdopodobniej przepływ paliwa był za mało intensywny.

Analizując rysunek 4.66 można zauważyć, że badana komora spalania zasilana przez wtryskiwacz FC120 – 1 pracowała tylko w bardzo wąskim przedziale głębokości L . W rozpatrywanej konfiguracji silnik pracował w najszerszym zakresie wydatków, kiedy wtryskiwacze były umieszczone na głębokości $L = 255$ mm. Z przedstawionej na rysunku 4.67

zależności amplitudy ciśnienia w komorze spalania od wydatku wynika, iż zwiększenie wydatku powodowało wzrost amplitudy ciśnienia w komorze spalania.



Rys. 4.67. Zależność amplitudy ciśnienia w komorze spalania od wydatku dla wtryskiwaczy FC120 umieszczonych na głębokości $L = 255$ mm skierowanych w stronę ścianki komory spalania

Na zdjęciach płomienia przedstawionych na rysunku 4.68 widać, że dla obu wtryskiwaczy strefa spalania ma kolor niebieski. Świadczy to o dobrze przygotowanej mieszance palnej. W rozpatrywanej konfiguracji strefa spalania miała większy rozmiar niż przy ustawieniu wtryskiwaczy do wewnątrz, co prawdopodobnie może wynikać ze sposobu realizacji procesu rozpylania paliwa. Warto zauważyć, że w przypadku pracy silnika z wtryskiwaczem FC120 – 2 osiągnięto większe amplitudy ciśnienia w komorze spalania niż w przypadku ustawienia go w stronę osi silnika.

Na termogramach przedstawionych na rysunku 4.69 można zobaczyć, że najintensywniej nagrzewał się początek przewodu wylotowego. Z ujęć zamieszczonych na rysunku 4.68 wynika również, że dla najmniejszych wydatków istniały dwie strefy spalania, tworzące się przy każdym wtryskiwaczu z osobna. Analiza całych nagrań pozwoliła dostrzec, że niezależnie od wydatku, zapłon inicjowany był w tych strefach jednocześnie. Po pewnym czasie ulegały one złączeniu tworząc jedną strefę spalania. Czas, po którym strefy te ulegały złączeniu, zależy od ich rozmiaru, który z kolei zależy od wydatku paliwa. W przypadku niższych przepływów łączyły się one po dłuższym czasie, co pozwoliło dostrzec to zjawisko. W miarę zwiększania wydatku czas od zainicjowania zapłonu do połączenia się dwóch stref spalania był coraz krótszy. Dla wtryskiwacza FC120 – 2 uchwycenie momentu, kiedy istniały jeszcze dwie strefy było bardzo trudne.

ciśnienie podawania paliwa [kPa]	FC120 - 2	FC120 - 1
300		
360 – dla FC120 - 1		
400		

Rys. 4.68. Zestawienie obrazów procesu wewnątrz komory zasilanej przez wtryskiwacze FC120 umieszczone na $L = 255$ mm skierowane na ściankę komory dla różnych wartości ciśnienia wtrysku

ciśnienie podawania paliwa [kPa]	FC120 – 2	FC120 – 1
300		
360 dla FC120-1		
400		

Rys. 4.69. Zestawienie profili nagrzewania komory zasilanej przez wtryskiwacze FC120 umieszczone na $L = 255$ mm skierowane na ściankę komory dla różnych wartości ciśnienia wtrysku

Na podstawie rysunków 4.68, 4.69 został sporządzony schemat obrazujący orientacyjny przebieg procesu napełniania komory i kształtowania stref spalania dla omawianej konfiguracji

ustawienia wtryskiwaczy (Rys. 4.70). Podobnie jak w przypadku wtryskiwaczy skierowanych w stronę osi silnika strefa spalania znajduje się w rejonie redukcji komora spalania – przewód wylotowy. W omawianym przypadku zakłada się naturalny przepływ czynnika roboczego przez komorę spalania. W związku z tym strefa spalania umieszczona jest w rejonie intensywnej turbulencji małej skali powstającym w wyniku mieszania strug paliwa oraz powietrza pod różnymi kątami.



Rys. 4.70. Graficzna ilustracja procesu napełniania i kształtowania stref spalania silnika zasilanego przez wtryskiwacze wirowe FC120 skierowane w stronę ścianki komory spalania

4.4 Ilościowa interpretacja wyników badań

W rozdziale przeprowadzono analizę procesu wewnątrz komory spalania pod kątem jego sprawności. W przypadku silników odrzutowych parametry jednostkowe, które współdecydują o przydatności danego silnika do napędu określonego statku powietrznego odnosi się do ciągu. Ciąg silnika odrzutowego jest wypadkową siłą wynikającą ze zmiany ilości ruchu czynnika roboczego przepływającego przez silnik. Wypadkową siłę ciągu można wyrazić zależnością:

$\vec{K} = \dot{m}_s \cdot \vec{w} - \dot{m} \cdot \vec{v} \cong \dot{m} \cdot (\vec{w} - \vec{v})$	(4.5)
---	--------

gdzie:

$\dot{m}, \dot{m}_s$ – masowe natężenie przepływu powietrza i spalin

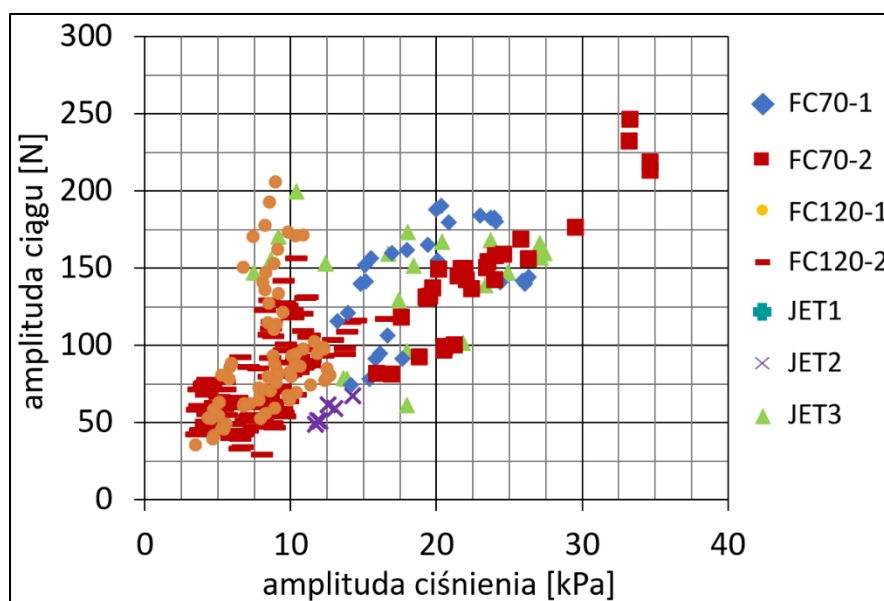
$\vec{w}$ – prędkość wypływu spalin z dyszy wylotowej silnika

$\vec{v}$ – prędkość lotu lub prędkość we wlocie do silnika odrzutowego

Godzinowe zużycie paliwa odniesione do ciągu to parametr zwany jednostkowym zużyciem paliwa. Przy pomocy tego parametru porównywane są różne silniki odrzutowe pod kątem ekonomiczności pracy.

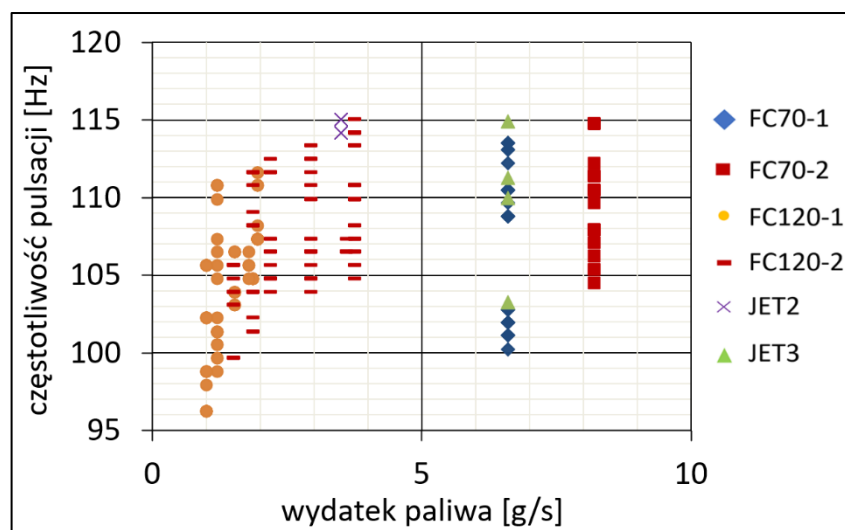
Jak wspomniano wcześniej w niniejszej pracy w silniku pulsacyjnym pewna ilość powietrza zasysana jest od strony wylotu i nie dopływa do komory spalania. Następnie podczas wypływu opuszcza ono przewód wylotowy zwiększając masę gazów wylotowych. Oszacowanie ilości powietrza „doładowującego” z racji wysokiej temperatury, prędkości oraz dużej dynamiki zmian wartości tych parametrów jest bardzo trudne. Ponadto w kilku rozważanych wcześniej w pracy przypadkach po kontakcie powietrza doładowującego z gorącymi spalinami dochodziło do powstania dodatkowej strefy spalania, która może powodować trudne do określenia zwiększenie prędkości wypływu gazów. Wszystko to może

zniekształcać wartości siły ciągu, przez co jej wartość nie będzie świadczyła jednoznacznie o sprawności procesu wewnątrz komory. W celu potwierdzenia powyższego na rysunku 4.71 został przedstawiony zbiór punktów eksperymentalnych reprezentujący zależność amplitudy ciągu od amplitudy ciśnienia w komorze spalania. Widać, że amplitudy ciągu nie zawsze rosną proporcjonalnie do wzrostu ciśnienia w komorze spalania. W skrajnym przypadku, dla podobnych wartości amplitudy ciśnienia amplituda ciągu może przyjmować wartości nawet w zakresie 50 N – 200 N. Na wykresach zbiorczych prezentujących wyniki pojedynczych uruchomień nie umieszczono wartości niepewności pomiaru, ponieważ przy takiej liczbie punktów obraz byłby nieczytelny.



Rys. 4.71. Zależność amplitudy ciągu od amplitudy ciśnienia w komorze spalania

Spalanie w pulsacyjnej komorze spalania to seria wybuchów. Jednym z charakterystycznych parametrów wybuchu jest ciśnienie wybuchu. Z reguły jest ono wyznaczane dla wybuchów w zamkniętych naczyniach [66]. Na podstawie przedstawionych w poprzednim podrozdziale opisów oraz danych nie można jednoznacznie przesądzać o sprawności procesu wewnątrz komory. Nawet jeżeli komora była zasilana przez ten sam wtryskiwacz, tym samym wydatkiem, to częstotliwości pracy były różne (Rys. 4.72). Oznacza to, że ilość paliwa spalane podczas jednego cyklu pracy silnika również była różna, ponieważ czas napływu paliwa, a w konsekwencji czas tworzenia odpowiedniej strefy z mieszaniną palną, jej wielkość i jakość (w kontekście stopnia wymieszania) były inne.



Rys. 4.72. Zależność częstotliwości pracy silnika od wydatku paliwa

Amplituda ciśnienia w komorze spalania jest efektem spalania paliwa podczas jednego cyklu. Zatem, aby w jakiś sposób umożliwić porównanie wartości amplitudy ciśnienia w komorze spalania wynikającej ze spalania konkretnej ilości paliwa, celowe wydaje się wprowadzenie pojęcia „dawka”. W przypadku silnika pulsacyjnego będzie ono oznaczało ilość paliwa dostarczoną do komory spalania podczas jednego cyklu pracy. Ponieważ w przypadku badanego silnika paliwo podawane jest w sposób ciągły dawkę można zdefiniować:

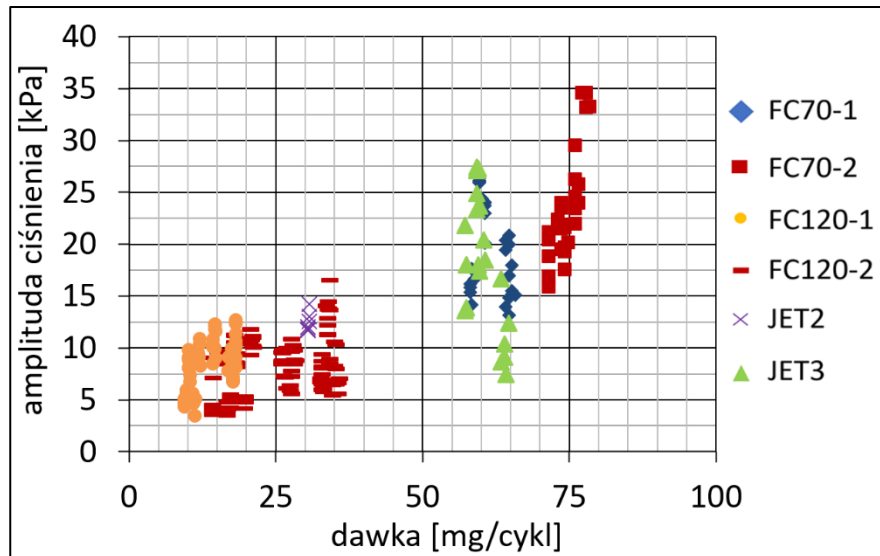
$q_v = \frac{\dot{m}_{pal}}{f} \left[\frac{\frac{g}{s}}{\frac{cykl}{s}} = \frac{g}{cykl} \right]$	(4.6)
--	--------

gdzie:

- q_v – dawka
- $\dot{m}_{pal}$ – masowe natężenie przepływu paliwa
- f – częstotliwość pracy (pulsacji) silnika

Ponieważ obliczone wartości dawki są rzędu części tysięcznych grama, w dalszej części pracy dawka będzie wyrażana w miligramach. Ze wzoru (4.6) wynika, iż ze wzrostem wydatku rośnie również dawka. Z drugiej strony przy stałym wydatku dawka maleje ze wzrostem częstotliwości.

Należy mieć na uwadze, że te same dawki mogą powodować różne amplitudy ciśnienia w komorze spalania (Rys. 4.73). Wynika to z faktu, iż sprawność procesu spalania w komorze jest inna.



Rys. 4.73. Zależność amplitudy ciśnienia w komorze spalania od dawki

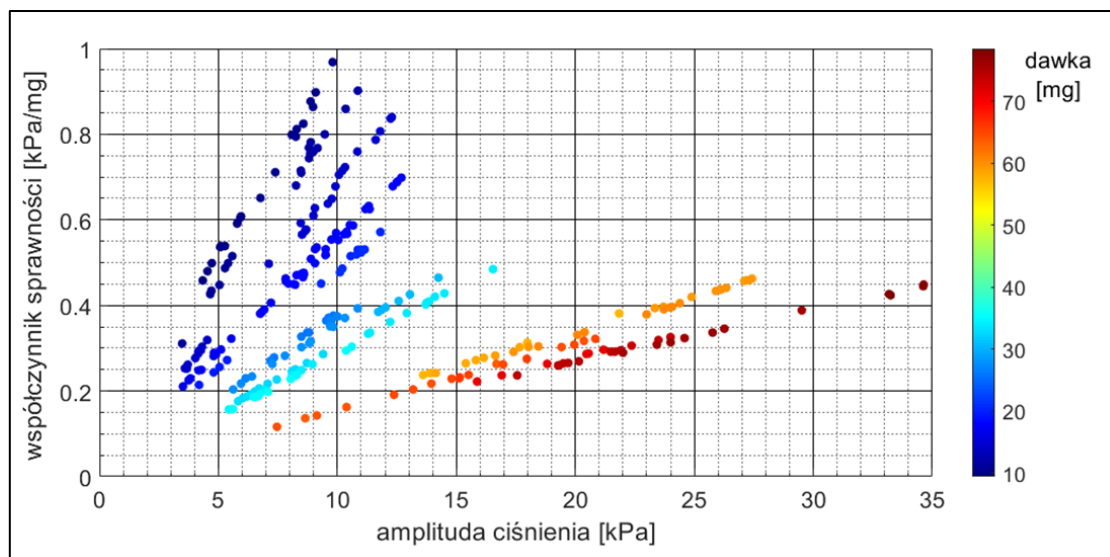
Analizując wykres przedstawiony na rysunku 4.73 można przyjąć, że większe amplitudy ciśnienia w komorze spalania przy tej samej dawce oznaczają większe sprawności procesu spalania. W celu określenia efektywności energetycznej procesu w komorze można zdefiniować współczynnik sprawności w postaci:

$$\eta = \frac{A_{pks}}{q_v} \left[\frac{kPa}{\frac{mg}{cykl}} \right] = \frac{kPa \cdot cykl}{mg} = \frac{kPa}{mg} \quad (4.7)$$

gdzie:

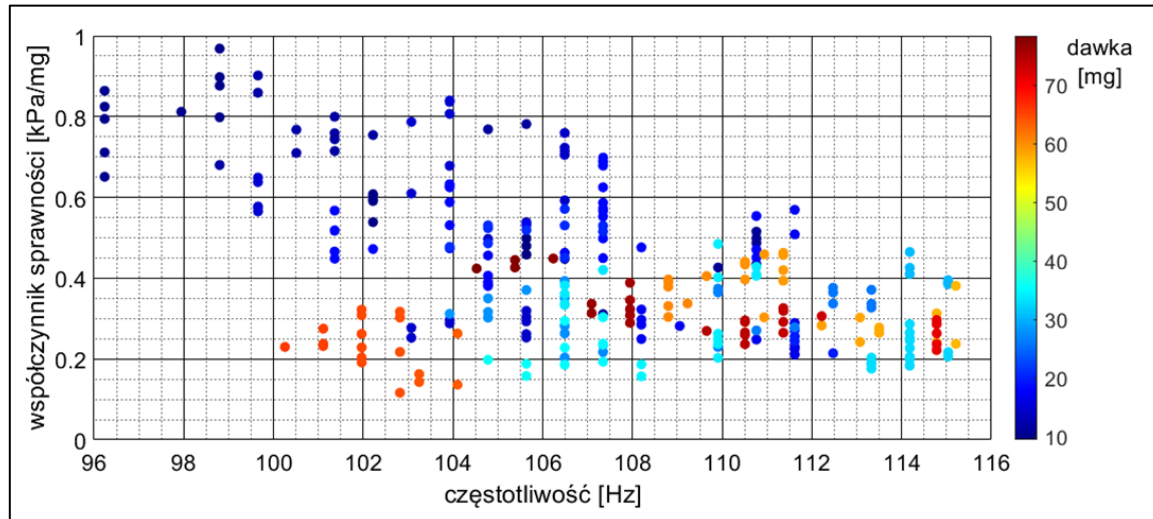
- A_{pks} – amplituda ciśnienia w komorze spalania
- q_v – dawka

Współczynnik ten określa wartość ciśnienia w komorze spalania wygenerowanego podczas jednego cyklu pracy silnika z 1 mg paliwa. Przy stałej dawce współczynnik ten liniowo zwiększa swoją wartość wraz ze wzrostem amplitudy ciśnienia w komorze spalania (Rys. 4.74). Nachylenie tej prostej maleje wraz ze wzrostem dawki. Oznacza to, że dla większych dawek wzrost sprawności jest mniejszy. Z drugiej strony przy małej dawce nawet znaczący wzrost sprawności nie spowoduje istotnego wzrostu amplitudy ciśnienia w komorze spalania. Z przedstawionej na rysunku 4.74 zależności wynika, że maksymalne wartości współczynnika sprawności zostały osiągnięte dla najmniejszych dawek.



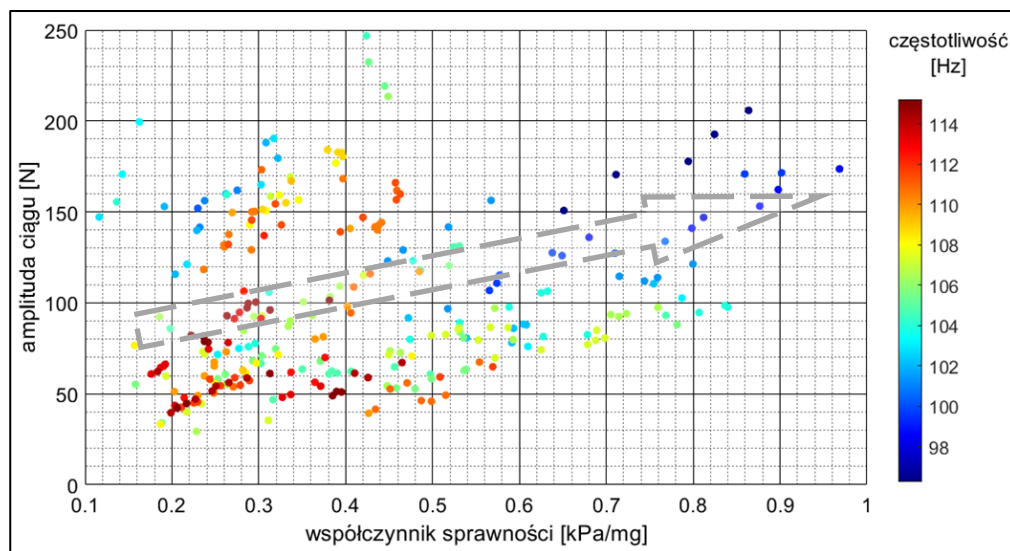
Rys. 4.74. Zależność współczynnika sprawności od amplitudy ciśnienia w komorze spalania oraz dawki

Warto też zaznaczyć, że zależność współczynnika sprawności od częstotliwości pracy nie jest jednoznaczna (Rys. 4.75). Z przedstawionej na tym rysunku zależności wynika, że dla mniejszych dawek współczynnik sprawności ma tendencję malejącą wraz ze wzrostem częstotliwości, a dla dawek większych ma w przybliżeniu wartość stałą, niezależnie od częstotliwości.

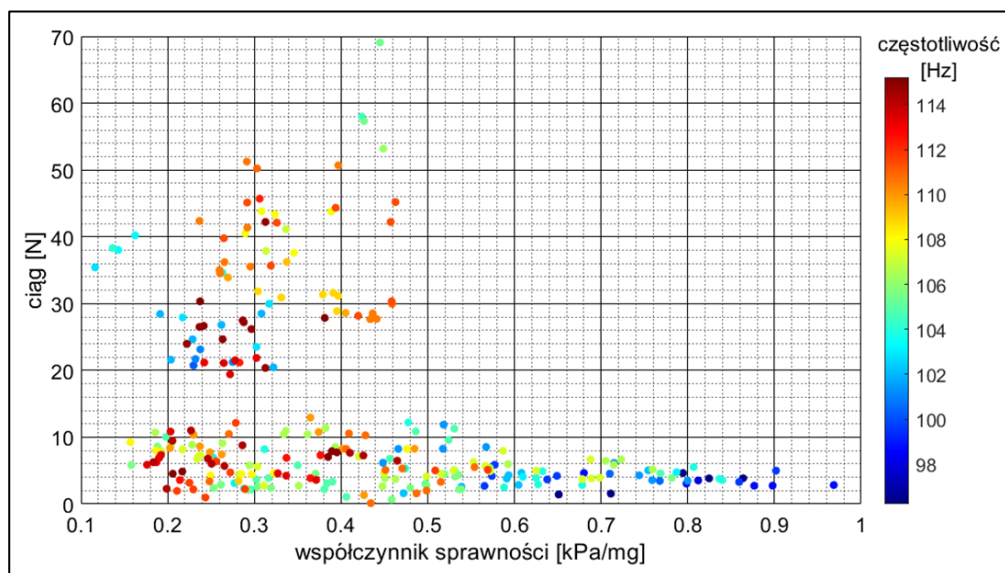


Rys. 4.75. Zależność współczynnika sprawności od częstotliwości pracy silnika oraz dawki

Analizując wyniki przeprowadzonych badań przedstawione na rysunku 4.76 można pokusić się o stwierdzenie, że istnieje pewna dominująca tendencja wzrostu amplitudy ciągu wraz ze wzrostem współczynnika sprawności procesu i spadkiem częstotliwości pulsacji. Podobnych wniosków raczej nie można wyciągnąć dla przedstawionej na rysunku 4.77 zależności ciągu średniego w funkcji współczynnika sprawności oraz częstotliwości.



