



**POLITECHNIKA  
GDAŃSKA**

Imię i nazwisko autora rozprawy: Joanna Grochowalska  
Dyscyplina naukowa: Inżynieria mechaniczna

## **ROZPRAWA DOKTORSKA**

Tytuł rozprawy w języku polskim: Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

Tytuł rozprawy w języku angielskim: The influence of parameters of the fuel spray injected into the cylinder of the marine diesel engine on the early stage of atomization

Promotor

*Podpis*

dr hab. inż. Jerzy Kowalski

Gdańsk, marzec 2023

## OŚWIADCZENIE

Autor rozprawy doktorskiej: Joanna Grochowalska

Ja, niżej podpisany(a), oświadczam, iż jestem świadomy(a), że zgodnie z przepisem art. 27 ust. 1 i 2 ustawy z dnia 4 lutego 1994 r. o prawie autorskim i prawach pokrewnych (t.j. Dz.U. z 2021 poz. 1062), uczelnia może korzystać z mojej rozprawy doktorskiej zatytułowanej:

Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania.<sup>1</sup>

Świadomy(a) odpowiedzialności karnej z tytułu naruszenia przepisów ustawy z dnia 4 lutego 1994 r. o prawie autorskim i prawach pokrewnych i konsekwencji dyscyplinarnych określonych w ustawie Prawo o szkolnictwie wyższym i nauce (Dz.U.2021.478 t.j.), a także odpowiedzialności cywilno-prawnej oświadczam, że przedkładana rozprawa doktorska została napisana przeze mnie samodzielnie.

Oświadczam, że treść rozprawy opracowana została na podstawie wyników badań prowadzonych pod kierunkiem i w ścisłej współpracy z promotorem, dr hab. inż. Jerzym Kowalskim prof. PG, ~~drugim promotorem <drugi promotor>, promotorem pomocniczym <promotor pomocniczy>, kopromotorem <kopromotor>\*~~.

Niniejsza rozprawa doktorska nie była wcześniej podstawą żadnej innej urzędowej procedury związanej z nadaniem stopnia doktora.

Wszystkie informacje umieszczone w ww. rozprawie uzyskane ze źródeł pisanych i elektronicznych, zostały udokumentowane w wykazie literatury odpowiednimi odnośnikami, zgodnie z przepisem art. 34 ustawy o prawie autorskim i prawach pokrewnych.

Potwierdzam zgodność niniejszej wersji pracy doktorskiej z załączoną wersją elektroniczną.

Gdańsk, dnia .....

.....  
podpis doktoranta

Ja, niżej podpisany(a), wyrażam zgodę/~~nie wyrażam zgody\*~~ na umieszczenie ww. rozprawy doktorskiej w wersji elektronicznej w otwartym, cyfrowym repozytorium instytucjonalnym Politechniki Gdańskiej.

Gdańsk, dnia .....

.....  
podpis doktoranta

\*niepotrzebne usunąć

<sup>1</sup> Art. 27. 1. Instytucje oświatowe oraz podmioty, o których mowa w art. 7 ust. 1 pkt 1, 2 i 4–8 ustawy z dnia 20 lipca 2018 r. – Prawo o szkolnictwie wyższym i nauce, mogą na potrzeby zilustrowania treści przekazywanych w celach dydaktycznych lub w celu prowadzenia działalności naukowej korzystać z rozpowszechnionych utworów w oryginale i w tłumaczeniu oraz zwielokrotnić w tym celu rozpowszechnione drobne utwory lub fragmenty większych utworów.

2. W przypadku publicznego udostępniania utworów w taki sposób, aby każdy mógł mieć do nich dostęp w miejscu i czasie przez siebie wybranym korzystanie, o którym mowa w ust. 1, jest dozwolone wyłącznie dla ograniczonego kręgu osób uczących się, nauczających lub prowadzących badania naukowe, zidentyfikowanych przez podmioty wymienione w ust. 1.