Rys. 4.76. Zależności amplitudy ciągu od sprawności procesu wewnątrz pulsacyjnej komory spalania i częstotliwości pulsacji



Rys. 4.77. Zależności ciągu średniego od sprawności procesu wewnątrz pulsacyjnej komory spalania i częstotliwości pulsacji

Konfiguracja podawania paliwa, przy której osiągnięto maksymalny współczynnik sprawności została wybrana spośród wartości średnich wyliczonych na podstawie pojedynczych uruchomień, zgodnie z procedurą opisaną w rozdziale 4.2.

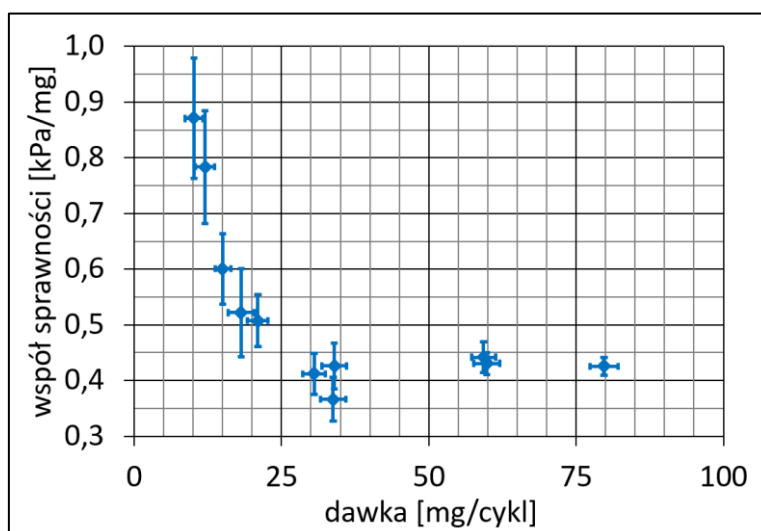
W tabeli 4.5 zestawiono wyniki z punktów pracy, w których osiągnięto maksymalne wartości współczynnika sprawności dla danej konfiguracji. Wyniki są ułożone w kolejności od punktu o największej sprawności do najmniejszej.

Z przedstawionego zestawienia (Tab. 4.5) wynika, że największe sprawności zostały osiągnięte, kiedy badana komora spalania była zasilana przez wtryskiwacze wirowe o kącie rozpylenia 120° , skierowane w stronę osi podłużnej silnika. Warto również zauważyć, że maksymalne sprawności zostały uzyskane przy prawie najmniejszych wydatkach paliwa

spośród stosowanych podczas badań. Z przedstawionej na rysunku 4.78 zależności współczynnika sprawności od dawki (dla danych z Tab. 4.5) wynika, że współczynnik sprawności wraz ze wzrostem dawki maleje do pewnej wartości, a następnie utrzymuje się na stałym poziomie.

Tab. 4.5. Porównanie wartości współczynników sprawności dla wybranych punktów pracy

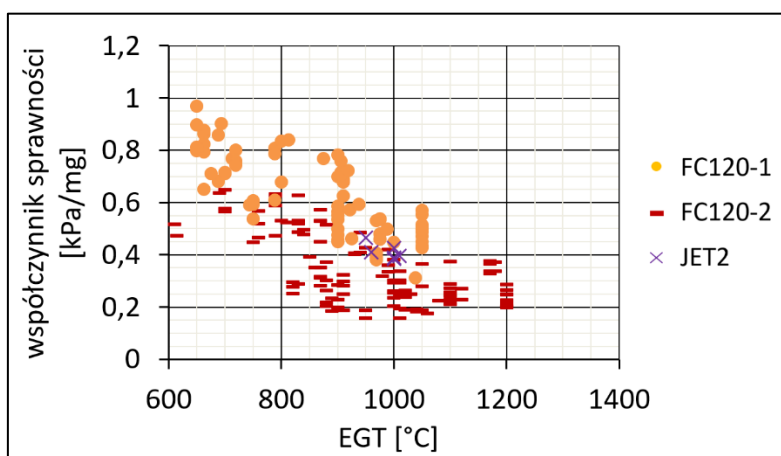
Ustawienie wtryskiwaczy	rodzaj wtryskiwaczy	L [mm]	f [Hz]	A_{PKS} [kPa]	$U(A_{PKS})$ [kPa]	$\dot{m}_{pal}$ [g/s]	q_v [mg/cykl]	η [kPa/mg]
do osi	FC120 - 1	255	99	8,82	0,62	1,0	10,1	0,871
do osi	FC120 - 1	280	100	9,4	1,1	1,2	12	0,784
do osi	FC120 - 2	255	100	9,04	0,53	1,5	15,1	0,601
na ściankę	FC120 - 1	255	107	9,47	0,83	1,95	18,1	0,522
do osi	FC120 - 2	280	105	10,65	0,42	2,2	21	0,507
na wprost	JET3	180	111	26,2	1,4	6,6	59,3	0,442
na wprost	FC70 - 1	180	110	25,77	0,71	6,6	59,8	0,431
na wprost	FC70 - 2	260	105	33,92	0,82	8,4	79,7	0,426
na ściankę	FC120 - 2	255	110	14,5	1,1	3,75	34	0,426
na wprost	JET2	125	115	12,58	0,79	3,5	30,5	0,412
na wprost	FC120 - 2	180	107	12,4	1,1	3,6	33,8	0,367



Rys. 4.78. Zależność współczynnika sprawności od dawki dla wybranych punktów pracy

Najniższa sprawność komory została osiągnięta, kiedy była ona zasilana także przez wtryskiwacz wirowy o kącie rozpylenia paliwa 120° , tym razem ustawiony wzdłuż osi podłużnej silnika. Stosunek wartości maksymalnej współczynnika sprawności do minimalnej wynosi 2,37.

Zestawiając współczynnik sprawności ze średnią temperaturą spalin (EGT) dla konfiguracji, w których możliwe było poprawne jej określenie, okazuje się, że wartość współczynnika sprawności jest odwrotnie proporcjonalna do EGT (Rys. 4.79).



Rys. 4.79. Zależność współczynnika sprawności od średniej temperatury spalin

W rozdziale tym opisano szczegółowo stanowisko badawcze i procedury pomiarowe wraz z szerokim uzasadnieniem każdego wyboru. Następnie opisano w sposób jakościowy wyniki przeprowadzonych badań. Przeprowadzona w rozdziale analiza ilościowa wymagała zdefiniowania pojęć takich jak „dawka” oraz „współczynnik sprawności”, których nie stosowano do tej pory przy opisie osiągnięć silników pulsacyjnych. Rozdział zakończono określeniem wpływu wybranych, najistotniejszych parametrów pracy silnika na sprawność procesu wewnątrz komory oraz wyborem konfiguracji, w której osiągnięto maksymalną wartość współczynnika sprawności.

5 Modelowanie spalania pulsacyjnego metodami CFD

5.1. Opis modelu numerycznego

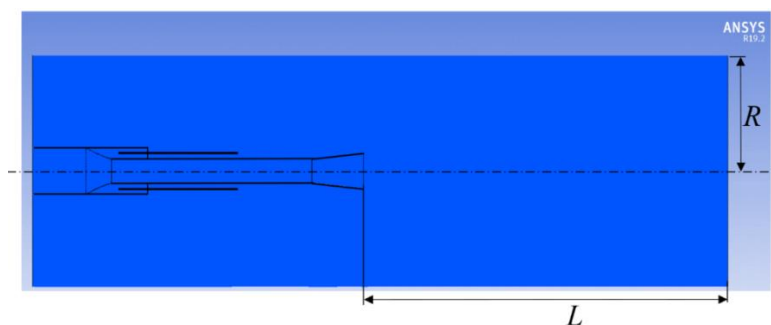
Jak wspomniano w rozdziale 1, wykorzystanie symulacji CFD w badaniu pulsacyjnych komór spalania stwarza możliwość uzupełnienia naszej wiedzy o przebiegu procesów wewnątrz komory, które trudno jest w pełni zidentyfikować za pomocą tradycyjnych technik rejestracji oraz pomiaru. W szczególności dotyczy to przestrzennego obrazu prędkości przepływu badanego medium, rozkładu stężeń reagentów, czy struktury płomienia.

W bieżącej pracy proces numerycznej analizy badanej komory spalania został przeprowadzony w środowisku „Ansys Fluent 19.2”. Został on podzielony na kilka etapów. W pierwszym wstępnym etapie przeprowadzono symulacje z wykorzystaniem $\frac{1}{4}$ geometrii silnika. Miały one na celu weryfikację, czy możliwa jest symulacja spalania pulsacyjnego w badanej komorze oraz wykrycie jak największej ilości problematycznych zagadnień. Mimo wielu zastosowanych uproszczeń udało się symulować ciągłą pulsacyjną pracę komory. Jednak model znacząco zawyżał wartości ciśnienia w komorze spalania oraz ciągu. Z racji nieakceptowalnej niedokładności wyników nie mógł on posłużyć jako uzupełnienie badań eksperymentalnych. Doświadczenia z tego etapu pozwoliły jednakże na:

- Ostateczne ustalenie kształtu i rozmiarów domeny obliczeniowej.
- Zdiagnozowanie podstawowego problemu wpływającego na niski poziom zbieżności rozwiązania.
- Dobór warunków brzegowych i początkowych.
- Ostateczne ustalenie przebiegu symulacji.
- Wstępne określenie miejsc, w których należy zagęścić siatkę.

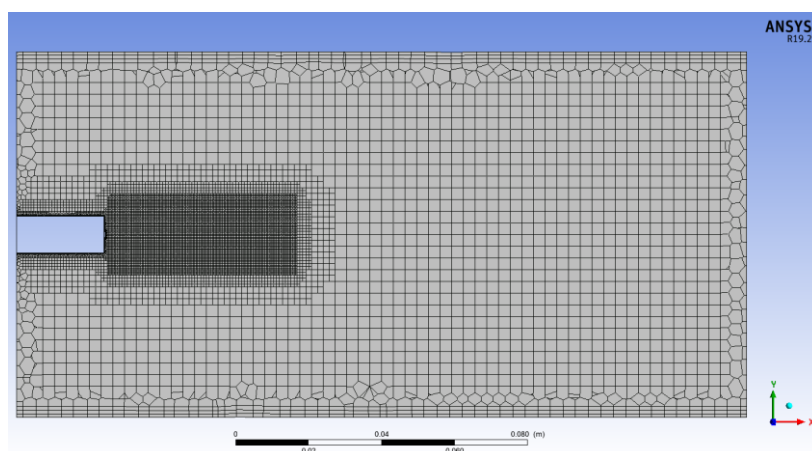
Modelowaniu podlega bezzaworowa komora spalania, zatem konieczne jest „umieszczenie” badanego obiektu w domenę, która ma większe wymiary niż badany silnik. Dzięki takiemu podejściu można modelować nie tylko pole przepływu poza silnikiem, ale przede wszystkim w sposób realistyczny oddać warunki pracy silnika. Ostatecznie domena obliczeniowa ma kształt walca o wymiarach (Rys. 5.1):

- $L = 1600$ mm co stanowi 10 maksymalnych średnic dyfuzora wylotowego.
- $R = 500$ mm co stanowi 5 promieni komory spalania.



Rys. 5.1. Przekrój domeny obliczeniowej stosowanej do badań numerycznych

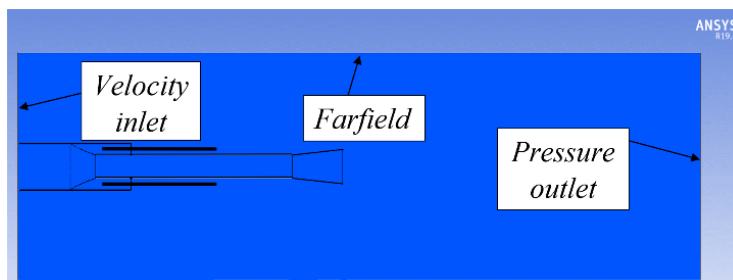
Podstawowym problemem podczas badań numerycznych procesu spalania pulsacyjnego okazało się być poprawne zamodelowanie przepływu krytycznego przez wtryskiwacz strumieniowy oraz uzyskanie wymaganego kształtu paliwa wypływającego z wtryskiwacza wirowego. W celu sprawnego dobrania właściwych ustawień warunku brzegowego na wylocie z wtryskiwacza przeprowadzano dodatkowe symulacje z wykorzystaniem domeny, w której znajdował się tylko jeden wtryskiwacz paliwa. Domena ta ma kształt walca i wypełniona jest siatką hybrydową typu „poly – hexcore” (Rys. 5.2). Siatka tego typu, tam gdzie to możliwe, jest strukturalna i sześciocienna. W okolicach ścian, płaszczyzn, oraz elementów o skomplikowanym kształcie wstawiane są wysokiej jakości elementy pentagonalne.



Rys. 5.2. Widok przekroju domeny obliczeniowej wykorzystywanej do opracowania modelu wtrysku paliwa

Warunki brzegowe właściwej domeny obliczeniowej zostały przedstawione na rysunku 5.3. We wszystkich symulacjach założono, że ściany komory spalania nie przewodzą ciepła. Założenie to uzasadnione jest tym, że procesy wewnątrz komory trwają stosunkowo krótko, a symulacji podlega tylko 4 – 15 cykli pracy silnika. Pozwala to również znacząco przyspieszyć obliczenia. Warunek brzegowy dla wtryskiwaczy paliwa dobierany był w zależności od wybranego wtryskiwacza i badanej konfiguracji podawania paliwa. Określenia dokładnych ustawień warunku brzegowego dla wtryskiwaczy paliwa dokonywano

na podstawie wspomnianych wcześniej dodatkowych symulacji wtrysku paliwa. Szczegóły będą podawane osobno przy omawianiu poszczególnych konfiguracji pracy silnika.

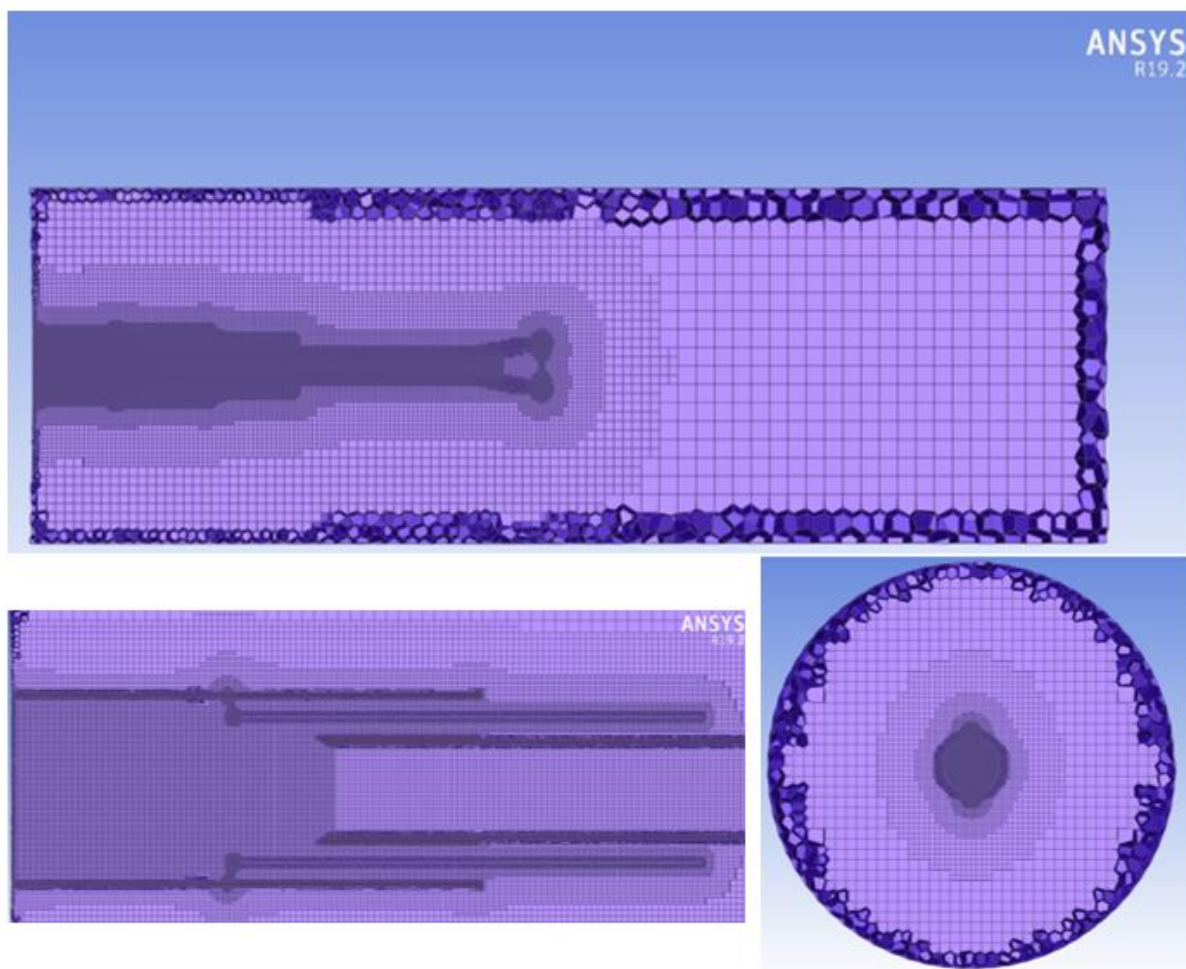


Rys. 5.3. Warunki brzegowe domeny obliczeniowej

W celu zapewnienia prawidłowego przebiegu symulacji powinno się prowadzić ją dwuetapowo. W pierwszej kolejności należy przeprowadzić symulację typu tzw. „Cold Flow”. Komora spalania napełnia się paliwem, nie zachodzi reakcja spalania. Gdy stężenie paliwa w okolicach miejsca gdzie zabudowana jest świeca zapłonowa będzie w okolicach stechiometrycznego, uruchamiany jest model „spark ignition” i inicjowany jest pierwszy wybuch. Czas trwania napełniania zależy od konfiguracji podawania paliwa i podczas symulacji wynosił od 0,05 do 0,15 s. Z kolei czas inicjacji spalania to 0,001 s. Taki przebieg symulacji wiernie oddaje przebieg badań eksperymentalnych. Podczas rzeczywistego rozruchu najpierw włączana była świeca zapłonowa, a następnie gwałtownie otwierany zawór paliwa. Do zapłonu i pierwszego wybuchu dochodziło niezwłocznie po otwarciu zaworu paliwa. W większości przypadków bez konieczności dodawania dodatkowego powietrza rozruchowego.

Podstawowym warunkiem adekwatności porównywania między sobą symulacji dla różnych konfiguracji podawania paliwa jest przeprowadzenie obliczeń na tej samej siatce obliczeniowej. Niestety zmiana położenia wtryskiwaczy w komorze spalania i we wlotach powietrza do silnika wymaga przygotowania nieco innych siatek dla każdej konfiguracji. Mimo to, w celu uzyskania jak najbardziej podobnych siatek obliczeniowych, wykonano je w programie fluent, korzystając za każdym razem z tego samego pliku „work flow”. Podejście takie zapewnia zastosowanie takich samych rozmiarów siatki dla elementów różnych geometrii, które mają takie same nazwy. W celu odpowiedniego zagęszczenia siatki obliczeniowej w komorze spalania oraz przewodzie wylotowym skorzystano z opcji „body of influence”. Podejście takie zapewnia jednakowy rozmiar oczka siatki na całym obszarze zajmowanym przez „wpływowe ciało”. W całej objętości komory spalania oraz redukcji do przewodu wylotowego zadano rozmiar oczka równy 2 mm. W przewodzie wylotowym - 3 mm. W okolicach wlotów paliwa rozmiar oczka siatki wynosił 0,2 mm.

Podobnie jak dla symulacji wtrysku paliwa zastosowano siatkę hybrydową typu „poly – hexcore”. Widok siatki stosowanej do obliczeń przedstawiono na rysunku 5.4.



Rys. 5.4. Siatka obliczeniowa zastosowana do numerycznych badań pulsacyjnej komory spalania

Domena obliczeniowa niezależnie od konfiguracji podawania paliwa jest podzielona na ok 4 800 000 objętości skończonych. Mimo znacznego zwiększenia liczby elementów siatki zdecydowano się na symulację pełnej domeny obliczeniowej. Przemówiły za tym dwa względy:

- Dynamiczny charakter zjawisk zachodzących w komorze spalania, o charakterze stochastycznym sprawia, że rzeczywisty przepływ przez nią jest niesymetryczny. W takich przypadkach stosowanie symetrii może prowadzić do błędnych wyników lub wręcz do braku pulsacji, mimo iż podczas badań eksperymentalnych komora pracowała w danej konfiguracji.
- W okolicach płaszczyzn siatka wypełniona jest elementami pentagonalnymi. Przejścia od tych elementów do elementów heksagonalnych są źródłem objętości o niskiej jakości, które mogą być przyczyną zniekształcenia pola przepływu

wewnątrz badanej komory spalania. Dodatkowo kontrola nad rozmiarem i jakością tych elementów jest bardzo ograniczona. Zastosowanie płaszczyzny symetrii przechodzącej przez środek komory spalania wymusza zastosowanie tych elementów w miejscach szczególnie ważnych z punktu widzenia obliczeń.

Kolejnym bardzo ważnym aspektem przygotowania badań numerycznych był wybór modelu turbulencji. W większości prac przeanalizowanych w rozdziale 1. wykorzystywano model „ $k - \varepsilon$ ”. Mimo to na potrzeby pracy zdecydowano się zastosować model turbulencji „ $k - \omega SST$ ”. Zgodnie z rekomendacją dystrybutora oprogramowania, model ten powinien lepiej się sprawdzić podczas modelowania przepływów, w których występują silne zawirowania i znaczne gradienty. Nie zwiększa przy tym znacząco zapotrzebowania na moc obliczeniową w porównaniu z modelem „ $k - \varepsilon$ ”. Wcześniejsze doświadczenia autora w modelowaniu przepływów metodami CFD potwierdzają skuteczność wybranego modelu turbulencji.

Jednym z najważniejszych aspektów pracy wydaje się być dobór właściwego modelu spalania. W badanej pulsacyjnej komorze spalania, proces utleniania paliwa zachodzi w bardzo szybkim tempie z racji częstotliwości pulsacji rzędu 100 Hz. Można zatem założyć, że całość procesu spalania zdeterminowana jest szybkością i jakością mieszania paliwa i powietrza. W takich warunkach bardzo dobrym „modelem spalania” wydaje się być model „Eddy dissipation”, w którym szybkość spalania jest determinowana szybkością mieszania. W modelu tym reakcja chemiczna z wydzielaniem ciepła zachodzi, jeżeli w danym rejonie znajduje się paliwo i utleniacz, i gdy istnieje turbulencja ($(k/\varepsilon) > 0$). Zachodzenie reakcji warunkowane jest przekroczeniem energii aktywacji. W dostępnej dokumentacji nie znaleziono informacji o uwzględnieniu granic palności. Każda objętość skończona, w której może zajść reakcja, traktowana jest jak reaktor idealnie wymieszany. Efekt cieplny reakcji określany jest na podstawie bilansu entalpi. Wadą tego modelu jest brak możliwości stosowania skomplikowanych mechanizmów reakcji łańcuchowych. Wynika to z faktu, iż model ten pomija przy szacowaniu prędkości reakcji równanie Arrheniusa i polega tylko na wielkości turbulencji oraz udziałach masowych paliwa i utleniacza w obliczanej objętości. Im większa turbulencja tym globalna reakcja utleniania zachodzi szybciej. Zwiększenie udziałów substratów oraz produktów w komórcie, w dużym uogólnieniu, prowadzi do zwiększenia szybkości reakcji. W związku z tym silnie rekomendowane jest stosowanie tylko globalnego równania stechiometrycznego. Mimo wymienionych ograniczeń, zważywszy na wagę szybkości procesów mieszania w realizacji poprawnej pracy komory pulsacyjnej, zdecydowano

się zastosować model „Eddy dissipation”. Uproszczenia w nim zastosowane wydają się nie mieć wielkiego wpływu na rozwiązanie w przypadku pulsacyjnej komory spalania. Dodatkowo, z racji swej prostoty, w porównaniu z innymi, wymaga względnie niskiego zapotrzebowania na moc obliczeniową. Mimo to, nawet z tym modelem spalania, średni czas obliczeń dla jednej konfiguracji wynosił około jednego tygodnia. Obliczenia były wykonywane na stacji roboczej wyposażonej w szesnastordzeniowy procesor Intel Xeon oraz 64 GB pamięci RAM.

Omawiając model spalania należy mieć na uwadze, że dla modeli turbulencji typu URANS, wykorzystywanych przy stosunkowo rzadkich siatkach, nie jest możliwe obserwowanie rozwoju płomienia. Dla omawianych modeli program zakłada, że w danej komórce obliczeniowej zachodzi reakcja chemiczna, jeżeli są spełnione odpowiednie warunki. W przypadku reakcji spalania uwzględnia się dodatkowo konwersję energii zawartej w paliwie na ciepło. W związku z tym, prowadząc symulacje z omawianymi ustawieniami, możliwe jest obserwowanie przemieszczania się egzotermicznej reakcji chemicznej, a nie bardzo cienkiego i pofałdowanego frontu płomienia.

Sprawdzenia niezależności rozwiązania od rozmiaru siatki dokonano dla symulacji wtryskiwacza FC70-2 umieszczonego na $L = 260$ mm, ponieważ na tej głębokości osiągnięto największe amplitudy ciągu i ciśnienia w komorze spalania. W tym celu zwiększono rozmiar siatki do około 7 200 000 elementów. Zmiana ta nie wpłynęła znacząco na wartości ciśnienia w komorze spalania, ciągu oraz temperatury. Uzyskano za to spadek wartości parametru y^+ , a czas obliczeń wzrósł prawie dwukrotnie (Tab. 5.1).

Tab. 5.1. Porównanie wyników uzyskanych na różnych siatkach obliczeniowych

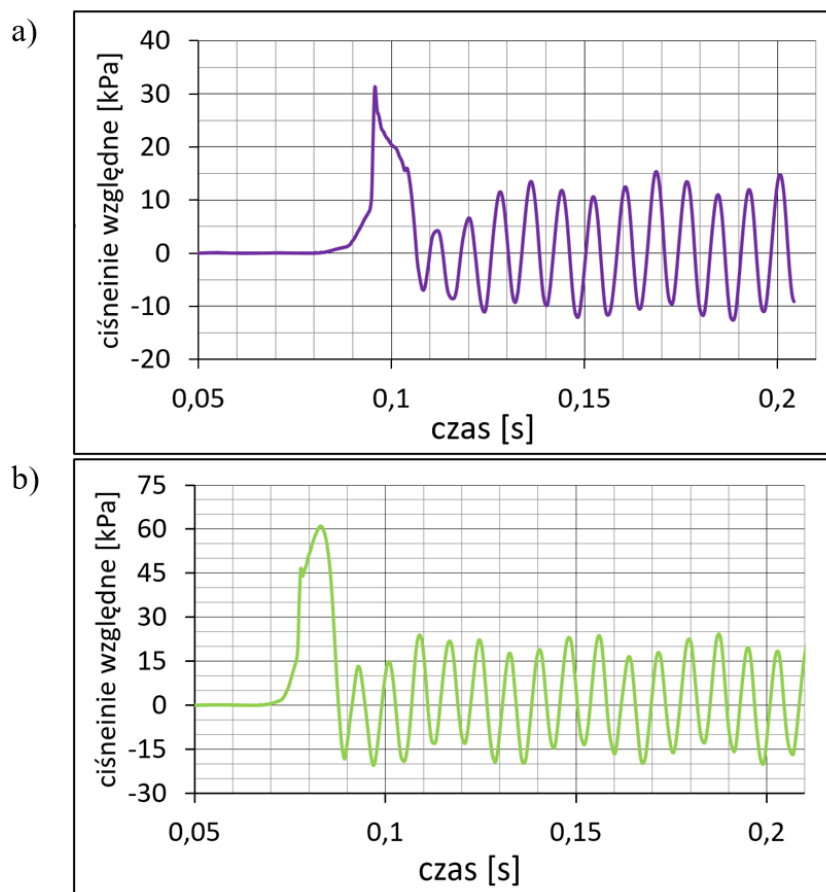
	<i>Siatka 4 800 000</i>	<i>Siatka 7 200 000</i>
<i>Maksymalny y^+</i>	366	245
<i>Czas na jedną iterację [s]</i>	15,5	28,7
<i>Amplituda ciśnienia w komorze spalania [kPa]</i>	40,1	39,6

Z racji istotnego wydłużenia czasu obliczeń oraz nieistotnej zmiany obliczonych parametrów pracy silnika postanowiono kontynuować obliczenia z siatką o mniejszej liczbie elementów. Za takim podejściem przemawia również fakt, iż uzyskane wartości podstawowych parametrów pracy komory są zbliżone do tych uzyskanych podczas badań. Będzie to wykazane w dalszej części pracy.

5.2. Wyniki przeprowadzonych symulacji

Badania numeryczne, podobnie jak eksperymentalne, rozpoczęto od zamodelowania pracy komory zasilanej przez wtryskiwacze strumieniowe. Wpływ paliwa zadano stosując warunek brzegowy typu „mass flow inlet”. Kierunek przepływu wybrano jako „normalny do płaszczyzny”. Jak wspomniano w rozdziale 4 przepływ przez wtryskiwacz strumieniowy jest krytyczny. Zatem jako parametr dodatkowy warunku brzegowego należy określić ciśnienie statyczne („supersonic pressure”). Parametr ten został określony na podstawie dodatkowych obliczeń wykonanych na podstawie [60].

Symulacje wykonano dla wtryskiwaczy JET2 oraz JET3 umieszczonych na głębokości $L = 125$ mm. W celu sprawdzenia stabilności zamodelowanego procesu wewnątrz komory, obliczenia dla tych wtryskiwaczy trwały więcej niż to było konieczne do poprawnej analizy wyników. Dla wtryskiwacza JET2 symulacja numeryczna obejmowała okres pracy komory pulsacyjnej wynoszący 0,2 s. Czas tych obliczeń wyniósł 22 dni. Dla wtryskiwacza JET3 przeprowadzono symulację numeryczną dla 0,24 s czasu pracy komory pulsacyjnej, a obliczenia trwały 35 dni. Wykazały one, że amplitudy poszczególnych cykli mogą się nieznacznie różnić między sobą, jednak ich wartości nie zmieniają się w sposób istotny (Rys. 5.5), a pulsacyjna praca jest utrzymywana, tak jak w rzeczywistym silniku. Uzyskany wynik z symulacji numerycznej pozwala sądzić, że dobrane ustawienia programu są odpowiednie do modelowania procesów wewnątrz pulsacyjnej komory spalania. W celu skrócenia czasu trwania obliczeń dla pozostałych konfiguracji wtrysku skrócony został czas pracy komory pulsacyjnej, dla którego prowadzone były symulacje. Jednak w celu uniknięcia błędnych wyników obliczenia prowadzone były dla co najmniej 5 – 6 pierwszych cykli pracy komory.



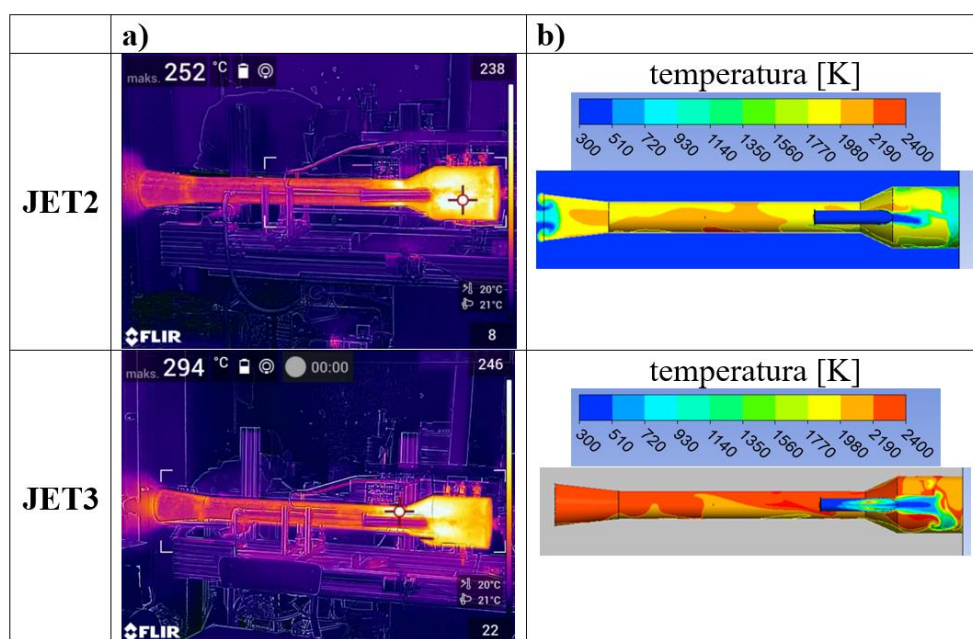
Rys. 5.5. Przebiegi ciśnienia w komorze spalania uzyskane metodą CFD dla wtryskiwaczy strumieniowych: a – JET2, b – JET3

Otrzymane z symulacji numerycznych przebiegi ciśnienia obrazują wartość ciśnienia w komorze spalania rejestrowaną w punkcie, w którym podczas testów był zamocowany przetwornik ciśnienia. Zestawiając wyniki otrzymane z symulacji z wynikami eksperymentu widać, że wyniki symulacji są nieznacznie przeszacowane (Tab. 5.2). Zważywszy na przyjęte uproszczenia, w szczególności założenie jednorównaniowego modelu reakcji spalania oraz braku strat ciepła przez ścianki komory, można przyjąć, że jakość uzyskanych wyników symulacji jest zadowalająca. Fakt, iż wszystkie analizowane wielkości są proporcjonalnie przeszacowane, może stanowić argument, iż symulacja jest wystarczająco dokładna do analizy porównawczej oraz analizy jakościowej procesów wewnątrz komory spalania.

Tab. 5.2 Porównanie wyników symulacji z eksperymentem dla wtryskiwaczy strumieniowych umieszczonych na $L = 125\text{ mm}$

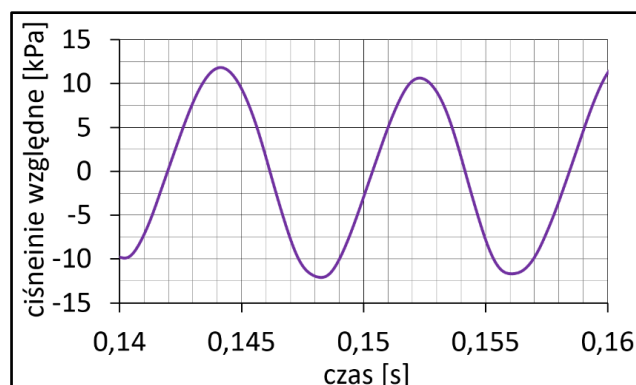
rodzaj wtrysk.	amplituda ciśnienia [kPa]			amplituda ciągu [N]			częstotliwość [Hz]		
	eksperyment	CFD	Δ [%]	eksperyment	CFD	Δ [%]	eksperyment	CFD	Δ [%]
JET2	12,5	14,3	14,4	56,4	65,8	16,7	114,6	122	6,5
JET3	17	20,8	22,4	82,4	102,8	24,8	115	123	7,0

Na rysunku 5.6 można porównać profile temperatury ścianki komory spalania uzyskane z badań eksperymentalnych oraz z symulacji numerycznych dla wtryskiwaczy JET2, JET3. Widać, że profile uzyskane za pomocą symulacji numerycznej wykazują stosunkowo dużą zgodność z tymi uzyskanymi z eksperymentu.



Rys. 5.6. Porównanie profili temperatury ścianki komory spalania uzyskanych z badań eksperymentalnych (a) oraz z symulacji numerycznej (b) dla wtryskiwaczy JET2, JET3

Bardzo ważnym aspektem analizy jakościowej jest potwierdzenie obrazu przebiegu procesu napełniania paliwem komory spalania oraz procesu przygotowania mieszaniny palnej. Na rysunku 5.7 przedstawiono fragment przebiegu ciśnienia w komorze spalania, dla którego przeprowadzono rozszerzoną analizę procesu napełniania i mieszania dla symulacji pracy badanej komory zasilanej przez wtryskiwacze JET2.

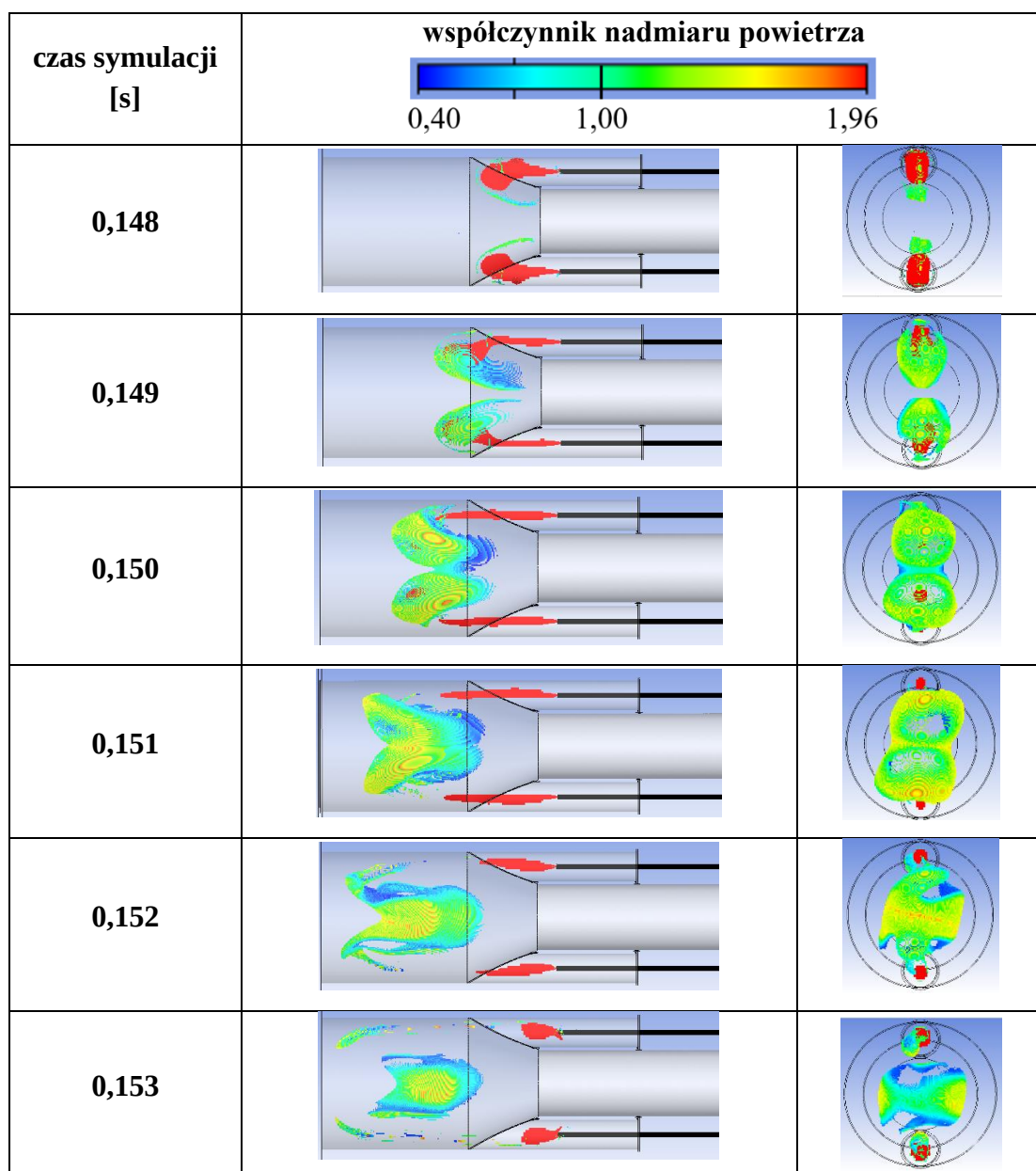


Rys. 5.7. Przebieg ciśnienia w komorze spalania dla analizowanego fragmentu pracy silnika z wtryskiwaczami JET2, przy $L = 125$ mm

Jak wspomniano na początku rozdziału analizowany w przestrzeni komory proces ma w dużej mierze charakter stochastyczny - co potwierdzają m. in. wyniki badań eksperymentalnych i numerycznych przedstawione na rysunkach 5.5 oraz 5.7. Zatem analizowanie wielkości stężeń oraz rozkładu charakterystycznych parametrów układu na płaszczyźnie może prowadzić do błędnych wniosków. Z akceptowalną „dozą” uproszczenia można przyjąć analizę wektorów prędkości rzutowanych na płaszczyznę. W celu poprawnego zobrazowania procesu napełniania komory spalania na rysunku 5.8 zaprezentowano widok na komorę w rzucie „z góry” oraz „z przodu”. Wewnątrz zaznaczone są elementy siatki obliczeniowej, w których stosunek masy paliwa do masy utleniacza i balastu mieści się w granicach palności. Zgodnie z [64] w warunkach normalnych współczynnik nadmiaru utleniacza z balastem (powietrza) na granicach palności gazu propan wynosi 0,4 – 1,96. Zakres ten zmienia się wraz ze zmianami temperatury substratów [9], [58], [64]. W przypadku zwiększenia granic palności pod wpływem zwiększonej temperatury efekt cieplny i ciśnieniowy reakcji jest znikomy [67]. W związku z tym, w prowadzonej w tym rozdziale analizie, postanowiono przyjąć, że zasadnicze strefy spalania powstają wyłącznie w miejscach, gdzie współczynnik nadmiaru powietrza (utleniacza z balastem) mieści się w granicach przytoczonych dla warunków normalnych. W celu pokazania drogi, którą pokonuje paliwo opuszczające wtryskiwacz, kolorem czerwonym zaznaczono objętości, w których stężenie paliwa jest powyżej granic palności. Brak ciągłości pomiędzy obszarami oznacza, że w tych komórkach stężenie propanu jest w granicach palności, jednak znajduje się w nich za mało tlenu, aby można było oznaczyć współczynnik nadmiaru powietrza w granicach palności.

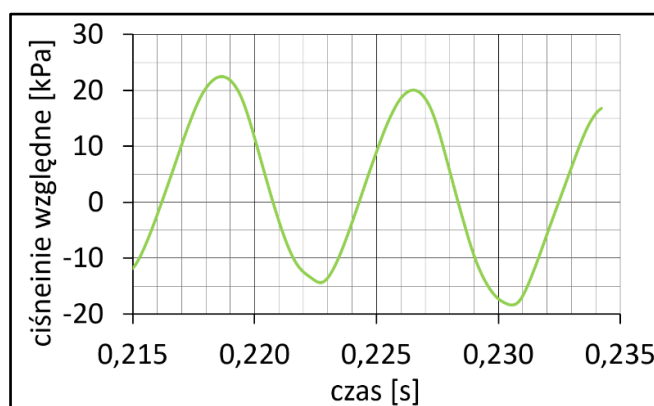
Analizując sekwencję napełniania komory przedstawioną na rysunku 5.8 można dojść do wniosku, iż proces ten jest zbliżony do opisu zawartego w rozdziale 4. Przewaga elementów siatki w kolorze żółtym i zielonym oznacza, iż mieszanina jest uboga. Początek gwałtownego spalania można zauważyć w czasie $t = 0,152$ s. Objawia się to zmniejszeniem rozmiaru strefy

zajmowanej przez mieszaninę palną. Główna strefa spalania znajduje się w okolicy osi podłużnej komory spalania i zaczyna się spalać od strony czoła komory spalania. Patrząc na komorę spalania od strony ścianki czołowej można zauważyć, iż strefa spalania w końcowej fazie etapu napełniania wykonuje ruch obrotowy wokół osi podłużnej komory. Przekłada się to na obraz nagrzewania ścianek komory spalania przedstawiony na rysunku 5.6.



Rys. 5.8. Przebieg procesu napełniania komory spalania zasilanej przez wtryskiwacz JET2 przy $L = 125$ mm uzyskany za pomocą symulacji CFD

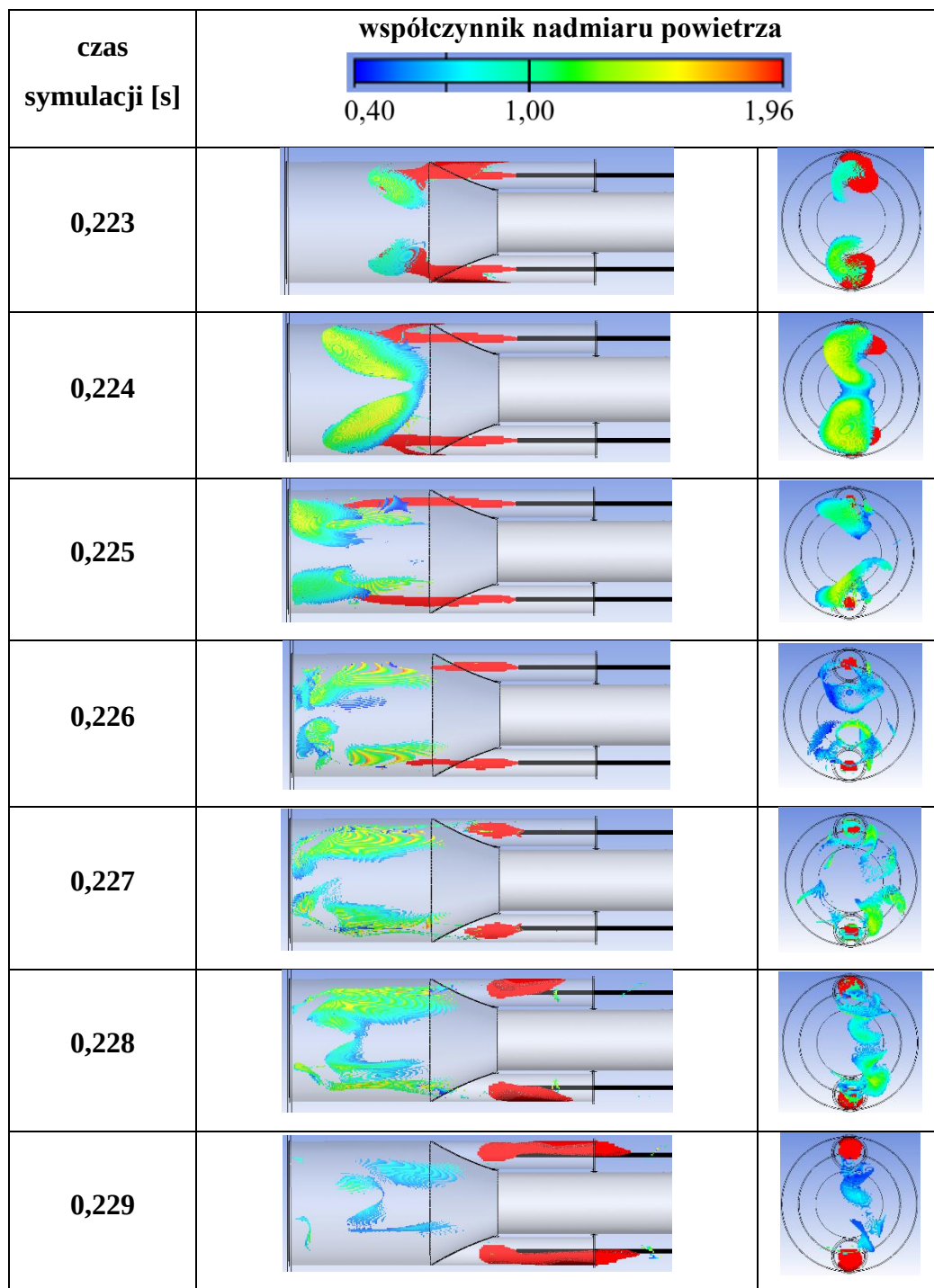
Dla przypadku symulacji silnika pracującego z wtryskiwaczem JET3 przebieg ciśnienia w komorze spalania dla analizowanego wycinka przedstawiono na rysunku 5.9.