## **OPIS ROZPRAWY DOKTORSKIEJ**

**Autor rozprawy doktorskiej:** Joanna Grochowalska

**Tytuł rozprawy doktorskiej w języku polskim:** Wpływ parametrów strugi rozpylanego paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

**Tytuł rozprawy w języku angielskim:** The influence of parameters of the fuel spray injected into the cylinder of the marine diesel engine on the early stage of atomization

**Język rozprawy doktorskiej:** polski

**Promotor rozprawy doktorskiej:** dr hab. inż. Jerzy Kowalski

**Data obrony:** .....

**Słowa kluczowe rozprawy doktorskiej w języku polski:** spaliny silnik okrętowy z zapłonem samoczynnym, wtrysk i rozpylanie oleju napędowego, makro parametry strugi rozpylanego paliwa, zasięg strugi, kąt stożka strugi paliwa

**Słowa kluczowe rozprawy doktorskiej w języku angielskim:** marine diesel engine, diesel oil fuel spray, fuel injector, macro parameters of fuel spray, spray tip penetration, spray cone angle

**Streszczenie rozprawy w języku polskim:**

Przedmiotem rozprawy jest analiza procesu wtrysku oleju napędowego do cylindra silnika okrętowego z zapłonem samoczynnym i bezpośrednim wtryskiem paliwa. Analiza tego zagadnienia została przeprowadzona w aspekcie wpływu makro parametrów strugi na początkową fazę rozpylania oleju napędowego.

Celem niniejszej pracy jest określenie wpływu współczynnika  $L/D$  (długość otworu/średnica) otworu wylotowego wtryskiwacza na zmianę charakterystyki zasięgu strugi oraz kąta stożka strugi w czasie w początkowej fazie rozpylania. W tym celu przeprowadzono badania eksperymentalne, podczas których olej napędowy wtryskiwano do komory o stałej objętości pod różnym ciśnieniem. Metodę optyczną techniką Mie scattering wykorzystano do wizualizacji propagacji wtryskiwanego paliwa. Wyniki badań pokazały, że  $L/D$  otworu wylotowego, ciśnienie wtryskiwanego paliwa i przeciwcisnienie w komorze wpływają na makro parametry strugi w początkowej fazie rozpylania. Na podstawie wyników badań eksperymentalnych zostały zbudowane modele matematyczne pozwalające na obliczenie makro parametrów strugi rozpylanego oleju napędowego zmiennych w czasie w początkowej fazie rozpylania. Zbudowane modele poddano ocenie oraz weryfikacji oryginalnymi wynikami badań eksperymentalnych.





**Streszczenie rozprawy w języku angielskim:**

The subject of the dissertation is analysis of diesel oil spray process into cylinder of the marine diesel engine with direct injection. The analysis of the issue was conducted in aspect of influence of macro parameters of the fuel spray in early stage of the injection.

The purpose of this study is the definition of coefficient L/D (length/diameter) influence of hole outlet of fuel injector on the change of characteristic spray tip penetration and spray cone angle in early stage of the injection. For this purpose experimental studies were conducted, during which diesel oil was injected into constant volume chamber under different pressures.

The optical method Mie scattering was used to visualize the injected fuel propagation in constant volume chamber. The results showed that L/D of hole outlet, pressure of injection and backpressure in constant volume chamber influenced macro parameters of diesel fuel spray in the early stage of injection.

Based on the experimental research, mathematical models were made to calculate macro parameters of diesel fuel spray in time of early stage of injection. The created models were evaluated and verified with the results of specific experimental researches.

**~~Streszczenie rozprawy w języku, w którym została napisana\*\*:~~**

**~~Słowa kluczowe rozprawy doktorskiej w języku, w którym została napisana\*\*:~~**

*\* niepotrzebne skreślić*

*\*\* dotyczy rozpraw doktorskich napisanych w innych językach, niż polski lub angielski*



### ***Podziękowania***

Chciałabym serdecznie podziękować promotorowi pracy Panu dr hab. inż. Jerzemu Kowalskiemu, prof. PG za pomoc w realizacji badań eksperymentalnych, wsparcie, poświęcony czas oraz wszelakie wskazówki podczas pisania rozprawy doktorskiej. Przekazane cenne sugestie i uwagi merytoryczne przyczyniły się do powstania niniejszej rozprawy doktorskiej.

Dziękuję dr. inż. Łukaszowi Janowi Kapuście oraz dr. inż. Piotrowi Jaworskiemu z Instytutu Techniki Ciepłej Politechniki Warszawskiej za wiele godzin pracy w laboratorium oraz pomoc techniczną i merytoryczną podczas przeprowadzanych badań eksperymentalnych.