Rys. 5.9. Przebieg ciśnienia w czasie w komorze spalania dla analizowanego fragmentu pracy silnika z wtryskiwaczami JET2, przy $L = 125$ mm

W rozważanej konfiguracji proces napełniania wygląda nieco inaczej niż dla podobnej fazy cyklu dla wtryskiwacza JET2 (Rys. 5.10). Podobnie jak to opisano w rozdziale 4 tworzą się dwie przenikające się strefy mieszaniny palnej. Rejon ten jest niesymetryczny względem płaszczyzny przechodzącej przez osie wtryskiwaczy (Rys. 5.10, $t = 0,224$ s). Z racji większej objętości niż w przypadku wtryskiwacza JET2 strefy te rozciągają się do ścianki czołowej komory spalania. Na podstawie koloru zaznaczonych komórek można stwierdzić, iż skład mieszaniny jest bardzo niejednorodny z przewagą rejonów bogatych w paliwo. Do przyśpieszenia reakcji utleniania paliwa dochodzi w chwili $t = 0,226$ s. Następnie paląca się mieszanina przemieszcza się w stronę przewodu wylotowego powodując intensywne nagrzewanie jego przekroju początkowego $t = <0,227 - 0,228>$ s.

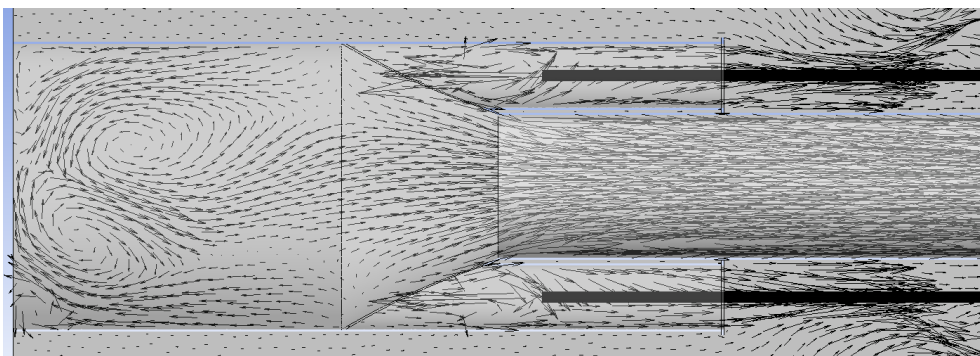
W chwilach $t = 0,228$ s oraz $t = 0,229$ s widać mieszaninę o składzie palnym w przewodach wlotowych oraz poza nimi. Oznacza to, że część paliwa spala się poza silnikiem. Część paliwa o stężeniu powyżej granic palności opuszcza przewody wlotowe mieszając się z powietrzem poza przekrojami silnika. Zjawiska te powodują znaczące obniżenie sprawności ogólnej badanej pulsacyjnej komory spalania. Nie zachodzą one dla przypadku zasilania przez wtryskiwacze JET2. Z tego względu możliwe było osiągnięcie większej wartości współczynnika sprawności wynoszącej 0,41 kPa/mg, w porównaniu z 0,3 kPa/mg uzyskanym dla wtryskiwacza JET3.



Rys. 5.10. Przebieg procesu napełniania komory spalania zasilanej przez wtryskiwacz JET3 przy $L = 125$ mm uzyskany za pomocą symulacji CFD

Wektory prędkości obrazujące przepływ wewnątrz komory wyglądają identycznie dla obu rozważanych wtryskiwaczy strumieniowych i pokrywają się z opisem przedstawionym w rozdziale 4. Warto w tym miejscu dodać, że dla omawianych przypadków podczas fazy wypływu nie dochodzi do zmiany charakteru przepływu wewnątrz komory spalania (Rys. 5.11). Wynika to z naturalnego kierunku przepływu czynnika roboczego przez komorę spalania. Napływający strumień ulega zawirowaniu w stronę osi podłużnej silnika.

Z tego powodu wypływ czynnika roboczego rozpoczyna się od osi podłużnej silnika w kierunku przewodów wylotowych oraz rury wylotowej.



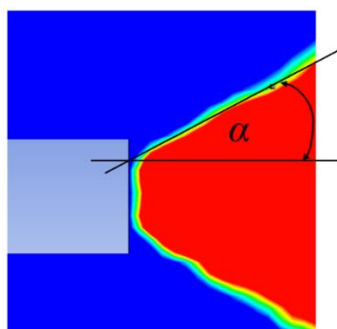
Rys. 5.11. Wektory prędkości rzutowane na płaszczyznę symetrii dla wtryskiwaczy JET3 umieszczonych na $L = 125 \text{ mm}$, w chwili $t = 0,229 \text{ s}$

Numeryczne symulacje procesów przebiegających w testowanej komorze pulsacyjnej dla wtryskiwaczy pełnego stożka o kącie rozpylenia 70° przeprowadzono dla ich ustawienia na $L = 260 \text{ mm}$. W tym przypadku podjęte próby zamodelowania kształtu rozpylonego paliwa z zastosowaniem warunku brzegowego „mass flow inlet” czy „velocity inlet” nie dały oczekiwanego rezultatu. Zamodelowanie warunku brzegowego wypływu paliwa z wtryskiwacza pełnego stożka było możliwe z wykorzystaniem gotowych modeli wtrysku w modelu fazy rozproszonej „Discrete Phase Model” (DPM). Służy on do symulowania przepływu drobnych cząstek rozproszonych w gazie, który traktowany jest jak faza ciągła. Cząstki mogą mieć średnice znacznie mniejsze niż oczko siatki. Zaletą tego modelu jest fakt, że podając kąt rozpylenia, masowe natężenie przepływu, średnicę wypływu oraz cząstek można rozpylić paliwo pod dowolnym kątem w postaci pełnego lub pustego stożka. Nie jest wymagana szczegółowa wiedza dotycząca dokładnych składowych prędkości czy konstrukcji wtryskiwacza. Wadą tego modelu jest to, że z takiego „wtryskiwacza” mogą wypływać jedynie cząsteczki pyłu lub cieczy.

W utworzonym na potrzeby badań numerycznych hipotetycznym pyłe, ziarna o średnicy $10 \mu\text{m}$ napływają do domeny podczas pierwszej iteracji każdego kroku czasowego. W tej samej iteracji pył, nie pochłaniając energii z otoczenia, w całości odparowuje do gazu propan i w kolejnych iteracjach rozwiązywane są równania tylko dla fazy gazowej. Podczas przejścia z fazy stałej do lotnej musi być spełniona zasada zachowania masy, więc masowe natężenie przepływu pyłu równe jest przepływowi propanu zadanemu podczas badań eksperymentalnych. Spełniona musi być również zasada zachowania pędu. Zatem elementy ciągłej fazy gazowej zachowują prędkości i kierunki cząstek pyłu, z którego powstały.

Wtrysk z wykorzystaniem funkcjonalności programu DPM był najpierw dopracowywany w osobnych symulacjach a następnie implementowany do pełnego modelu badanej pulsacyjnej

komory spalania. Ostateczny kształt paliwa napływającego do domeny obliczeniowej dla wtryskiwacza FC70-1 oraz FC70-2 pokazano na rysunku 5.12.

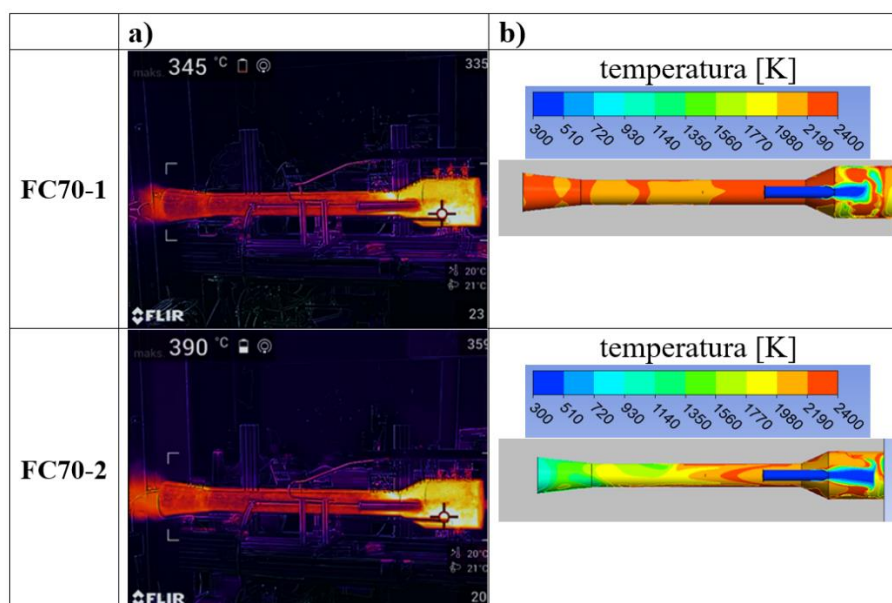


Rys. 5.12. Kształt zamodelowanego wypływu paliwa z wtryskiwaczy wirowych typu FC70

Ponieważ nie dysponowano dokładnymi parametrami wtryskiwaczy poprawność modelowania wtrysku paliwa weryfikowano analizując uzyskany kąt wierzchołkowy stożka rozpylonego paliwa. Dokonywano tego poprzez wyznaczenie tangensa połowy kąta rozpylenia paliwa (Rys. 5.12). W przypadku obu rozważanych wtryskiwaczy kąt ten wynosił w przybliżeniu $\alpha = 36^\circ$. Dodatkową weryfikację stanowiły otrzymane wyniki symulacji pracy badanej komory spalania. Mimo poczynionych przybliżeń, są one podobnie przewymiarowane jak wyniki otrzymane dla wtryskiwaczy strumieniowych (Tab. 5.3). Profile nagrzewania ścianek również wyglądają podobnie do tych uzyskanych podczas badań eksperymentalnych (Rys. 5.13). Można zatem przyjąć, że parametry wtrysku paliwa są dobrane poprawnie.

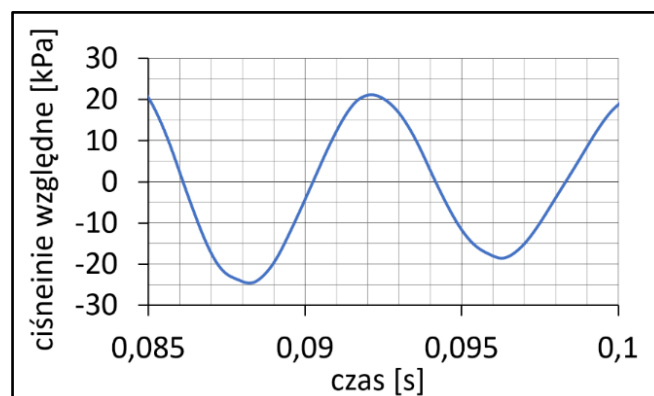
Tab. 5.3. Porównanie wyników symulacji z eksperymentem dla wtryskiwaczy wirowych typu FC70 umieszczonych na $L = 260 \text{ mm}$

rodzaj wtrysk.	amplituda ciśnienia [kPa]			amplituda ciągu [N]			częstotliwość [Hz]		
	eksperyment	CFD	Δ [%]	eksperyment	CFD	Δ [%]	eksperyment	CFD	Δ [%]
FC70-1	16,9	21,2	25,3	159,3	199,8	25,5	102,1	107	4,8
FC70-2	33,9	40,1	18,2	228,0	280,2	22,9	105,4	114	8,2



Rys. 5.13. Porównanie profili temperatury ścianki komory spalania uzyskanych z badań eksperymentalnych (a) oraz z symulacji numerycznej (b) dla wtryskiwaczy typu FC70

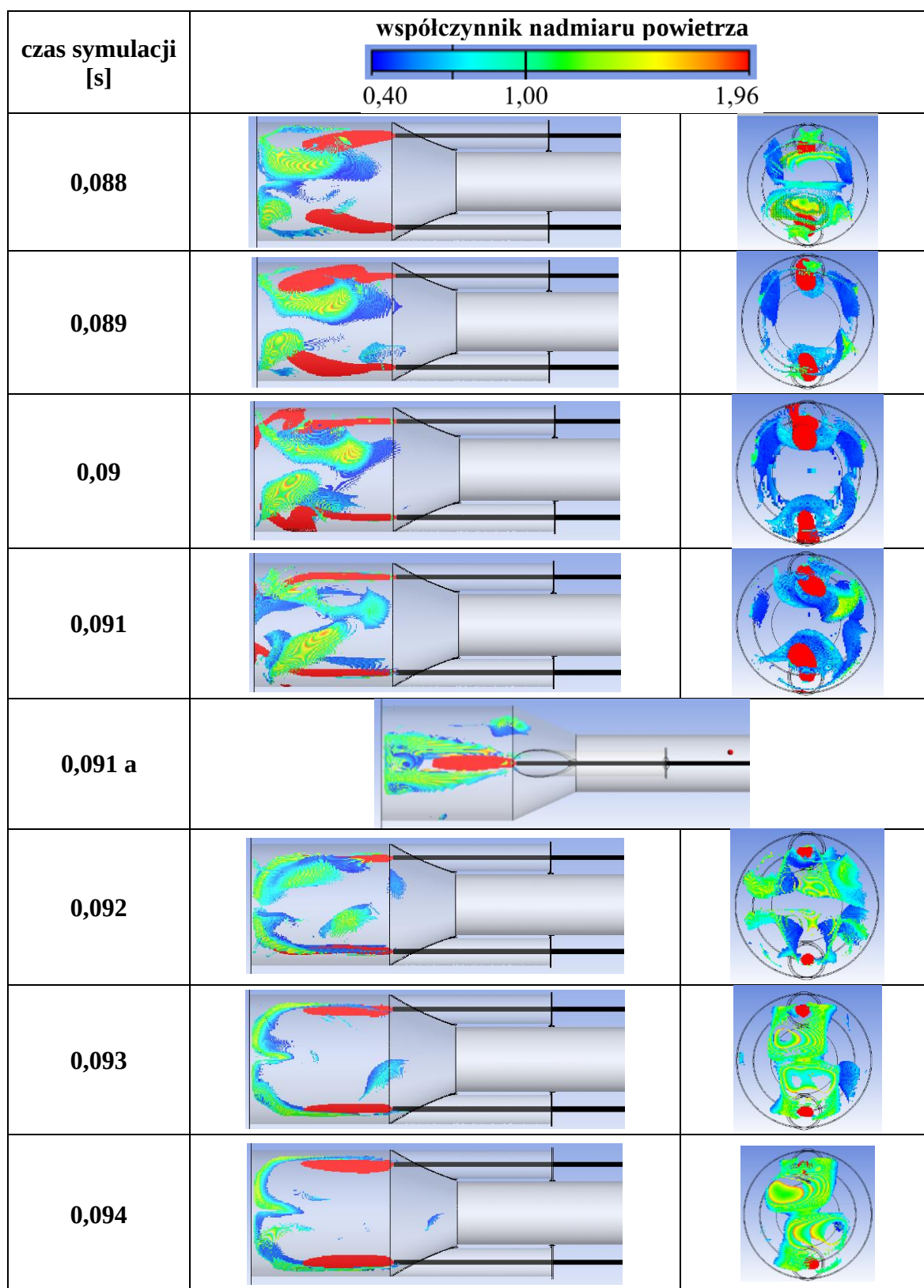
Fragment przebiegu ciśnienia w komorze spalania, dla którego przeprowadzono analizę procesu napełniania dla symulacji pracy badanej komory zasilanej przez wtryskiwacze FC70 – 1 umieszczone na głębokości $L = 260$ mm przedstawiono na rysunku 5.14.



Rys. 5.14. Przebieg ciśnienia w czasie w komorze spalania dla analizowanego fragmentu pracy silnika z wtryskiwaczami FC70-1, przy $L = 260$ mm

Na rysunku 5.15 przedstawiono sekwencję obrazów ilustrującą proces napełniania i przygotowania mieszaniny palnej w przypadku symulacji pracy testowanej komory zasilanej przez parę wtryskiwaczy typu FC70-1. Widać na nich, że nawet w momencie, gdy w komorze panuje maksymalne podciśnienie ($t = 0,088$ s), wewnątrz komory spalania znajdują się pewne ilości mieszaniny palnej. Podczas narastania ciśnienia mieszanina ta rozmieszcza się obwodowo w okolicach ścianki bocznej. Porównując widok „z przodu” z widokiem komory „z góry” można zauważyć, że ładunek jest silnie uwarstwiony. Warstwa zewnętrzna przemieszczająca się w okolicy ścianki bocznej oraz czołowej ma skład zdecydowanie powyżej

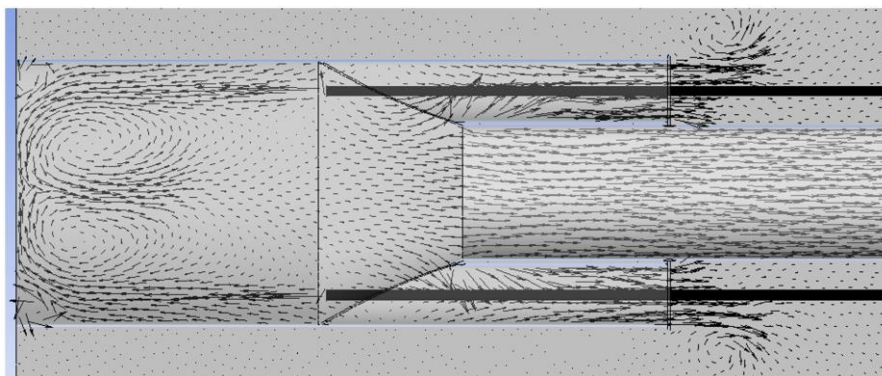
stechiometrycznego, podczas gdy warstwa wewnętrzna – zdecydowanie poniżej. Patrząc na widok „z boku” ($t = 0,091$ s a) widać, że rozpylane paliwo ma kształt „pełnego stożka”.



Rys. 5.15. Przebieg procesu napełniania komory spalania zasilanej przez wtryskiwacze FC70-1 przy $L = 260$ mm uzyskany za pomocą symulacji CFD

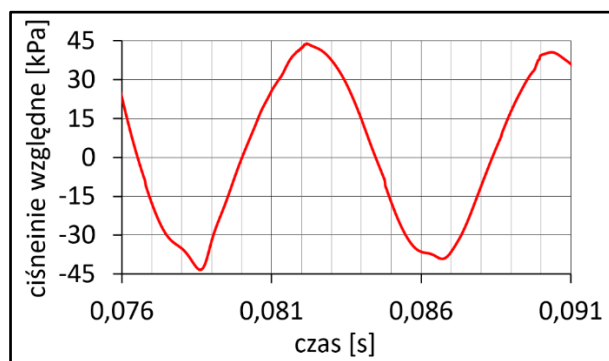
Na rysunku 5.15 przyspieszenie reakcji spalania można zauważyć od $t = 0,091$ s, chociaż nie jest ono tak wyraźne, jak w przypadku wtryskiwaczy strumieniowych. Mieszanina zaczyna się spalać od strony bogatej w paliwo w kierunku warstwy ubogiej w stronę ścianki czołowej. Jednak nie spala się całkowicie i część mieszanki pozostaje w komorze na następny cykl pracy ($t = 0,094$ s).

Warto zaznaczyć, że w omawianej konfiguracji główny strumień paliwa nie zmienia swojego kierunku podczas fazy wypływu. Z tego względu mieszanina palna obecna jest w komorze spalania przez cały cykl pracy. Ulega tylko cyklicznemu wzbogaceniu lub zubożeniu. Brak odwrócenia kierunku przepływu głównej strugi paliwa wynika z faktu, że czoło wtryskiwacza w położeniu $L = 260$ mm znajduje się poza obszarem przepływu wstecznego tak, że wypływające paliwo wzmacnia recyrkulację w wirach głównych (Rys. 5.16).



Rys. 5.16. Wektory prędkości rzutowane na płaszczyznę symetrii dla wtryskiwaczy FC70-1 umieszczonych na $L = 260$ mm, w chwili $t = 0,094$ s

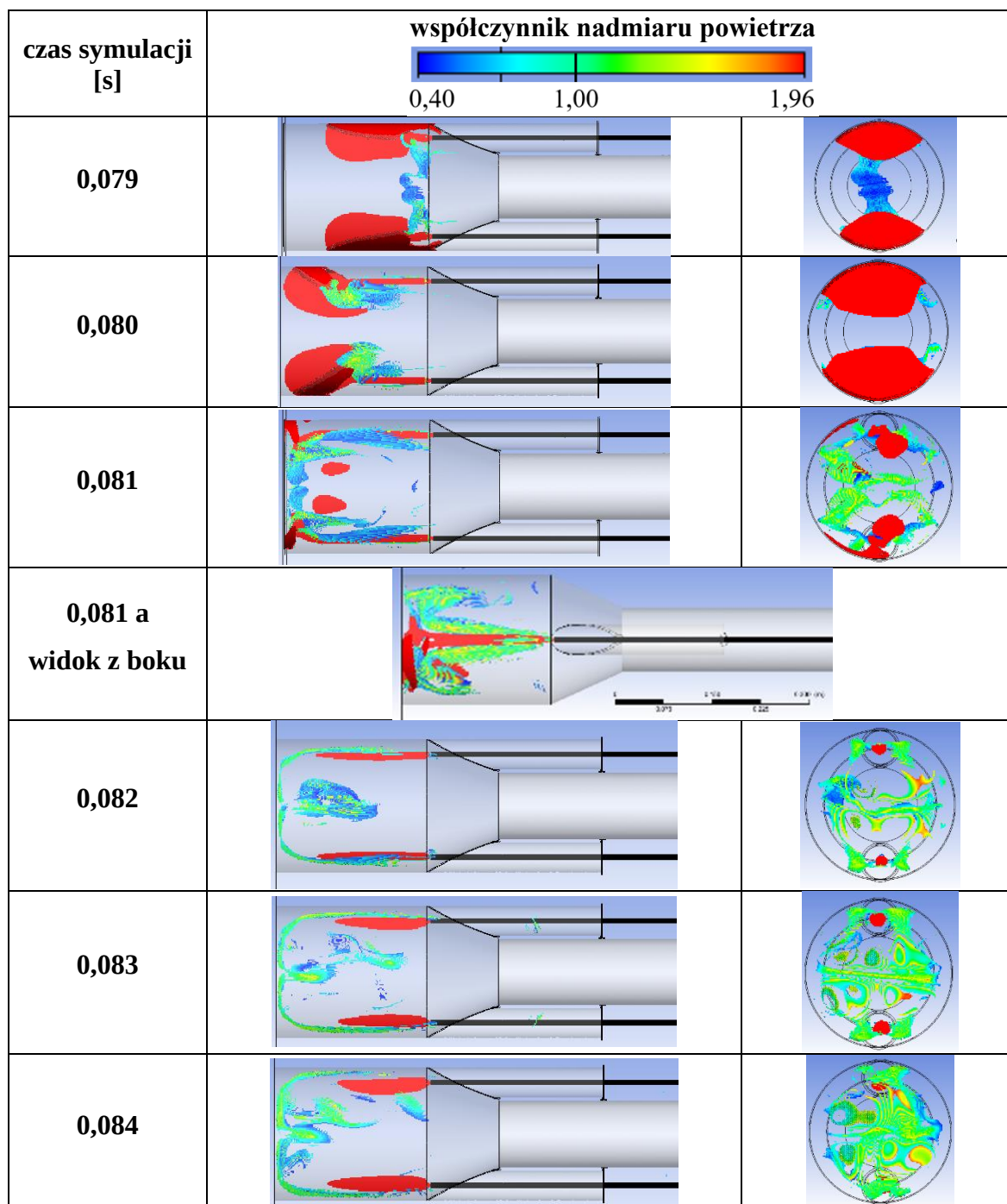
Przebieg ciśnienia w komorze spalania dla analizowanego wycinka czasu pracy w przypadku symulacji z zasilaniem wtryskiwaczami FC70-2 przedstawiono na rysunku 5.17.



Rys. 5.17. Przebieg ciśnienia w komorze spalania dla analizowanego fragmentu pracy silnika z wtryskiwaczami FC70-2, przy $L = 260$ mm

W przypadku zastosowania wtryskiwacza FC70-2 umieszczonego na $L = 260$ mm, uzyskano prawie dwukrotnie większe amplitudy ciśnienia w komorze spalania w porównaniu do wtryskiwacza FC70-1 umieszczonego na tej samej głębokości. Zmiana parametrów strugi

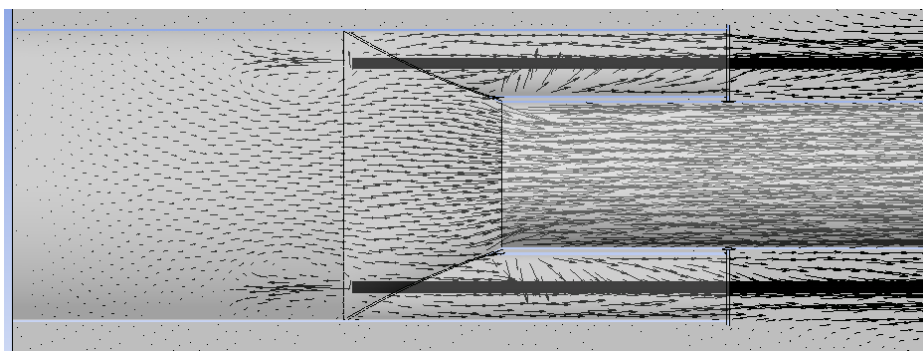
generowanej przez wtryskiwacz FC70-2 skutkuje zmianą wielkości i intensywności wirów w strefie mieszania się paliwa z powietrzem. Przebieg procesu napełniania komory spalania zasilanej przez wtryskiwacze FC70-2 przy $L = 260$ mm uzyskany za pomocą symulacji CFD przedstawiono na rysunku 5.18. Zgodnie z przewidywaniami opisanymi w rozdziale 4 strumień paliwa dociera do ścianki czołowej komory spalania i dopiero po odbiciu następuje intensywne mieszanie paliwa z utleniaczem dla $t = 0,081$ s (widok z boku).



Rys. 5.18. Przebieg procesu napełniania komory spalania zasilanej przez wtryskiwacze FC70 – 2 przy $L = 260$ mm uzyskany za pomocą symulacji CFD

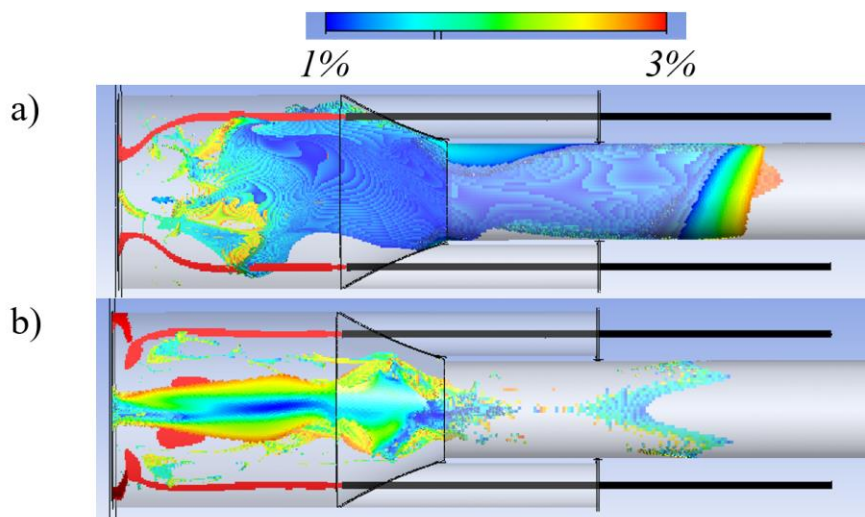
Analizując rysunek (Rys. 5.18) można zauważyć, iż powstała mieszanina palna jest uwarstwiona o zróżnicowanym lokalnym składzie, z przewagą rejonów bogatych w paliwo. Spala się od około $t = 0,082$ s w pewnej odległości od ścianki czołowej komory. Podobnie, jak w przypadku wtryskiwacza FC70-1, w ostatniej kolejności spala się ubogi w paliwo obszar mieszaniny palnej przy ścianie czołowej komory spalania.

Przedstawione na rysunku 5.19 rzutowanie wektorów na płaszczyznę pokazuje, iż w ostatnim etapie wypływu nie istnieje w komorze spalania naturalny przepływ tworzący główne struktury wirowe. Mimo to wektory prędkości wypływającego paliwa ciągle są skierowane w stronę ścianki czołowej.



Rys. 5.19. Wektory prędkości rzutowane na płaszczyznę symetrii dla wtryskiwacza FC70-2 umieszczonych na $L = 260$ mm, w chwili $t = 0,077$ s

Z przedstawionej analizy symulacji dla wtryskiwaczy typu FC70-1 oraz FC70-2 wynika, iż mieszanina palna zasadniczo nie wydostaje się poza przekroje komory spalania. Mimo to podczas pracy z tymi wtryskiwaczami nie osiągnięto maksymalnych wartości współczynnika sprawności. Wynosił on $0,26$ kPa/mg dla wtryskiwacza FC70-1 oraz $0,44$ kPa/mg dla wtryskiwacza FC70-2. Ta stosunkowo duża różnica w sprawności procesów wewnątrz komory może wynikać również z faktu (obok różnicy w intensywności mieszania), iż podczas pracy z wtryskiwaczami FC70-1 pewna ilość paliwa opuszczała komorę spalania przez przewód wylotowy. Widoczne jest to podczas analizy miejsc w badanym silniku, gdzie stężenie paliwa ma wartości poniżej dolnej granicy palności (Rys. 5.20).



Rys. 5.20. Widok ma miejsca w komorze spalania gdzie stężenie propanu jest poniżej dolnej granicy palności. a) wtryskiwacz FC70-1, $t = 0,91$ s, b) wtryskiwacz FC70-2 $t = 0,81$ s

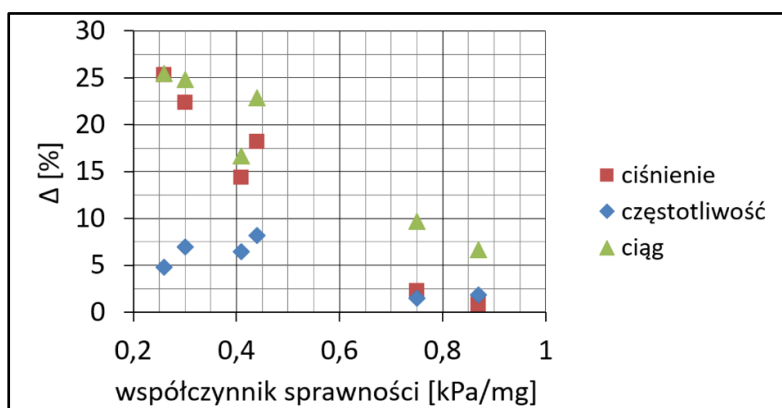
Ostatni etap symulacji numerycznych obejmował modelowanie pracy komory pulsacyjnej zasilanej przez parę wtryskiwaczy FC120-1 ustawionych pod kątem 90° , skierowanych w stronę osi podłużnej silnika. Symulacje przeprowadzono dla ustawienia wtryskiwaczy w położeniu 9 ($L = 255$ mm), dla przepływu paliwa 1 g/s oraz 1,2 g/s. Wybór uzasadniony jest tym, że w przypadku wydatku 1 g/s osiągnięto maksymalny współczynnik sprawności spośród wszystkich przebadanych konfiguracji wynoszący 0,87 kPa/mg. Z kolei stosunkowo niewielkie zwiększenie wydatku do 1,2 g/s skutkuje spadkiem współczynnika sprawności do wartości 0,75 kPa/mg.

Warunek brzegowy napływu paliwa został zamodelowany w ten sam sposób jak w przypadku wtryskiwaczy FC70.

Na podstawie przedstawionego w tabeli 5.4 zestawienia można stwierdzić, że w tym przypadku rozbieżności między symulacją a eksperymentem są najmniejsze. Może to wynikać z faktu, że w omawianych konfiguracjach współczynniki sprawności mają największe wartości. Oznacza to, że rzeczywiste procesy wewnątrz komory są najbardziej zbliżone do idealnych, a straty najmniejsze. Zestawiając procentowe odchyłki wyników symulacji od wyniku eksperymentu można potwierdzić, iż maleją one ze wzrostem współczynnika sprawności niezależnie od typu wtryskiwacza (Rys. 5.21).

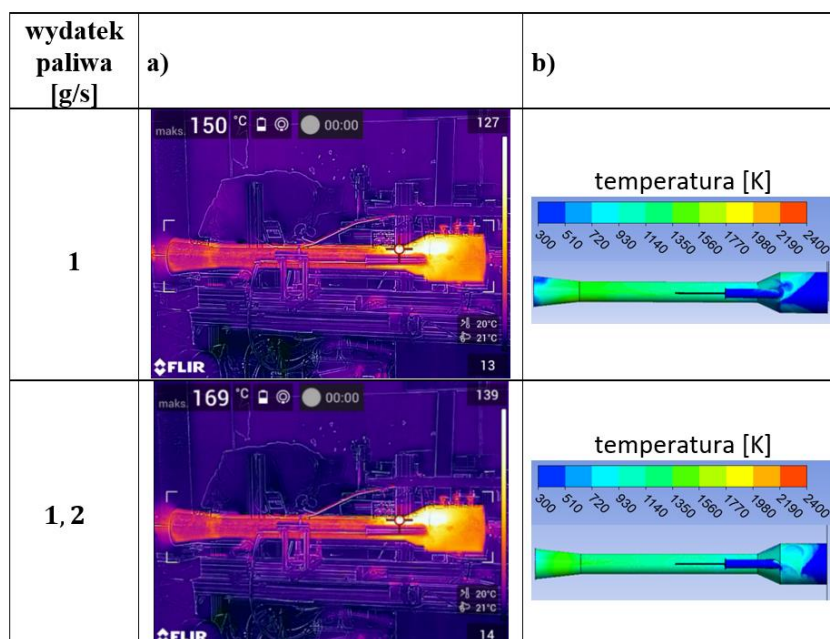
Tab. 5.4. Porównanie wyników symulacji z eksperymentem dla wtryskiwaczy wirowych typu FC120-1 umieszczonych na $L = 255 \text{ mm}$

Przepływ [g/s].	amplituda ciśnienia [kPa]			amplituda ciągu [N]			częstotliwość [Hz]		
	eksperyment	CFD	Δ [%]	eksperyment	CFD	Δ [%]	eksperyment	CFD	Δ [%]
1	8,8	8,9	0,8	155,4	165,8	6,7	98,6	96,8	1,8
1,2	8,9	9,1	2,2	114,5	125,6	9,7	101,5	110	1,5



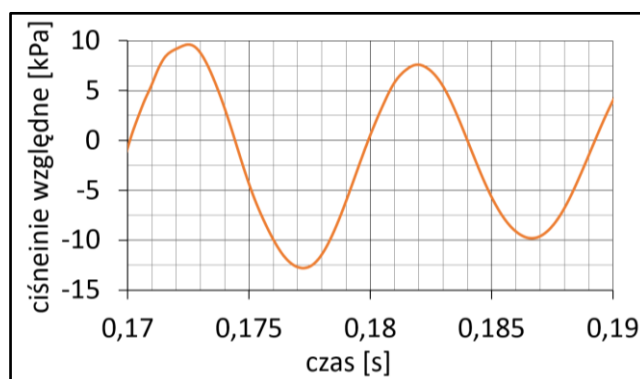
Rys. 5.21. Procentowe odchyłki wyników symulacji od wyniku eksperymentu Δ w zależności od współczynnika sprawności

Dodatkowym potwierdzeniem poprawności przeprowadzonej symulacji może być przedstawiony rysunku 5.22 profil nagrzewania ścianek, który jest zbliżony do profilu zarejestrowanego kamerą termowizyjną.



Rys. 5.22. Porównanie profili temperatury ścianki komory spalania uzyskanych z badań eksperymentalnych (a) oraz z symulacji CFD (b) dla wtryskiwaczy typu FC120

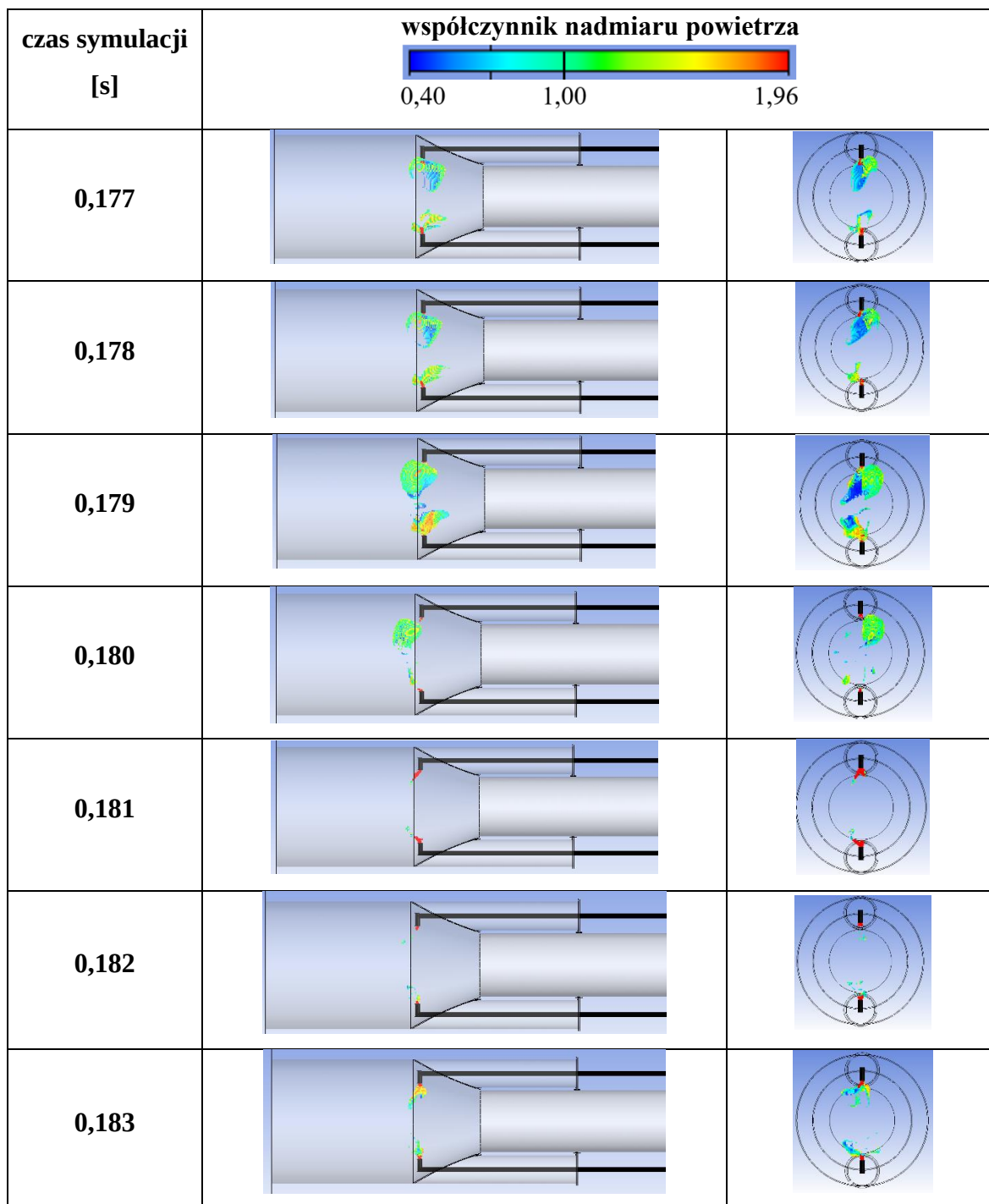
Na rysunku 5.23 przedstawiono przebieg ciśnienia w pulsacyjnej komorze spalania zasilanej za pomocą wtryskiwaczy FC120-1 wydatkiem paliwa 1 g/s, uzyskany z symulacji numerycznej.



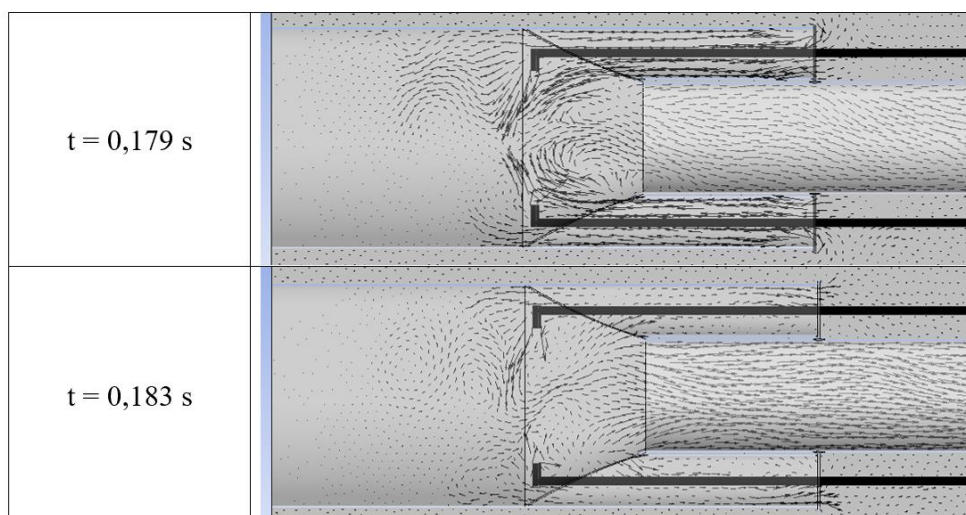
Rys. 5.23. Przebieg ciśnienia w czasie w pulsacyjnej komorze spalania dla analizowanego fragmentu pracy silnika z wtryskiwaczami FC120 dla wydatku 1 g/s

Z przedstawionych na rysunku 5.24 wyników symulacji numerycznej przebiegu procesu napełniania mieszaniną palną pulsacyjnej komory spalania wynika, że w rozważanej konfiguracji strefa spalania tworzy się w obszarze między wtryskiwaczami, tak jak to było obserwowane podczas badań eksperymentalnych. Ma ona zróżnicowany skład z przewagą obszarów ubogich w paliwo. Intensyfikacja procesu spalania następuje pomiędzy $t = 0,178$ s, a $t = 0,181$ s. Widać też, że w chwili $t = 0,182$ s w komorze istnieją już tylko śladowe ilości mieszaniny palnej i proces napełniania zaczyna się ponownie.

Wektory prędkości pokazane na rysunku 5.25 obrazują kierunki przepływu mieszaniny dla dwóch chwil czasowych $t = 0,179$ s i $t = 0,183$. Widać, że dla prezentowanej konfiguracji wtryskiwaczy intensywny proces mieszania czynnika odbywa się przez cały czas. Jednakże jego charakter ulega zmianie. Dla $t = 0,179$ s, podczas intensyfikacji procesu spalania, dominującą rolę w procesie mieszania odgrywa powietrze napływające do wnętrza bezpośrednio w kierunku osi, natomiast dla $t = 0,183$ s większą rolę zaczyna odgrywać powietrze dostarczane do komory od strony ścianek bocznych komory. Wypływające spaliny niejako pociągają za sobą również powietrze, które napływając miesza się z rozpylonym paliwem. Powoduje to powstanie mieszaniny o składzie palnym (Rys. 5.24, $t = 0,183$ s) już w pierwszej fazie wypływu.

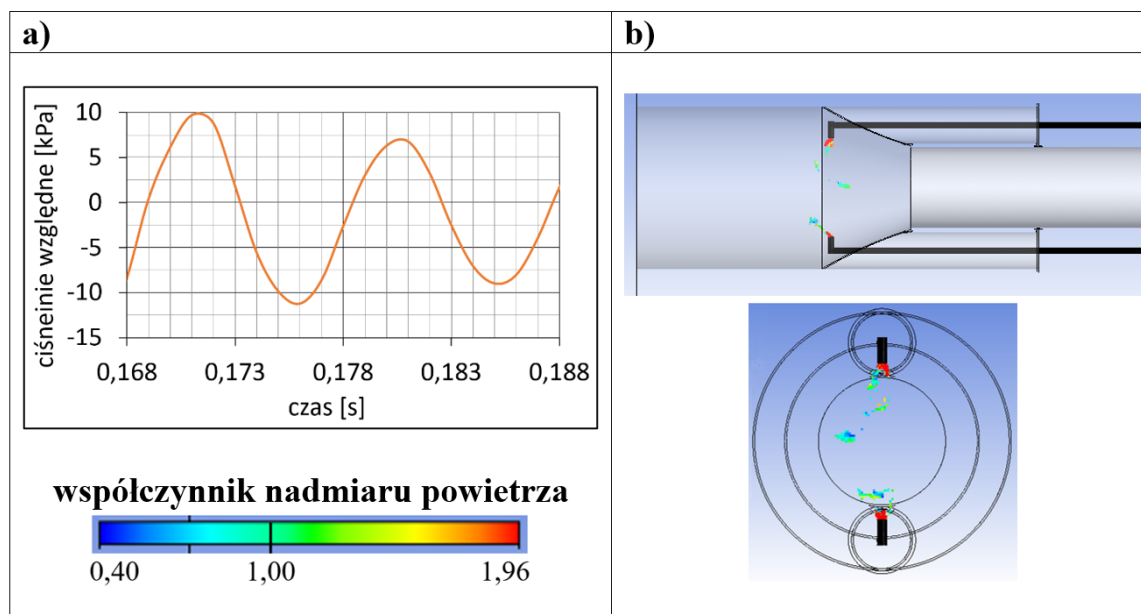


Rys. 5.24. Przebieg procesu napełniania komory spalania zasilanej przez wtryskiwacze FC120 skierowane do osi podłużnej silnika, przy $L = 255$ mm uzyskany z symulacji CFD



Rys. 5.25. Wektory prędkości rzutowane na płaszczyznę symetrii dla wtryskiwaczy FC120-1 umieszczonych na $L = 255 \text{ mm}$ skierowane do osi podłużnej silnika, w różnych chwilach cyklu roboczego silnika

W przypadku zwiększenia przepływu paliwa przez wtryskiwacz FC120–1 do $1,2 \text{ g/s}$ procesy zachodzące wewnątrz komory spalania wyglądają niemalże identycznie. Różnica dostrzegalna jest w końcowej fazie spalania. Na przedstawionych na rysunku 5.26 obrazach widać, że paliwo wypływające z wtryskiwacza nie spala się w całości w głównej strefie spalania. Przekłada się to bezpośrednio na niższą sprawność procesu wewnątrz komory. Dla rozważanych przypadków symulacji pracy silnika z wtryskiwaczami FC120–1 nie zaobserwowano wypływu niespalonego paliwa przez układ wlotowy i wylotowy.



Rys. 5.26. Fragment przebiegu ciśnienia (a) oraz widok kształtu mieszaniny palnej w komorze (b) zasilanej wydatkiem $1,2 \text{ g/s}$ przez wtryskiwacz FC120-1 umieszczony na $L = 255 \text{ mm}$, w $t = 0,18 \text{ s}$

Przedstawione w tym rozdziale wyniki symulacji numerycznych z wykorzystaniem technik CFD należy traktować jedynie jako pewne przybliżenie rzeczywistych procesów zachodzących w silniku. Ze względu na znaczne zapotrzebowanie na moc obliczeniową nie było możliwe przeprowadzenie dokładniejszego modelowania na tym etapie prac. Mimo zastosowanych w modelu obliczeniowym uproszczeń udało się w sposób poprawny symulować pracę badanej komory spalania. Uzyskane dla niektórych konfiguracji rozbieżności podstawowych parametrów pracy w porównaniu z wynikami eksperymentu mogą wydawać się stosunkowo duże. Jednak fakt, iż maleją one wraz ze wzrostem współczynnika sprawności niezależnie od rodzaju wtryskiwacza oznacza, że wszystkie symulacje obrazują pracę komory spalania z podobną dokładnością. W tym kontekście zwiększenie dokładności obliczeń nie powinno zmienić ogólnego obrazu przepływu oraz przygotowania mieszaniny palnej. Zwłaszcza, że powstałe przewymiarowania wynikają przede wszystkim z faktu pominięcia strat ciepła przez ścianki komory oraz założenia jednostopniowej reakcji spalania. Można zatem wnioskować, iż przedstawiona analiza symulacji numerycznych oddaje rzeczywisty obraz procesów napełniania i przygotowania mieszaniny na akceptowalnym poziomie niepewności.