Dziękuję dr. inż. Klaudii Wrzask za pomoc oraz możliwość konsultacji w trakcie realizacji obliczeń zawartych w niniejszej pracy.

Joanna Grochowalska

# Spis treści

Wykaz stosowanych oznaczeń .....	7
1 Wprowadzenie .....	8
1.1 Wtryskiwacze tłokowych okrętowych silników ZS .....	16
1.2 Geometria chmury kropeł paliwa z wtryskiwacza otworkowego.....	19
1.3 Metody optyczne w badaniach procesu wtrysku i rozpylania paliwa	24
1.4 Charakterystyka rozpadu strugi cieczy .....	33
2 Rozpylanie paliwa w silniku ZS .....	41
2.1 Modele matematyczne makro parametrów .....	51
2.1.1 Zasięg strugi rozpylanego paliwa .....	51
2.1.2 Kąt stożka strugi rozpylanego paliwa .....	54
3 Motywacja .....	58
3.1 Wstępne badania eksperymentalne .....	62
3.2 Wyniki wstępnych badań eksperymentalnych .....	69
4 Cel i teza pracy .....	74
5 Główne badania eksperymentalne .....	76
5.1 Wyniki kąta stożka strugi rozpylonego oleju napędowego .....	79
5.2 Wyniki zasięgu strugi rozpylonego oleju napędowego .....	93
5.2.1 Model kąta stożka strugi .....	105
5.2.2 Model zasięgu strugi .....	118
6 Podsumowanie .....	131
Bibliografia .....	133
Załącznik 1 .....	142
Wykaz tabel oraz rysunków .....	145

## Wykaz stosowanych oznaczeń

Oznaczenie	Opis
$A_s$	[mm <sup>2</sup> ] – pole powierzchni przekroju otworu dyszy wtryskiwacza
$C_d$	[-] - współczynnik natężenia przepływu przez dyszę wtryskiwacza
$D_{in}$	[mm] – średnica wlotowa otworu dyszy wtryskiwacza
$D_{out}$	[mm] – średnica wylotowa otworu dyszy wtryskiwacza
$D$	[mm] – średnica otworu dyszy wtryskiwacz
HFO	[-] - Heavy Fuel Oil - ciężki olej napędowy
L/D	[-] – stosunek długości otworu dyszy wtryskiwacza do średnicy otworu dyszy wtryskiwacza
$L_l$	[mm] – zasięg strugi cieczy ( <i>break – up lenght</i> )
LDA	- – Laserowa anemometria Dopplera
LIEF	- – Laser Induced Exciplex Fluorescence
LIF	- – Laser Induced Fluorescence
MDO	- - Marine Diesel Oil
$m_f$	[g] - masowa dawka paliwa
$\dot{m}_f$	[kg/s] – masowe natężenie przepływu paliwa
$P_i$	[MPa] – ciśnienie paliwa w instalacji
$P_o$	[MPa] - ciśnienie otwarcia wtryskiwacza
$P_p$	[MPa] – przeciwcisnienie
$P_w$	[MPa] - Ciśnienie wtrysku paliwa
PIV	- – Particle Image Velocimetry
SMD	[μm] – średnia średnica kropeł wg Sautera ( <i>ang. Sauter Mean Diameter</i> )
$t_w$	[s] – czas trwania wtrysku paliwa
$\dot{V}$	[m <sup>3</sup> /s] - objętościowe natężenie przepływu
$u_l$	[m/s] – prędkość cieczy
$w$	[m/s] – prędkość przepływu cieczy przez otwór dyszy rozpylającej
$\mu$	[-] – współczynnik natężenia przepływu cieczy
$\nu_l$	[mm <sup>2</sup> /s] – lepkość kinematyczna cieczy
$\rho_l$	[kg/m <sup>3</sup> ] – gęstość cieczy
$\sigma$	[J/m <sup>2</sup> ] – napięcie powierzchniowe cieczy