6 Dyskusja wyników

Celem tego rozdziału jest podsumowanie przeprowadzonych badań doświadczalnych i numerycznych oraz uzasadnienie tezy postawionej w rozdziale 3. Analizując wykonane badania stwierdzono, że do pełniejszej interpretacji uzyskanych wyników, zwłaszcza w kontekście sprawności procesu spalania wewnątrz badanej komory, warto uzupełnić badania o pomiar składu spalin.

6.1 Pomiar składu spalin

Wnioskowanie o sprawności procesu spalania wewnątrz komory jest możliwe na podstawie znajomości zawartości CO oraz O₂ w spalinach. Pomiarów ilości tych składników gazów wylotowych dokonano prostym elektronicznym urządzeniem, które może wyznaczać:

- Zawartość CO w zakresie (0 – 4000) ppm z rozdzielczością 1 ppm oraz błędem granicznym nie przekraczającym 5% mierzonej wartości.
- Zawartość O₂ w zakresie (0 – 21)% objętości z rozdzielczością 0,1% i błędem granicznym nie przekraczającym 0,2% mierzonej wartości.

W czasie tej serii badań nie mierzono udziału związków azotu w spalinach. Wynika to z faktu, iż z racji bardzo krótkiego czasu spalania i stosunkowo niskiej temperatury spalin, udział związków azotu w gazach wylotowych nie powinien być wysoki (por. rozdz. 2). Ponadto informacja o zawartości związków azotu nie jest istotną wielkością w kontekście sprawności procesu spalania.

Podczas omawianych testów czas pracy silnika wynosił średnio około 50 s. Konieczność tak długiego uruchomienia wynikała z czasu potrzebnego do ustabilizowania się wskazań analizatora. Procedura wyznaczania wartości średnich oraz niepewności pomiaru nie uległa zmianie w porównaniu z opisem zawartym w rozdziale 2.

Sonda analizatora spalin została przymocowana do ścianki przewodu wylotowego i wsparta o dodatkową podporę umożliwiającą jej swobodne przemieszczanie podczas zmiany wymiarów silnika pod wpływem temperatury (Rys. 6.1). Sondę umieszczono w tym samym przekroju przewodu wylotowego, w którym była ulokowana termopara mierząca średnią temperaturę gazów wylotowych.



Rys. 6.1. Szczegóły mocowania sondy poboru spalin

Zważywszy na uzyskane wysokie wartości współczynnika sprawności spalania oraz dużą wrażliwość jakości procesu spalania od lokalizacji wtryskiwacza, skład spalin postanowiono zmierzyć dla wtryskiwacza FC120-1, dla wybranych konfiguracji:

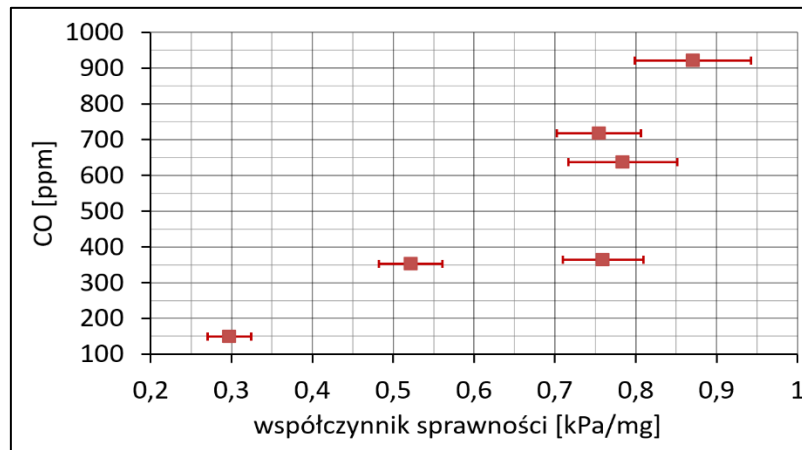
- a) pod kątem 90° do osi podłużnej silnika:
 - $L = 255 \text{ mm}$,
 - $\dot{m}_{pal} = 1 \text{ g/s}$ – ze względu na najwyższą wartość współczynnika sprawności
 - $\dot{m}_{pal} = 1,2 \text{ g/s}$ – w celu doprecyzowania przyczyny spadku sprawności
 - $L = 280 \text{ mm}$,
 - $\dot{m}_{pal} = 1,2 \text{ g/s}$ – w celu sprawdzenia przyczyny wzrostu sprawności w porównaniu z $L = 255 \text{ mm}$, $\dot{m}_{pal} = 1,2 \text{ g/s}$
 - $\dot{m}_{pal} = 1,5 \text{ g/s}$ – punkt, w którym amplitudy ciśnienia w komorze spalania gwałtownie wzrosły w porównaniu z $\dot{m}_{pal} = 1,2 \text{ g/s}$, jednak współczynnik sprawności zmalał
- b) pod kątem 90° skierowanego na ściankę, $L = 255 \text{ mm}$, $\dot{m}_{pal} = 1,95 \text{ g/s}$ – w celu sprawdzenia różnic w składzie spalin w porównaniu z ustawieniem do środka

Wykonano również pomiar składu spalin z wtryskiwaczami JET3, ustawionymi na $L = 125 \text{ mm}$, dla których przebieg procesu mieszania i spalania różnił się zasadniczo od procesu z wtryskiwaczami FC120-1.

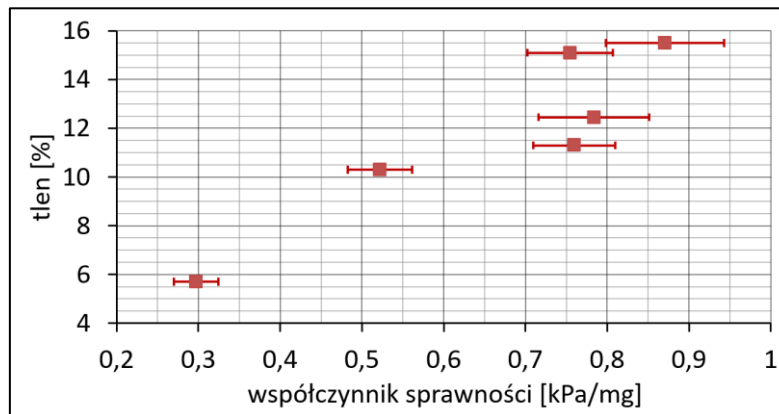
Wyniki analizy średniej zawartości CO oraz O_2 wraz z dodatkowymi wielkościami przedstawiono w tabeli 6.1. Warto zauważyć, że zawartość tlenu węgla rośnie wraz ze wzrostem współczynnika sprawności (Rys. 6.2) - rośnie również zawartość tlenu (Rys.6.3).

Tab. 6.1. Zestawienie wyników analizy składu spalin

Rodzaj wtryskiwaczy	L [mm]	Ustawienie	$\dot{m}_{pal}$ [g/s]	EGT [°C]	A_{PKS} [kPa]	η [kPa/mg]	Udział CO w spalinach [ppm]	Udział O ₂ w spalinach [%]
FC120-1	255	Na ściankę	1,95	900	9,5	0,522	352	10,3
FC120-1	280	Do osi	1,5	796	11,1	0,760	364	11,3
FC120-1	280	Do osi	1,2	697	9,4	0,784	637	12,45
FC120-1	255	Do osi	1	653	8,8	0,871	921	15,5
FC120-1	255	Do osi	1,2	715	8,9	0,754	718	15,1
JET3	125	Na wprost	6,6	1200	17,1	0,297	149	5,7



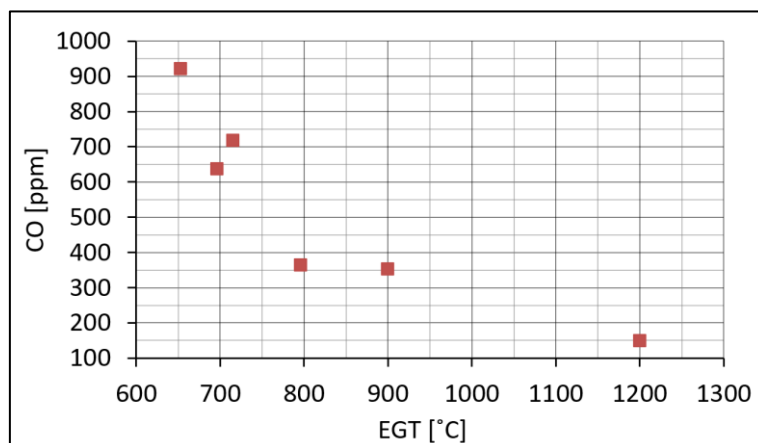
Rys. 6.2. Zależność zawartości CO w spalinach od współczynnika sprawności zgodnie z Tab.6.1



Rys.6.3. Zależność zawartości tlenu w spalinach od współczynnika sprawności zgodnie z Tab.6.1

Tlenek węgla powstaje jako produkt niezupełnego spalania. Przyczynia się to do znacznego obniżenia efektu cieplnego reakcji. Zatem jego zawartość w spalinach powinna maleć wraz ze wzrostem temperatury spalin [64]. W przypadku przeprowadzonych badań zostało

to potwierdzone wynikami przedstawionymi na rysunku 6.4. Można zatem twierdzić, że uzyskane wyniki pomiarów są poprawne.



Rys. 6.4. Zależność zawartości CO w spalinach od ich temperatury

Wysoką zawartość CO w spalinach dla przypadków spalania, gdzie osiągnięto wysoką wartość współczynnika sprawności, można wytłumaczyć w następujący sposób. Spalanie przy ustawieniu wtryskiwaczy w kierunku do osi silnika można traktować jako lokalne zjawisko. Świadczą o tym zarówno profile temperatury zarejestrowane przez kamerę termowizyjną, jak również wyniki symulacji numerycznych. W tej konfiguracji dynamiczny i stosunkowo niewielkich rozmiarów (względem całego silnika) wybuch cieplny podnosi ciśnienie w całej komorze spalania. Jednocześnie temperatura rośnie tylko w bezpośrednim sąsiedztwie strefy wybuchu. Zatem gorąca strefa reakcji styka się bezpośrednio z zimną strefą, w której reakcja nie może zachodzić ze względu na brak paliwa. W sytuacji takiej, może dochodzić do zjawiska „zamrożenia” tlenku węgla w spalinach ze względu na szybkie ich wychłodzenie [64]. Zjawisko to jest możliwe, ponieważ tlenek węgla powstaje w wyniku bardzo szybkich procesów spalania paliwa zawierającego węgiel [9]. Dopiero w dalszej kolejności reaguje on z rodnikami hydroksylowymi (OH) tworząc dwutlenek węgla. Druga wspomniana reakcja zachodzi zdecydowanie wolniej, a poziom rodników OH maleje gwałtownie wraz ze spadkiem temperatury.

W przypadkach, gdzie zarejestrowano niską zawartość CO w spalinach i temperatura była zdecydowanie wyższa, może dochodzić do utleniania CO do CO₂ również poza główną strefą reakcji. Przekłada się to na jednoczesny spadek ilości tlenu. W zależności od publikacji, tlenek węgla zaczyna reagować z tlenem powyżej temperatury 700°C [16], lub 1000°C [64]. Na podstawie przeprowadzonych badań, można stwierdzić, że do utleniania CO do CO₂ zachodzi w każdym z przebadanych przypadków, ponieważ spadek zawartości tlenku węgla zawsze powiązany jest ze spadkiem ilości tlenu. Pomiar temperatury spalin jest realizowany

w miejscu oddalonym od komory spalania i przed tym miejscem wartości temperatury są wyższe. Stąd możliwość utleniania CO do CO₂. Powstawanie znacznych ilości CO powoduje obniżenie efektu cieplnego reakcji o około połowę [66]. Zjawisko to ma znaczenie w konfiguracjach, gdzie wtryskiwacze skierowane są w stronę osi podłużnej silnika i pracują z małymi wydatkami paliwa. W przypadku większych wydatków dochodzi do dodatkowego utleniania CO do CO₂ poza przekrojami komory spalania. Poprawia to wskaźnik czystości spalin, jednak nie wpływa na podniesienie sprawności procesu wewnątrz komory spalania.

Drugim zjawiskiem wpływającym na obniżenie sprawności oraz jednocześnie spadek ilości tlenu węgla w spalinach jest fakt, iż w wielu konfiguracjach w reakcji spalania bierze udział tylko część paliwa dostarczona do komory spalania. W przypadku wtryskiwacza FC120-1 zwiększenie wydatku z 1 g/s do 1,2 g/s przełożyło się na niespalenie całej dawki podczas jednego cyklu pracy komory. Na rysunku 4.78 widać, że generalnie współczynnik sprawności maleje wraz ze wzrostem dawki, a następnie ma w przybliżeniu stałe wartości. Może to oznaczać, że podczas jednego cyklu w komorze, dla danej konfiguracji wtrysku paliwa, może spalać się optymalnie tylko określona ilość paliwa. Dalsze zwiększanie dawki będzie oznaczało coraz większy stopień spalania niecałkowitego. Potwierdzają to też badania składu spalin (tab. 6.1). Spadek ilości O₂ i CO w spalinach wraz ze wzrostem dawki (choć spadek ilości O₂ jest relatywnie mniejszy niż CO), świadczy o tym, że zwiększenie ilości paliwa w strefie reakcji skutkuje „bardziej zupełnym” spalaniem (wyższa temperatura reakcji), jednakże część paliwa nie miesza się dobrze z powietrzem i tworzy lokalnie mieszaninę zbyt bogatą w paliwo, która pozostaje poza strefą reakcji obniżając sprawność spalania.

Podsumowując można stwierdzić, że wygenerowanie kontrolowanej stosunkowo niedużej strefy spalania sprawia, że większość ciepła z reakcji spalania wydziela się w komorze. W wyniku szybkiego ochłodzenia strefy reakcji spalanie zostaje gwałtownie zatrzymane, stąd może występować spalanie niezupełne. Dobre, odpowiednio szybkie zmieszanie paliwa z powietrzem skutkuje dużą sprawnością spalania i małymi stratami ciepła do otoczenia. Niedoskonałe warunki mieszania paliwa z powietrzem, a także straty ciepła (w wyniku intensywniejszego przewodzenia przez ściankę komory, jak również w wyniku kontynuowania reakcji spalania w przewodzie wylotowym) w przypadku większych stref spalania (i większych dawek paliwa) mogą być przyczyną pogorszenia sprawności spalania. Bez pomiaru składu spalin nie można było tego uzasadnić, ponieważ nie obserwowano luminescencji strefy reakcji w przewodzie wylotowym.

6.2 Określenie rzeczywistej sprawności termodynamicznej

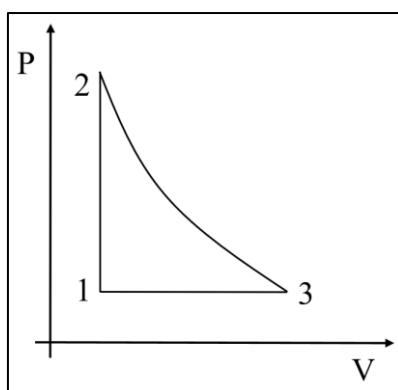
Najczęściej jako termodynamiczny obieg porównawczy silników pulsacyjnych wykorzystywany jest obieg Lenoira (Rys. 6.5) [11], [22]. Teoretyczną sprawność tego obiegu określa zależność:

$\eta_{tn} = 1 - \kappa \cdot \frac{\pi^{\frac{1}{\kappa}} - 1}{\pi - 1}$	(6.1)
---	-------

gdzie:

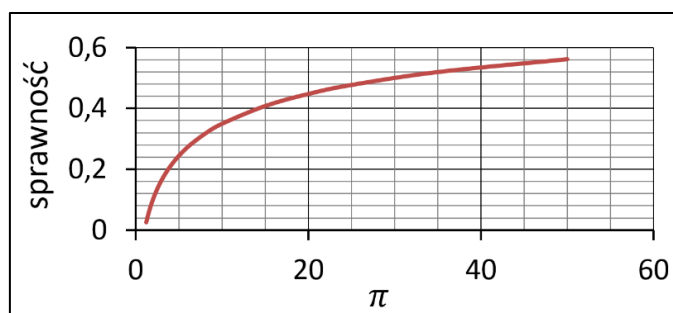
$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1} = \pi$$

κ – wykładnik izentropy



Rys. 6.5. Obieg Lenoira

Wzór (6.1) wyraża stosunek pracy jaką wykonują rozprężające się izentropowo gazy spalinowe w procesie 2 – 3 do ciepła dostarczonego do obiegu w procesie 1 – 2, przy założeniu, że wartości ciśnienia w punkcie 1 i 3 są równe. Przy takim założeniu sprawność teoretyczna obiegu rośnie asymptotycznie do wartości 1 wraz ze wzrostem π (Rys. 6.6). Może to być uzasadnieniem wcześniejszych teorii mówiących, że sprawność silnika pulsacyjnego osiąga największe wartości, gdy zasilany jest on dużymi wydatkami paliwa, ponieważ generują one największe amplitudy ciśnienia w komorze spalania. Jednak należy pamiętać, że sprawność ogólna (całkowita) silnika jest iloczynem sprawności całego łańcucha konwersji energii. Nie należy jej wyznaczać tylko na podstawie sprawności obiegu.



Rys. 6.6. Sprawność obiegu Lenoira w zależności od stosunku ciśnień w punktach 2 i 1

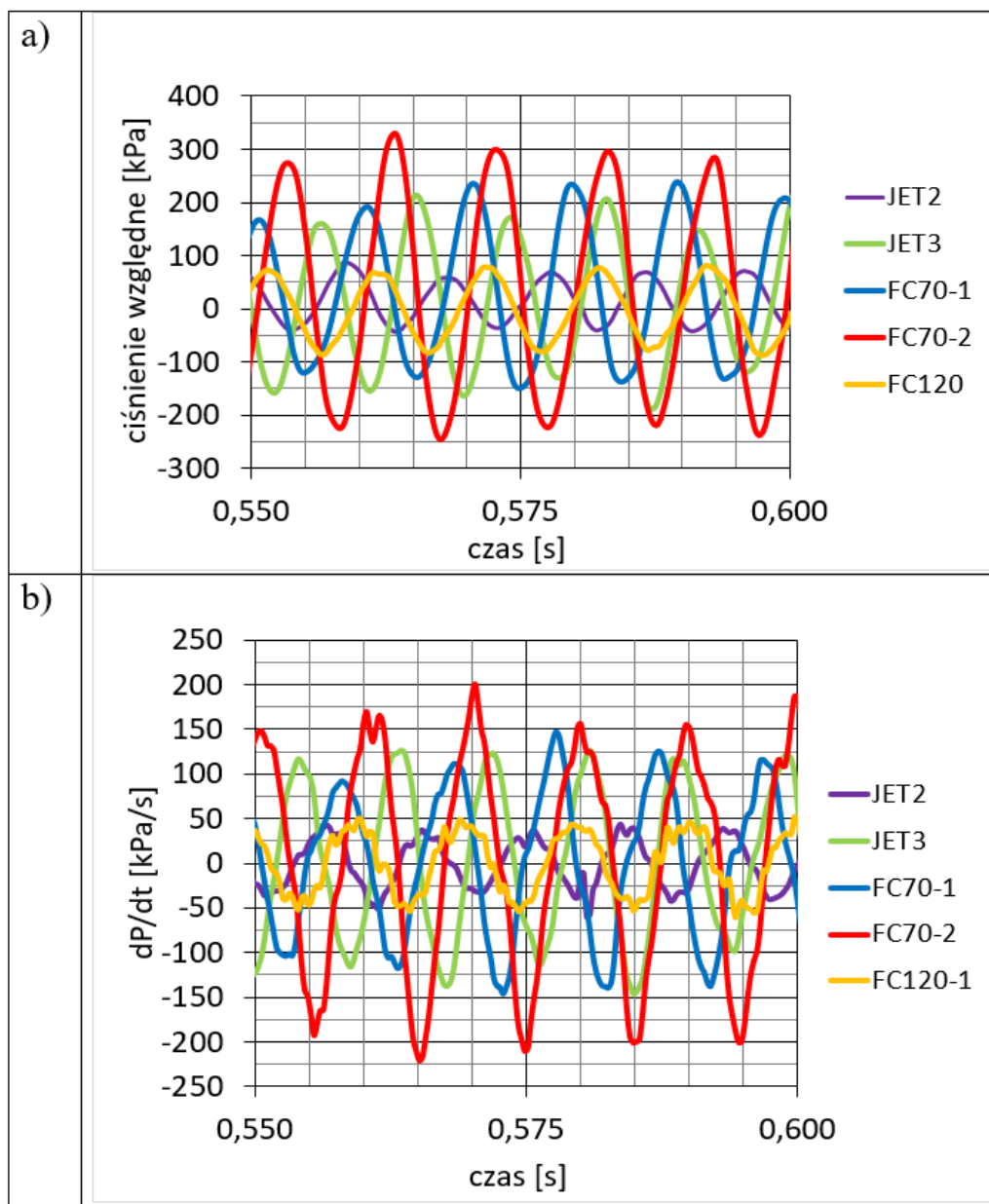
Na podstawie przeprowadzonych badań można stwierdzić, że osiągnięcie maksymalnych amplitud ciśnienia w komorze spalania nie pokrywa się z maksymalnymi sprawnościami procesu konwersji energii zawartej w paliwie. Założenie, że wartości ciśnienia w punkcie 1 oraz 3 obiegu są równe ciśnieniu atmosferycznemu prowadzi do błędnych wyników, ponieważ gazy rozprężają się do ciśnienia niższego niż otaczające powietrze. Z drugiej strony założenie wartości ciśnienia początku sprężania równego maksymalnemu podciśnieniu jest nieprawdziwe, ponieważ sprężanie gazów od maksymalnego podciśnienia do ciśnienia otoczenia nie odbywa się tylko kosztem energii doprowadzanej do obiegu w bieżącym cyklu. Jest po części wynikiem wyrównywania się ciśnienia w komorze i ciśnienia otoczenia. Praca sprężania czynnika w komorze spalania odbywa się kosztem pomniejszenia efektu pracy rozprężania czynnika roboczego do maksymalnego podciśnienia.

Warto również poddać pod dyskusję założenie, iż proces wywiązywania się ciepła wewnątrz komory zachodzi w przemianie izochorycznej. Znając amplitudy ciśnienia w komorze spalania łatwo ocenić, iż osiągnięty podczas badań maksymalny stosunek wartości ciśnienia w punktach 1 i 2 obiegu Lenoira nie przekracza 1,34 (poruszone w rozdziale 4). W przemianie izochorycznej (prawo Charles'a) jest on równy stosunkowi wartości temperatury. Przy założeniu temperatury przed spalaniem rzędu 300 K, to na końcu przemiany nie powinna ona przekraczać 402 K, co jest wartością zdecydowanie niższą niż temperatura zapłonu propanu. Rejestrowane wartości temperatury ścianek oraz temperatury spalin znacznie przekraczające 1473 K świadczą o tym, iż stosunek wartości temperatury w punktach 2 i 1 obiegu kilkakrotnie przewyższał wartość 1,34.

Dodatkowo, podczas wybuchu, w zależności od składu mieszaniny przed frontem płomienia przemieszcza się fala ciśnienia, dopiero za nią przemieszcza się front płomienia powodując stopniowe zwiększanie objętości, w której dochodzi do uwalniania energii zawartej w paliwie [68]. Fakt, iż badana komora jest zbiornikiem otwartym powoduje, że wytworzona fala ciśnienia przemieszcza się poza przekroje komory spalania. Skutkiem tego jest znaczny wzrost objętości podczas przemiany. Zjawiska te nie mają takiego znaczenia

w silnikach tłokowych, gdzie do wybuchu dochodzi w zamkniętej przestrzeni ograniczonej tłokiem i ściankami komory spalania.

Analiza przebiegów ciśnienia (Rys. 6.7 a) wykazuje, iż mają one kształt zbliżony do sinusoidalnego – bez ewidentnych obszarów stałego ciśnienia. Podobnie obrazując szybkość zmian ciśnienia w komorze spalania (Rys. 6.7 b) nie widać obszarów, w których wynosi ona zero. Może to być dowodem tego, iż w badanym urządzeniu nie zachodzą jednoznaczne procesy izobaryczne.

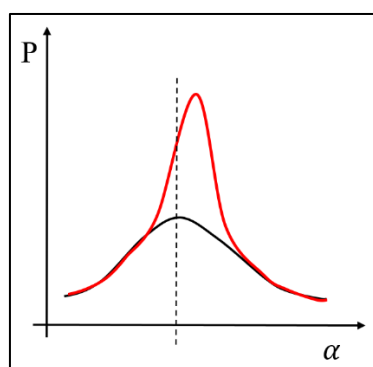


Rys. 6.7. Reprezentatywne przebiegi ciśnienia (a) i prędkości zmian ciśnienia (b) w komorze spalania dla badanych wtryskiwaczy

Analizując symulacje omówione w rozdziale 5 trudno ocenić ile trwa proces spalania dla poszczególnych wtryskiwaczy, szczególnie dla FC70–1, 2, gdzie mieszanina palna pozostaje

w komorze spalania przez cały cykl pracy, a okresowym zmianą podlega skład tej mieszaniny. Z kolei w przypadku wtryskiwacza FC120 – 1 proces ten jest wyraźnie krótszy. Jednak mieszanina o składzie palnym zaczyna pojawiać się ponownie zaraz po „zniknięciu” strefy spalania w wyniku przyśpieszenia reakcji. Ma to miejsce bezpośrednio po osiągnięciu maksymalnego ciśnienia w komorze spalania (Rys. 5.24).

Mimo tego, że w analizie wyników symulacji zaobserwowano przyśpieszenie reakcji, na przebiegach przedstawionych na rysunku 6.7 nie widać wyraźnego wzrostu ciśnienia ani wzrostu szybkości jego narastania. Wzrost taki jest natomiast widoczny w przypadku spalania w stałej objętości w silnikach tłokowych, zarówno o ZS, jak i ZI (Rys. 6.8).

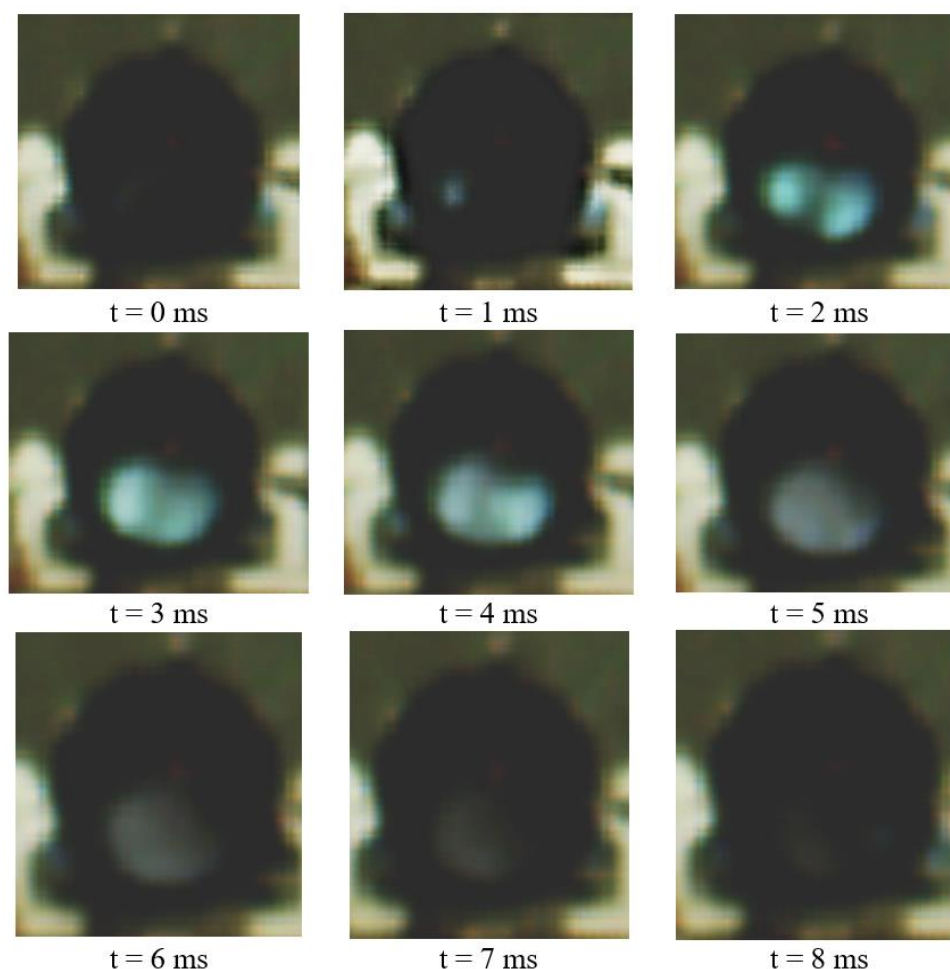


Rys. 6.8. Rozwinięty wykres indykatorowy tłokowego silnika spalinowego o ZS

Analiza nagrań z szybkiej kamery pozwoliła zauważyć, iż w polu widzenia obiektywu płomień jest obecny przez większość cyklu niezależnie od konfiguracji podawania paliwa. Najkrócej obserwowano płomień dla wtryskiwaczy strumieniowych, umieszczonych na $L = 125$. Przeciętnie był on widoczny około 68% czasu trwania cyklu (Rys. 6.9). Z czego średnio około 1 ms to okres indukcji, 2 ms okres intensywnego płomienia, $<2 - 3>$ ms to okres dopalania. W zależności od konfiguracji okres bez widoczności płomienia wynosił $<0 - 3>$ ms. Na podstawie przeprowadzonych testów nie można bezpośrednio zsynchronizować czasu nagrania z przebiegiem zmian ciśnienia w komorze spalania. Jednak, mając wiedzę z rozdziału 5, iż przyśpieszenie reakcji następowało $<1 - 2>$ ms przed osiągnięciem maksymalnego ciśnienia w komorze spalania, łatwo obliczyć, że spalanie może zachodzić również podczas ekspansji czynnika roboczego.

Na podstawie przeprowadzonych rozważań dotyczących termodynamicznych warunków pracy silnika pulsacyjnego, można odrzucić obiegi porównawcze, w których uwalnianie energii zawartej w paliwie zachodzi w sposób izochoryczny oraz izobaryczny. Założenie takie wyklucza zastosowanie popularnych obiegów porównawczych dla silników spalinowych. Zatem określenie ogólnej sprawności silnika pulsacyjnego wymaga skonstruowania osobnego obiegu porównawczego, w którym ciepło będzie się wywiązywało z jednoczesną zmianą

objętości, ciśnienia i temperatury. Zagadnienie to wykracza poza zakres tej pracy. Wymagałoby to precyzyjnego i odpowiednio szybkiego pomiaru nie tylko ciśnienia w komorze spalania, ale również wartości temperatury.



Rys. 6.9. Sekwencja obrazów z szybkiej kamery obrazująca rozwój płomienia dla wtryskiwacza JET2 umieszczonego na $L = 125$ mm

W przypadku badań prowadzonych w niniejszej pracy, głównym celem jest określenie czynników wpływających na sprawność procesu spalania wewnątrz komory, a nie na ogólną sprawność termodynamiczną silnika pulsacyjnego. Z drugiej strony, nie znając dokładnie rodzaju przemiany, w której dochodzi do zamiany energii zawartej w paliwie na ciepło i pracę, nie można określić wartości sprawności tego procesu. W związku z tym, przyjęcie współczynnika sprawności zaproponowanego w rozdziale 4, jako miary sprawności spalania oraz ekonomiczności badanego silnika, wydaje się być uzasadnione.

6.3 Podsumowanie

W rozdziale 4 niniejszej pracy wykazano, że energia zawarta w paliwie jest wykorzystywana maksymalnie w przypadkach, gdy w pulsacyjnej komorze spalania zostanie stworzona dynamiczna strefa mieszania i spalania. Przykładowo proces ten został zobrazowany za pomocą opisanych w rozdziale 5 symulacji numerycznych, przeprowadzonych dla wtryskiwacza FC120-1, przedstawiających tworzenie się mieszaniny palnej w wyniku zderzenia strumieni paliwa wypływających z wtryskiwaczy i lokalnej intensyfikacji przepływu powietrza. Jednocześnie widać, jak realizacja procesu w takiej konfiguracji wpływa na zmianę naturalnego przepływu przez komorę spalania. Położenie strefy spalania wewnątrz komory można zmieniać poprzez zmianę położenia wtryskiwaczy. Zwiększenie wydatku paliwa nie powoduje widocznego wzrostu intensywności turbulencji wewnątrz strefy (wypływ z wtryskiwacza jest cały czas krytyczny). Natomiast przekłada się to na większy rozmiar strefy oraz spadek sprawności procesu spalania, w przypadku gdy wydatek paliwa przekroczy optymalną wartość, ponieważ wówczas zaczyna rosnąć ilość paliwa, które się nie spala całkowicie. W przypadku wtryskiwacza FC70 – 2 strefa spalania ma znacznie większe rozmiary i powstaje również w wyniku zaburzenia naturalnego przepływu czynnika roboczego przez komorę. W tym przypadku strefa intensywnej reakcji tworzy się w pobliżu ścianki czołowej niezależnie od położenia wtryskiwaczy. W opisanych strefach spalania dominuje turbulencja małej skali, co objawia się dużą ilością mikro zawirowań wektorów prędkości przepływu wewnątrz strefy (por. w rozdziale 5).

W pozostałych przebadanych eksperymentalnie konfiguracjach podawania paliwa, obszar spalania umiejscowiony był w strefie wirów głównych tworzących się w wyniku naturalnego przepływu przez komorę spalania. Nawet w przypadkach, gdzie wtryskiwacze były skierowane na ściankę komory spalania. Można tak twierdzić, ponieważ główne struktury wirowe były obecne przez cały cykl pracy. Było to wynikiem bezwładności czynnika wewnątrz komory spalania, wspomaganej przez styczny napływ paliwa. Przepływ czynnika odbywał się od ścianek bocznych w kierunku osi silnika. Również w tych przypadkach spalanie zaczynało się tam, gdzie wektory prędkości były najmniejsze. W dalszej kolejności strefa spalania obejmowała struktury turbulencji skali makro.

Zaburzenie naturalnego przepływu było możliwe na dwa sposoby. Pierwszy poprzez ustawienie wtryskiwaczy pod kątem 90° do osi silnika. Drugi poprzez pokonanie bezwładności czynnika wewnątrz komory spalania spowodowane odpowiednio dużym wymuszeniem.

Z racji wypływu znacznej ilości paliwa poza przekroje komory drugi sposób był znacznie mniej sprawny.

Odpowiednio duża dynamika zjawisk zachodzących wewnątrz komory jest ważna nie tylko ze względu na konieczność szybkiego wymieszania paliwa i powietrza, ale również ze względu na odpowiednie przewentylowanie komory spalania i napełnienie świeżym powietrzem. W wyniku przeprowadzonych badań wykazano, że odpowiednie przewentylowanie komory to nie tylko kwestia odpowiednio dużej amplitudy ciśnienia w komorze spalania, ale również odpowiedniego ukształtowania przepływu wewnątrz. W przypadku naturalnego przepływu przez komorę spalania, kiedy wtryskiwacz JET2 ustawiony był na $L = 180$ mm dochodziło do „zalania” strefy spalania przy amplitudach ciśnienia w komorze spalania wynoszących około 12 kPa. Przy podobnych amplitudach badana komora mogła poprawnie pracować zasilana przez wtryskiwacz FC120 – 2 umieszczony na $L = 180$ mm. Spowodowane jest to najprawdopodobniej zwiększeniem ilości powietrza wpływającego do komory spalania w wyniku eżekcyjnego zasysania powietrza oraz intensyfikacji mieszania w wyniku zawirowania paliwa. W przypadku wtryskiwacza JET3 umieszczonego na $L = 235$ mm poprawna praca komory spalania była możliwa z amplitudą ciśnienia około 10 kPa. W tym przypadku najprawdopodobniej było to możliwe ze względu na fakt, iż strefa spalania była przesunięta bliżej rejonu intensywnej turbulencji skali mikro w tylnej części komory. Kiedy komora była zasilana przez wtryskiwacze wirowe skierowane do osi podłużnej silnika, możliwa była pulsacyjna praca komory z amplitudami rzędu 4 kPa. W konfiguracjach tych wylot z wtryskiwaczy znajdował się blisko wewnętrznej krawędzi wlotów powietrza, a jednocześnie tuż przy przekroju początkowym przewodu wylotowego.

Z przedstawionych w rozdziale drugim rozważań wynika, iż niezależnie od konfiguracji pracy badanego urządzenia musi być zapewniony odpowiedni czas na przygotowanie mieszaniny palnej, aby w dalszej kolejności mógł zaistnieć wybuch cieplny. Zostało to potwierdzone w rozdziale 5 dla wybranych konfiguracji podawania paliwa. Wybuch cieplny następował w momencie, gdy reakcja utleniania gwałtownie przyspieszała, co objawiało się gwałtownym zanikiem substratów. Miało to miejsce zawsze 1 – 2 ms przed osiągnięciem maksymalnego ciśnienia w komorze spalania. Mimo wyraźnego przyspieszenia reakcji nie zaobserwowano wzrostu prędkości narastania ciśnienia wewnątrz komory. Prawdopodobnie z tego względu, że badana komora jest otwarta i fala ciśnienia rozchodzi się również w otoczeniu, co objawia się znacznym hałasem i drganiami. Przekłada się to jednocześnie na znaczne straty ciśnienia. Utworzenie lokalnych, kontrolowanych (wydatkiem paliwa

i położeniem wtryskiwaczy), „dynamicznych” (z intensywnym procesem mieszania paliwa z powietrzem) stref spalania (odpowiednik spalania „uwarstwionego” w silnikach tłokowych) w przypadku konfiguracji z wtryskiwaczami skierowanymi w stronę osi podłużnej silnika objawiło się uzyskaniem największych sprawności – z jednej strony dzięki całkowitemu spalaniu dobrze wymieszanej mieszaniny, a z drugiej dzięki stosunkowo małym stratom ciepła do otoczenia. Ciepło z małej strefy spalania przekazywane jest do otoczenia, które w tym przypadku jest czynnikiem wewnątrz komory spalania stanowiącym dobrą izolację. Czynnikiem znajdujący się bliżej strefy ma wyższą temperaturę, a bliżej ścianki niższą. Zatem straty ciepła przez ściankę są niższe ponieważ różnica temperatury między otoczeniem a ścianką jest również niższa. Większa sprawność przełożyła się również na większe amplitudy ciągu (Rys. 4.76). Mimo wydatku paliwa 1 g/s i amplitudy ciśnienia w komorze spalania 8,8 kPa uzyskano amplitudę ciągu wynoszącą około 155 N, co porównywalne jest z osiąganymi uzyskanymi podczas pracy z wtryskiwaczami JET3 i FC70 – 1 dla dużo większych wydatków. Zatem oprócz największej amplitudy ciśnienia uzyskanej z 1 mg paliwa, gazy opuszczające komorę wykonały największą pracę użyteczną, co może być dodatkowym potwierdzeniem użyteczności zaproponowanego współczynnika sprawności.

Zwiększanie strefy spalania powoduje jednoczesny spadek sprawności, nie tylko ze względu na zwiększenie strat ciepła przez ściankę, ale również przez fakt, iż część paliwa opuszcza komorę spalania nie biorąc udziału w reakcji spalania. Częściowo wynika to z lokalizacji wtryskiwacza (np. $L = 125$ mm), a częściowo ze zbyt krótkiego czasu dostępnego na mieszanie i spalanie (np. FC70 - 1 na $L = 260$ mm), gdzie istnieją znaczne obszary o stężeniu paliwa poniżej dolnej granicy palności, które opuszczają komorę spalania (Rys. 5.20).

Zatem efektywnemu spalaniu w pulsacyjnej komorze sprzyjać będą niższe częstotliwości pracy, dla których będzie odpowiednia ilość czasu na przygotowanie i spalenie mieszanki. Wniosek ten nie ma pełnego pokrycia w wynikach badań zestawionych na rysunku 4.75. Jednak należy pamiętać, że dla różnych konfiguracji podawania paliwa jakość procesu mieszania była również różna, co w pewnym stopniu również warunkuje częstotliwość pracy. Wyjaśnione jest to w rozdziale 4 podczas analizy wpływu głębokości L na pracę badanej komory. W przypadku niższych wydatków, wtryskiwacze były zawsze ustawione w kierunku do osi silnika. Przekłada się to na podobną jakość procesu mieszania niezależnie od umiejscowienia wtryskiwaczy. Zatem w tym przypadku korelacja współczynnika sprawności i częstotliwości jest bardziej jednoznaczna.

Z drugiej strony, częstotliwość pracy nie może być również za niska. Wynika to z konieczności zapewnienia odpowiedniej dynamiki zjawisk w komorze spalania (powodujących gwałtowną zmianę stanu równowagi układu zapewniającą wzrost ciśnienia w ośrodku otaczającym miejsce reakcji) i dzięki temu uzyskania pulsacyjnej pracy komory.

Krótki czas trwania zjawiska to również, teoretycznie, mniejsze straty ciepła i zbliżenie zjawiska do odwracalnego. Zatem chcąc ograniczyć straty, należy próbować organizować spalanie w komorze spalania w taki sposób, aby trwało możliwie jak najkrócej, a dopalanie po etapie maksymalnego ciśnienia w komorze spalania było ograniczone do minimum.

W przeprowadzonych badaniach wykazano, iż maksymalna sprawność badanego silnika może być osiągana dla różnych częstotliwości rezonansowych. Gdyby tak nie było, zależność przedstawiona na rysunku 4.75 miałaby kształt zbliżony do paraboli z ramionami skierowanymi w dół.

Przedstawione na rysunku 6.7 przebiegi ciśnienia w komorze spalania są niemalże idealnymi sinusoidami. Można również stwierdzić, że w momencie największego przyśpieszenia reakcji dochodzi do wybuchu cieplnego, ponieważ generowana jest fala ciśnienia. Następnie ma miejsce powolne (jak na omawiane zjawisko) dopalanie paliwa pozostałego w komorze spalania. Intensywność tego procesu słabnie wraz z opróżnianiem komory spalania i powinna być najniższa w momencie największego podciśnienia w komorze. Jednocześnie, ze względu na ciągły wtrysk paliwa rośnie jego koncentracja w komorze spalania. Do przyśpieszenia reakcji niezależnie od konfiguracji dochodzi zawsze tuż przed osiągnięciem maksymalnego ciśnienia w komorze spalania. Taką powtarzalność należy wiązać z powracaniem części spalin przez przewód wylotowy, które docierając do komory spalania powodują zwiększenie temperatury reagentów, a co za tym idzie przyśpieszenie reakcji. Wspomniano o tym w publikacji [42], jak również potwierdzono wynikami symulacji numerycznych opisanych w rozdziale 5.

W niniejszej pracy wykazano, że pulsacyjna komora spalania w zasadzie nie powinna być traktowana stricte jak urządzenie akustyczne. Stwierdzenie to można potwierdzić analizując rysunek 4.72. Widać na nim wyraźnie, że przy tych samych wartościach masowego natężenia przepływu paliwa uzyskiwano znacząco różne częstotliwości pracy. Szczególnie jest to widoczne dla przepływu ok. 6,6 g/s dla wtryskiwaczy FC70-1 oraz JET3. Z drugiej strony, ta sama częstotliwość pracy była uzyskiwana, podczas zasilania komory znacząco różnymi wydatkami paliwa. Na rysunku 4.72 uwidacznia się to dla przedziału częstotliwości od 105 Hz do 112 Hz, gdzie częstotliwości te były uzyskiwane zarówno dla przepływów 1 g/s, jak i 8,1 g/s. Z kolei na rysunku 4.75 widać, że przy podobnej wartości współczynnika sprawności zbliżone

wartości częstotliwości mogły być uzyskiwane przy znacząco różnych dawkach. Szczególnie warto zwrócić uwagę na obszar w okolicy $f=108$ Hz, gdzie silnik pracował z tą częstotliwością podczas zasilania go dawką $q_v \approx 20$ mg/cykl oraz $q_v \approx 80$ mg/cykl. Podobnie dla $\eta \approx 0,8$ oraz $q_v \approx 10$ mg/cykl silnik pracował z częstotliwościami $f=(96 \div 102)$ Hz. Tak dużych rozbieżności wartości częstotliwości nie da się wytłumaczyć tylko zmianami temperatury ośrodka wewnątrz silnika, które przekładają się na różne wartości prędkości dźwięku. Z drugiej strony przy różnych dawkach i zarazem podobnych wartościach współczynnika sprawności wartości temperatury w przekrojach badanej komory również będą różne, a mimo to częstotliwość pracy pozostawała stała (w tym przypadku osiągnano w testach tą samą częstotliwość pracy przy różnych wartościach temperatury wewnątrz badanej komory). Z racji dużej liczby wykonanych testów można wykluczyć wpływ wyników przypadkowych na otrzymane ogólne prawidłowości. Oznacza to, że stosowanie popularnych akustycznych zależności do szacowania częstotliwości pracy silnika pulsacyjnego nie jest adekwatne do rzeczywistej zasady jego działania. Mnogość teorii dotyczących tego tematu świadczy tylko o tym, iż zagadnienie to wymaga dogłębnego zbadania dla wielu pulsacyjnych komór spalania, które będą się różnić wymiarami geometrycznymi. Przede wszystkim proporcje objętości komory spalania do przewodu wylotowego i wlotowego powinny być różne.

Ponadto w silniku pulsacyjnym prędkość spalania jest mniejsza niż prędkość dźwięku [16], [22], [69]. Oznacza to, że spalenie ładunku w komorze spalania nie odbywa się w tempie przemieszczania się fal akustycznych. W konsekwencji spalanie powinno zaburzać akustykę urządzenia, co powinno zniekształcać przebiegi ciśnienia w komorze spalania. Przebiegi ciśnienia w komorze spalania uzyskane podczas badań na potrzeby niniejszej pracy oraz te dostępne w publikacjach [42], [69] nie wykazują zniekształceń.

Sugeruje się zatem, iż proces w pulsacyjnej komorze spalania można poniekąd traktować jako wybuch cieplny wentylowany w specjalny sposób w komorze o stałej objętości. Szybkość narastania ciśnienia podczas tego wybuchu musi być odpowiednio duża, a czas trwania odpowiednio krótki, aby zapewnić właściwą dynamikę procesu. Przez właściwą dynamikę należy rozumieć odpowiednią szybkość przepływu spalin i napływu świeżej porcji powietrza dostosowaną do geometrii komory. Jednocześnie strefa wybuchowego spalania nie musi obejmować całej komory. W przypadku przeprowadzonych badań lokalny wybuch zapewniał pracę komory z największą sprawnością.

W badanym silniku reakcja spalania zachodzi cyklicznie, a maksymalne jej sprawności zostały osiągnięte dla najniższych częstotliwości pracy zarejestrowanych podczas przeprowadzonych badań. Wynika z tego, że wydłużenie czasu potrzebnego do przygotowania

oraz spalania mieszanki palnej może korzystnie wpłynąć na pracę silnika. Można zatem stwierdzić, że przy danej, stałej geometrii komory, kluczowym problemem spalania pulsacyjnego jest jak najszybsze przygotowanie dobrze wymieszanej mieszaniny palnej. Pozwoli to na szybkie (wybuchowe) jej spalanie, z wysoką sprawnością. W tym celu, należy właściwie realizować proces rozpylenia paliwa i jego mieszania z powietrzem. Jest to możliwe tylko w przypadku dobrej znajomości aerodynamiki komory spalania. Znając trajektorię przepływu powietrza przez badane urządzenie, możliwe jest sterowanie położeniem strefy spalania poprzez odpowiednie umiejscowienie oraz dobór wtryskiwaczy, tak aby strefa ta znajdowała się w pożądanym miejscu. Odpowiednio nią sterując można zwiększyć sprawność urządzenia, przy czym nie zależy ona bezpośrednio od częstotliwości pracy. Nie jest to zatem urządzenie „akustyczne”. Częstotliwość pracy może mieć tylko związek z doładowaniem dynamicznym następującym w wyniku powrotu części gazów spalinowych przez przewód wylotowy.