## 1 Wprowadzenie

W siłowniach okrętowych statków morskich do napędu stosowane są tłokowe silniki spalinowe z zapłonem samoczynnym (ZS). Wśród okrętowych silników ZS można wyróżnić silniki tłokowe dwusuwowe wolnoobrotowe oraz czterosuwowe średnio i szybkoobrotowe. Prędkość obrotowa silników dwusuwowych wolnoobrotowych ZS zazwyczaj nie przekracza 100 obr/min, a ich sprawność ogólna wynosi średnio między 40 a 53 %. Silniki okrętowe ZS czterosuwowe średnio i szybkoobrotowe pracują z wyższymi prędkościami obrotowymi od 250 do 1500 obr/min, ale w porównaniu do silników dwusuwowych ZS charakteryzują się niższą sprawnością ogólną między 35 a 42 % [1]. Należy zwrócić uwagę, że silniki okrętowe charakteryzują się odmienną konstrukcją od silników ZS stosowanych w motoryzacji. Główne różnice to [2]:

- znaczne wymiary cylindrów, o objętości skokowej między 10 a 30 dm<sup>3</sup>,
- skok tłoka, który często przekracza średnicę cylindra,
- początek samozapłonu paliwa zachodzący przed górnym martwym położeniem tłoka (GMP),
- wysokie ciśnienie doładowania (zmierzonego przed turbosprężarką dla całego zakresu obciążeń silnika okrętowego) jest wyższe od ciśnienia gazów wylotowych,
- regulowany proces spalania w celu zapewnienia jak najmniejszego jednostkowego zużycia paliwa podczas pracy silnika okrętowego z obciążeniem nominalnym,
- brak recyrkulacji spalin,
- praca silnika ze stałą prędkością obrotową lub według charakterystyki śrubowej [3].

Dobór odpowiedniego silnika lub całego układu energetycznego statku uwarunkowany jest jego rodzajem i przeznaczeniem oraz oceną wielokryterialnej analizy techniczno – ekonomicznej. Wielkogabarytowe okrętowe silniki ZS wymagają dostarczenia odpowiedniej ilości paliwa do wytworzenia wymaganej mocy. W przeważającej większości paliwem spalany przez silniki ZS na statkach jest ciężki olej napędowy HFO (ang.



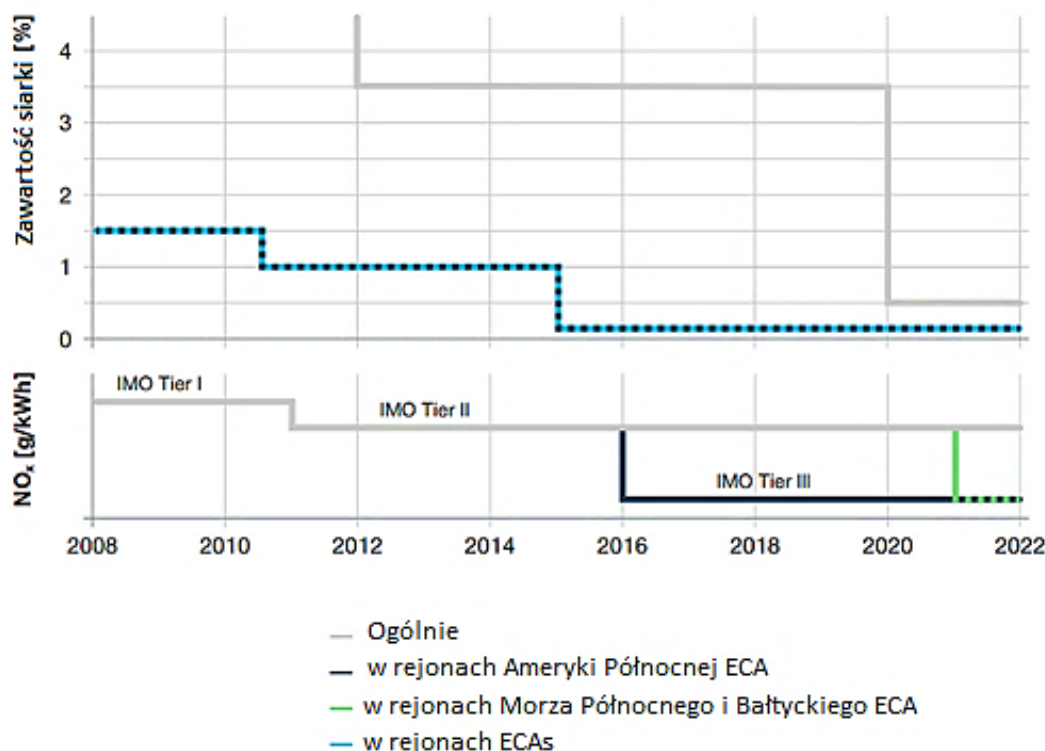
## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