W rozdziale tym dokonano podsumowania uzyskanych wyników badań eksperymentalnych wspólnie z wynikami symulacji numerycznych. Przeprowadzenie szczegółowych badań uzupełnionych średnią analizą składu spalin pozwoliło poznać naturę spalania pulsacyjnego w badanym urządzeniu. Biorąc pod uwagę wiele podobieństw do wyników uzyskanych dla zaworowej komory spalania opisanych w [26], [42], [43], podsumowanie zawarte w tym rozdziale można traktować jako uniwersalne. Wnioski te powinny się sprawdzić w przypadku innych pulsacyjnych komór spalania. Uzyskanie bardzo sprawnej pracy badanej komory było możliwe w przypadku wygenerowania odpowiednio małej strefy intensywnego spalania, która oddziaływała na całą komorę spalania. Do podobnego spalania dąży się również w nowoczesnych silnikach spalinowych. W tym przypadku wysokie sprawności procesu spalania osiągane są między innymi poprzez zastosowanie wtryskiwaczy o bardzo małej bezwładności działania, które w trakcie suwu pracy zdolne są do wtrysnięcia nawet 8 odpowiednio dobranych dawek paliwa. Podobny zabieg mógłby również usprawnić pracę pulsacyjnej komory spalania. W tym przypadku problematyczna staje się synchronizacja wtrysku z przebiegiem ciśnienia w komorze spalania. W silnikach tłokowych dzieje się to na podstawie sygnałów z czujnika położenia wału korbowego. W przypadku silnika pulsacyjnego należałoby zastosować odpowiednio szybki, przetwornik ciśnienia. W tym przypadku, poza wymogiem chłodzenia czujnika, istotne staje się określenie momentu wtrysku w „czasie rzeczywistym”. Dodatkową trudność stanowią również bezwładności poszczególnych elementów układu, jednak zważywszy na szybki rozwój elektronicznych systemów sterowania i układów pomiarowych można przyjąć,

że w niedalekiej przyszłości możliwa będzie realizacja w pełni kontrolowanej pracy silnika pulsacyjnego o dużej sprawności, który może znaleźć szerokie zastosowanie w różnego rodzaju zagadnieniach technicznych.

7 Wnioski

W wyniku przeprowadzonych badań wykazano, że możliwe jest wpływanie w istotny sposób na pracę pulsacyjnej komory spalania poprzez zmianę parametrów podawania paliwa. W zależności od rodzaju i położenia wtryskiwacza oraz wydatku paliwa możliwa jest modyfikacja zarówno amplitudy ciśnienia w komorze spalania, amplitudy ciągu jak i częstotliwości pracy komory. Dla testowanej pulsacyjnej komory spalania uzyskano możliwość zmiany amplitudy ciśnienia w komorze spalania w zakresie (3 – 35) kPa, amplitudy ciągu w zakresie (40 – 250) N oraz częstotliwość pulsacji w zakresie (96 – 116) Hz.

Warto przy tym zwrócić uwagę na fakt, że maksymalne amplitudy ciśnienia w komorze spalania i amplitudy ciągu osiągane podczas pracy silnika z różnymi wtryskiwaczami wystąpiły przy różnych częstotliwościach pracy.

Poprzez zmianę rodzaju i umiejscowienia wtryskiwacza oraz wielkości jego wydatku można warunkować przepływ czynnika roboczego w komorze i w ten sposób wpływać na położenie, wielkość i intensywność strefy mieszania paliwa z powietrzem wewnątrz komory, a także na możliwość zmiany rozkładu współczynnika nadmiaru powietrza w tych strefach – co w efekcie daje możliwość kontrolowania miejsc tworzenia się różnej wielkości stref spalania o wyższej lub niższej sprawności. Wykazano, że pulsacyjna komora spalania może pracować w szerokim zakresie wydatków paliwa – w przypadku testowanej komory był to zakres od 1 g/s do 8,4 g/s. W pracy wprowadzono pojęcie dawki paliwa na jeden cykl pracy oraz współczynnik sprawności spalania będący stosunkiem amplitudy ciśnienia względem dawki, które pozwoliły na lepsze określenie jakości procesu spalania. Maksymalne wartości współczynnika sprawności spalania zostały osiągnięte dla najmniejszych wydatków paliwa (ok. 1 g/s), dla których stworzono lokalnie obszary zapewniające optymalne warunki mieszania się paliwa z powietrzem i pełne wypalenie się mieszaniny palnej.

Można zatem stwierdzić, że efektywne zasilanie zapewniające pulsacyjną pracę badanej komory spalania warunkuje powstanie obszaru dobrze wymieszanej i jednorodnej mieszanki palnej o odpowiedniej objętości. Warunkiem uzyskania takiej strefy jest zapewnienie wewnątrz niej małoskalowej turbulencji o dużej intensywności. Przeprowadzone przez autora badania wykazały, że kiedy mieszanie występuje w rejonach turbulencji skali makro współczynnik sprawności spalania ma mniejsze wartości.

Z racji dużej dynamiki zjawisk zachodzących wewnątrz pulsacyjnej komory spalania, zakres zmian współczynnika nadmiaru powietrza w strefach spalania najprawdopodobniej nie jest znaczny. Wynika to z faktu, że płomienie „ubogie” są podatne na zrywanie, wskutek

lokalnego rozciągania fragmentów płomienia przez gradienty prędkości związane ze strukturami turbulentnymi, a „bogate” na zgaśnięcie, wskutek lokalnego mieszania obszaru reakcji z obszarem spalin i mieszanki ubogiej w tlen w stosunku do ilości paliwa, co powoduje obniżenie temperatury płomienia. Potwierdzeniem tego mogą być zaobserwowane relatywnie duże zmiany jakości spalania i pulsacyjnej pracy komory wywołane tylko niewielkimi zmianami wydatku paliwa (skutkującymi niewielkimi zmianami ilości paliwa w strefie spalania).

W pracy zanegowano, iż spalanie wewnątrz pulsacyjnej komory odbywa się w tempie rozchodzenia się fal akustycznych. Poddano w wątpliwość również adekwatność obiegu Lenoira, jako obiegu porównawczego silnika pulsacyjnego, w szczególności bezzaworowego silnika pulsacyjnego.

Jednocześnie nie podano uniwersalnego sposobu szacowania częstotliwości pracy ani nie zaproponowano jakim obiegiem porównawczym można zastąpić obieg Lenoira. Zagadnienia te wymagają przeprowadzenia badań na szeroką skalę, dla różnych rodzajów i rozmiarów pulsacyjnych komór spalania. Należałoby przy tym również uwzględnić zasilanie różnymi rodzajami paliw (gazowe, ciekłe, stałe). Badania tego typu wymagają współpracy specjalistów z różnych dziedzin i wykraczają poza zakres niniejszej rozprawy.

Podczas badań gruntownie zweryfikowano cykl pracy pulsacyjnej komory spalania i poddano pod dyskusję wiele wątpliwości dotyczących natury pracy pulsacyjnych komór spalania. Wykazano przydatność symulacji numerycznych w określaniu lokalizacji stref mieszania i spalania oraz ich kształtowaniu. W efekcie przeprowadzonych badań, określono warunki i sposoby tworzenia mieszaniny palnej, w których jest możliwa efektywna praca pulsacyjnej komory spalania (przydatna w szczególności do celów grzewczych). Poczynione w tej pracy rozważania mogą być punktem wyjścia do wspomnianego wyżej rozbudowanego programu badawczego z wykorzystaniem nowoczesnych technik pomiarowych.

LITERATURA:

- [1] J. Klimstra, *Smart power generation*, 3rd improved ed. Helsinki: Avain, 2011.
- [2] N. Peters, *Turbulent combustion*. Cambridge [etc.]: Cambridge University Press, 2009.
- [3] M. Karczewski, J. Chojnowski, and G. Szamrej, "A Review of Low-CO₂ Emission Fuels for a Dual-Fuel RCCI Engine," *Energies (Basel)*, vol. 14, no. 16, 2021, doi: 10.3390/en14165067.
- [4] R. I. Singh and R. Kumar, "Current status and experimental investigation of oxy-fired fluidized bed," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 61, pp. 398–420, 2016, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.04.021>.
- [5] K. Kuiken, *Gas-and dual-fuel engines: for ship propulsion, power plants and cogeneration. Book I, Principles*. Onnen: Target Global Energy Training, 2016.
- [6] M. Karczewski, G. Szamrej, and J. Chojnowski, "Experimental Assessment of the Impact of Replacing Diesel Fuel with CNG on the Concentration of Harmful Substances in Exhaust Gases in a Dual Fuel Diesel Engine," *Energies (Basel)*, vol. 15, no. 13, 2022, doi: 10.3390/en15134563.
- [7] K. G. Kyprianidis, D. Nalianda, and E. Dahlquist, "A NO_x Emissions Correlation for Modern RQL Combustors," *Energy Procedia*, vol. 75, pp. 2323–2330, 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.07.433>.
- [8] P. Laranci, M. Zampilli, M. D'Amico, P. Bartocci, G. Bidini, and F. Fantozzi, "Geometry optimization of a commercial annular RQL combustor of a micro gas turbine for use with natural gas and vegetal oils," *Energy Procedia*, vol. 126, pp. 875–882, 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.08.298>.
- [9] A. Kowalewicz, *Podstawy procesów spalania*, Wyd. I. Warszawa: Warszawa : Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 2000.
- [10] A. A. Putnam, F. E. Belles, and J. A. C. Kentfield, "Pulse combustion," *Progress in Energy and Combustion Science*. 1986. doi: 10.1016/0360-1285(86)90013-4.
- [11] F. H. Reynst, *Pulsating combustion*. Oxford: Oxford : Pergamon Press, 1961.
- [12] T. Kudra, "Pulse-combustion drying: Status and potentials," *Drying Technology*, vol. 26, no. 12, pp. 1409–1420, 2008, doi: 10.1080/07373930802458812.
- [13] X. Meng, W. de Jong, and T. Kudra, "A state-of-the-art review of pulse combustion: Principles, modeling, applications and R&D issues," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 55, pp. 73–114, 2016, doi: 10.1016/j.rser.2015.10.110.

- [14] I. Zbicinski, T. Kudra, and X. Liu, "Pulse Combustion Drying," in *Modern Drying Technology*, Weinheim, Germany: Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2014, pp. 27–56.
- [15] V. Anand and E. Gutmark, "A review of pollutants emissions in various pressure gain combustors," *International Journal of Spray and Combustion Dynamics*, vol. 11, p. 1756827719870724, 2019, doi: 10.1177/1756827719870724.
- [16] S. Wójcicki, *Spalanie*. Warszawa : Wydawictwa Naukowo-Techniczne, 1969.
- [17] T. Poinot and D. Veynante, *Theoretical and numerical combustion*, 2nd ed. Philadelphia: Edwards, 2005.
- [18] C. A. A. Atis, M. Sarker, and M. Ehsan, "Study of thermoacoustic phenomenon in a rijke tube," *Procedia Eng*, vol. 90, pp. 569–574, 2014, doi: 10.1016/j.proeng.2014.11.774.
- [19] C. E. Tharratt, F.S.E., F.R.Ae.S., and F.B.I.S., "The Propulsive Duct," *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, vol. 38, no. 2, pp. 23–25, 1966, [Online]. Available: <http://nebulosa.icesi.edu.co:2149/toc/aeat/88/2>
- [20] S. Wójcicki, "Możliwości rozwojowe silników pulsacyjnych," *Technika Lotnicza*, vol. 6, 1957.
- [21] R. M. Lockwood, "Hiller Pulse Reactor Lift Engine," 1963.
- [22] S. Wójcicki, *Silniki pulsacyjne, strumieniowe, rakietowe*. Warszawa : Wydaw. Min. Obrony Narodowej, 1962.
- [23] C. E. Tharratt, F.S.E., F.R.Ae.S., and F.B.I.S., "The Propulsive Duct," *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, vol. 37, no. 11, pp. 327–337, 1965, [Online]. Available: <http://nebulosa.icesi.edu.co:2149/toc/aeat/88/2>
- [24] C. E. Tharratt, F.S.E., F.R.Ae.S., and F.B.I.S., "The Propulsive Duct," *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, vol. 37, no. 12, pp. 359–371, 1965, [Online]. Available: <http://nebulosa.icesi.edu.co:2149/toc/aeat/88/2>
- [25] K. Andrew. Temple, "Thermal and interal acoustic model of a Helmholtz type pulse combustion furnace," Purdue University, 1996.
- [26] V. Anand, J. Jodele, E. Knight, E. Prisell, O. Lyrsell, and E. Gutmark, "Dependence of Pressure , Combustion and Frequency Characteristics on Valved Pulsejet Combustor Geometries," pp. 829–848, 2018.
- [27] F. Zheng, R. L. Ordon, T. Geng, T. D. Scharton, A. v. Kuznetsov, and W. L. Roberts, "Computational and experimental investigation on 50-centimeter valveless pulsejet," *13th International Congress on Sound and Vibration 2006, ICSV 2006*, vol. 4, pp. 2667–2674, 2006.

- [28] J. T. Travis Scharton, T.D., Kuznetsov, A.V., Roberts, W.L., “A New Acoustic Model For Pulsjets with Valves,” *ICSV13 The Thirteenth International Congress on Sound and Vibration*, 2006.
- [29] P. K. Barr, H. A. Dwyer, and T. T. Bramlette, “A One-Dimensional Model of a Pulse Combustor,” *Combustion Science and Technology*, 1988, doi: 10.1080/00102208808923970.
- [30] A. H. Lefebvre, *Gas turbine combustion*, 2nd ed. Philadelphia: Taylor & Francis, 1999.
- [31] P. Barr, J. Keller, T. Bramlette, C. Westbrook, and J. Dec, “Pulse combustor modeling demonstration of the importance of characteristic times (associated with acoustics, fluid mixing, chemical kinetics),” *Combust Flame*, vol. 82, pp. 252–269, 1990, [Online]. Available: <http://search.proquest.com/docview/25817006/>
- [32] T. Bloom, “Mathematical modeling of the effect of pulse combustor design characteristics on convective heat transfer enhancement,” vol. 17, no. 3, pp. 227–266, 2010.
- [33] F. Bloom, “Optimal Mass Reactant Flows in Pulse Combustion,” vol. 17, no. 4, 2010.
- [34] F. Bloom and T. Patterson, “Asymptotic Analysis of Cyclic Oscillations in a Nonlinear Lumped Parameter Pulse Combustor Model,” vol. 15, no. 3, pp. 243–270, 2008.
- [35] F. Bloom and O. Terlyga, “Analysis of a lumped parameter pulse combustor model incorporating convective and radiative heat transfer,” vol. 20, no. 1, pp. 17–38, 2013.
- [36] F. Bloom and T. Patterson, “Optimal burning rate sequences for a nonlinear pulse combustion model,” vol. 16, no. 1, pp. 1–24, 2009.
- [37] Y. Xu, M. Zhai, P. Dong, F. Wang, and Q. Zhu, “Modeling of a self-excited pulse combustor and stability analysis,” *Combustion Theory and Modelling*, vol. 15, no. 5, pp. 623–643, 2011, doi: 10.1080/13647830.2011.556258.
- [38] I. Zbiciński, I. Smucrowicz, C. Strumiłło, J. Kasznia, J. Stawczyk, and K. Murlikiewicz, “Optimization and Neural Modelling of Pulse Combustors for Drying Applications,” *Drying Technology*, vol. 17, no. 3, pp. 610–631, 1999, doi: 10.1080/07373939908917556.
- [39] P. S. Kuts, P. v. Akulich, N. N. Grinchik, E. F. Nogotov, C. Strumillo, and I. Zbiciński, “Modeling of gas dynamics in a pulse combustion chamber to predict initial drying process parameters,” *Chemical Engineering Journal*, vol. 86, no. 1–2, pp. 25–31, 2002, doi: 10.1016/S1385-8947(01)00268-6.

- [40] I. Zbicinski, "Equipment, technology, perspectives and modeling of pulse combustion drying," *Chemical Engineering Journal*, vol. 86, no. 1–2, pp. 33–46, 2002, doi: 10.1016/S1385-8947(01)00269-8.
- [41] J. Keller, T. Bramlette, J. Dec, and C. Westbrook, "Pulse combustion - The importance of characteristic times," *Combust Flame*, vol. 75, pp. 33–44, 1989, [Online]. Available: <http://search.proquest.com/docview/25375785/>
- [42] V. Anand *et al.*, "Visualization of Valved Pulsejet Combustors and Evidence of Compression Ignition," *Flow Turbul Combust*, vol. 106, no. 3, pp. 901–924, Mar. 2021, doi: 10.1007/s10494-020-00203-4.
- [43] V. Anand, J. Jodele, and E. Prise, "Dynamic Features of Internal and External Flowfields of Pulsejet Engines," *AIAA journal*, vol. 58, no. 10, pp. 4204–4211, 2020.
- [44] W. Zhonghua and A. S. Mujumdar, "Pulse combustion characteristics of various gaseous fuels," *Energy and Fuels*, vol. 22, no. 2, pp. 915–924, Mar. 2008, doi: 10.1021/ef7004207.
- [45] X. Yao *et al.*, "Simulation on Operational Characteristics of a Valveless Self-excited Pulse Combustor of the Helmholtz-type," *Proceedings of the 2014 International Conference on Mechatronics, Control and Electronic Engineering*, no. Mce, pp. 319–322, 2014, [Online]. Available: http://gateway.webofknowledge.com/gateway/Gateway.cgi?GWVersion=2&SrcAuth=ORCID&SrcApp=OrcidOrg&DestLinkType=FullRecord&DestApp=WOS_CPL&Key UT=WOS:000346305100070&KeyUID=WOS:000346305100070
- [46] "Spray Modeling in Pulse Jet Engine and Surveying the Distribution and Fuel-Air Mixture in Combustion Kouros Nekoufar; Spray Modeling in Pulse Jet Engine and Surveying the Distribution and Fuel-Air Mixture in Combustion".
- [47] T. Geng, M. A. Schoen, A. v. Kuznetsov, and W. L. Roberts, "Combined numerical and experimental investigation of a 15-cm valveless pulsejet," *Flow Turbul Combust*, vol. 78, no. 1, pp. 17–33, Jan. 2007, doi: 10.1007/s10494-006-9032-8.
- [48] D. E. Paxson, F. Zheng, A. v Kuznetsov, and W. L. Roberts, "Comparison Between Numerically Simulated and Experimentally Measured Flowfield Quantities Behind a Pulsejet," 2008. [Online]. Available: <http://www.sti.nasa.gov>
- [49] F. Zheng, "Computational Investigation of High Speed Pulsejets," 2009.
- [50] Ansys inc, "ANSYS Fluent Theory Guide." Ansys Inc., Canonsburg, PA 15317, 2013.

- [51] M. Zhai *et al.*, “Ignition process in a Helmholtz-type valveless self-excited pulse combustor,” *Exp Therm Fluid Sci*, vol. 88, pp. 187–193, 2017, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2017.05.026.
- [52] A. Kilicarslan and A. Arisoy, “Acoustic analysis of a liquefied petroleum gas-fired pulse combustor,” *Applied Acoustics*, vol. 69, no. 9, pp. 770–777, 2008, doi: 10.1016/j.apacoust.2007.05.003.
- [53] V. M. Larionov, E. R. Saifullin, and E. V. Semenova, “Self-excited gas oscillations in Helmholtz resonator type combustor,” *J Phys Conf Ser*, vol. 669, no. 1, pp. 8–11, 2016, doi: 10.1088/1742-6596/669/1/012047.
- [54] Główny Urząd Miar, “Ewaluacja danych pomiarowych - przewodnik wyrażania niepewności pomiaru.” Główny Urząd Miar, Warszawa, 2008.
- [55] National Instruments, “PXie 6363 specification.” National Instruments, Oct. 23, 2018.
- [56] E. Cichosz, *Charakterystyka i zastosowanie napędów*. Warszawa: Wydaw. Komunikacji i Łączności, 1980.
- [57] M. Gieras, *Komory spalania silników turbinowych : organizacja procesu spalania*, Wydanie I. Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2010.
- [58] Aleksander Szkarowski, *Spalanie gazów: teoria, praktyka, ekologia*, 2nd ed. Warszawa: WNT, 2014.
- [59] R. Łapucha, *Komory spalania silników turbinowo-odrzutowych : procesy, obliczenia, badania*. Warszawa: Wydawnictwa Naukowe Instytutu Lotnictwa, 2004.
- [60] S. Wiśniewski, *Termodynamika techniczna*, 5th ed. Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN, 2017.
- [61] M. Gieras and R. Porowski, *Laboratorium spalania*, 1st ed. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2018.
- [62] S. v. Alekseenko, V. M. Dulin, Y. S. Kozorezov, and D. M. Markovich, “Effect of high-amplitude forcing on turbulent combustion intensity and vortex core precession in a strongly swirling lifted propane/air flame,” *Combustion Science and Technology*, vol. 184, no. 10–11, pp. 1862–1890, Oct. 2012, doi: 10.1080/00102202.2012.695239.
- [63] S. v. Alekseenko, V. M. Dulin, Y. S. Kozorezov, D. M. Markovich, S. I. Shtork, and M. P. Tokarev, “Flow structure of swirling turbulent propane flames,” *Flow Turbul Combust*, vol. 87, no. 4, pp. 569–595, 2011, doi: 10.1007/s10494-011-9340-5.
- [64] W. Kordylewski, E. Bulewicz, A. Dyjakon, S. Słupek, R. Miller, and A. Wanik, *Spalanie i paliwa : praca zbiorowa*, Wyd. 3 popr. i uzup. Wrocław: Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2001.

- [65] P. Michorczyk, J. Ogonowski, and K. Wojcieszak, “ODWODORNIE PROPANU W OBECNOŚCI CO₂-DEZAKTYWACJA ODWRACALNA I NIEODWRACALNA KATALIZATORA Cr-O/MCM-41 DEHYDROGENATION OF PROPANE IN THE PRESENCE OF CO₂-REVERSIBLE AND IRREVERSIBLE DEACTIVATION OF Cr-O/MCM-41 CATALYST.”
- [66] M. Gieras, *Spalanie: wybrane zagadnienia w zadaniach*. Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2011.
- [67] M. Gieras, R. Klemens, G. Rarata, and P. Wolański, “Determination of explosion parameters of methane-air mixtures in the chamber of 40 dm³ at normal and elevated temperature,” in *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, Mar. 2006, vol. 19, no. 2–3, pp. 263–270. doi: 10.1016/j.jlp.2005.05.004.
- [68] M. Gieras and R. Klemens, “Experimental studies of explosions of methane-air mixtures in a constant volume chamber,” *Combustion Science and Technology*, vol. 181, no. 4, pp. 641–653, Apr. 2009, doi: 10.1080/00102200802665102.
- [69] B. Ponizy and S. Wojcicki, “On modeling of pulse combustors,” *Symposium (International) on Combustion*, vol. 20, no. 1, 1985, doi: 10.1016/S0082-0784(85)80702-5.

SRTONY INTERNETOWE

- 70 – <https://www.af.mil/News/Article-Display/Article/123534/pulsed-detonation-engine-flies-into-history/> – dostęp 21.09.2022
- 71 – <https://auerpolska.com/kotly-kondensacyjne-2> – dostęp 21.09.2022
- 72 – <https://zamglawiacze.com/11-zamglawiacze-termiczne> – dostęp 15.11.2022
- 73 – <https://vespadd.com.pl/produkty/sprzet-zamglawiacze-zamglawiacze-spalinowe/zamglawiacz-igeba-tf-35> - dostęp 21.09.2022
- 74 – <https://www.youtube.com/watch?v=DLcK6q1KiQM> – dostęp 21.09.2022
- 75 – http://plans-for-everything.com/hen_pulse_jet_plans.html - dostęp 21.09.2022
- 76 – <https://www.enics.aero/en> - dostęp 10.10.2017 dostęp 21.09.2022
- 77 – <https://www.pulse-jets.com/> - dostęp 21.09.2022

78 – <http://aardvark.co.nz/pjet/> - dostęp 21.09.2022

79 – <https://www.youtube.com/watch?v=teQXaqeEnl8> – dostęp 21.09.2022

80 – https://www.engineeringtoolbox.com/propane-d_1423.html - dostęp 21.09.2022