*heavy fuel oil*) i olej napędowy MDO (ang. *marine diesel oil*). Produktami spalania paliw żeglugowych przez silniki okrętowe są gazy wylotowe. Obecność w spalinach statków tlenków azotu NO<sub>x</sub>, tlenków siarki SO<sub>x</sub>, tlenków węgla CO<sub>x</sub>, cząstek stałych PM (ang. *particulate matter*) przyczynia się do zanieczyszczania powietrza w środowisku morskim [4,5].

Zanieczyszczenie powietrza przez gazy spalinowe silników okrętowych stały się powodem do wprowadzenia przez Międzynarodową Organizację Morską (ang. *International Maritime Organization* - IMO) Załącznika VI do Konwencji MARPOL 73/78 [5]. W załączniku VI określone zostały poszczególne poziomy kontroli emisji NO<sub>x</sub>, które determinuje data budowy statku. Dla silników ZS zainstalowanych na statkach od 1 stycznia 2011 roku obowiązuje Poziom (Tier) II. W 2016 roku wprowadzono znacznie bardziej restrykcyjne ograniczenia emisji NO<sub>x</sub> - Poziom (Tier) III, w szczególności dla silników eksploatowanych na statkach w Północnoamerykańskich Obszarach Kontroli Emisji ECA (ang. *Emission Control Area*) lub w obszarze Morza Karaibskiego Stanów Zjednoczonych. Natomiast w obszarach Morza Północnego oraz Bałtyckiego Poziom III obowiązuje dla silników zainstalowanych na statkach, które zostały zbudowanych po roku 2021.

Oprócz NO<sub>x</sub> wymaganiom kontroli Załącznika VI do Konwencji MARPOL 73/78 podlega również dopuszczalna ilość siarki w paliwie okrętowym. Na Rys. 1.1 zaprezentowano ogólną tendencję redukcji dopuszczalnych limitów emisji NO<sub>x</sub> oraz poziomu zawartości siarki w paliwie według Załącznika VI Konwencji MARPOL 73/78 od roku 2008 do 2022.

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania



Rys. 1.1 Zmiany dopuszczalnych poziomów emisji NO<sub>x</sub> oraz ilości siarki w paliwie w latach 2008 – 2022 [6]

Generalnie do roku 2022 dopuszczalna ilość siarki w paliwie żeglugowym została zredukowana z 1,5% do 0,1% w obszarach kontroli emisji tlenków siarki (SO<sub>x</sub>). Poza wspomnianymi obszarami od 2020 roku, dopuszczalny poziom ilości siarki w paliwie nie powinien przekraczać 0,5 %.

Należy wspomnieć, że w 2011 roku przepisy o zapobieganiu zanieczyszczeniu powietrza przez statki zostały rozszerzone o obowiązek ograniczania emisji CO<sub>2</sub> zgodnie ze wskaźnikiem efektywności wykorzystania energii EEOI (ang. *Energy Efficiency Operational Indicator*) [7]. Eksploatacyjny wskaźnik EEOI określa ilość wyemitowanego CO<sub>2</sub> w zależności od wielkości przewożonego ładunku na statku i długości podróży. Oznacza to, że zarządzanie eksploatacją statku powinno być jak najbardziej efektywne i zgodne z planem efektywnego zarządzania energią na statkach SEEMP (ang. *Ship Energy Efficiency Management Plan*) [8].

W związku z coraz bardziej zaostrzającymi się wymogami prawa międzynarodowego producentom silników okrętowych narzuca się

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

wymagania, które dotyczą przede wszystkim ograniczania zużycia paliwa z jednoczesnym zmniejszeniem emisji związków toksycznych. Należy wspomnieć, że oprócz  $\text{NO}_x$  wymaganiom kontroli emisji podlegają związki takie jak  $\text{SO}_x$  oraz  $\text{CO}_x$ . Tlenki siarki  $\text{SO}_x$  powstają w wyniku spalania siarki zawartej w paliwie, dlatego głównym sposobem zmniejszenia ich emisji jest redukcja ilości siarki w spalonym paliwie lub ograniczenie zużycia paliwa. Taka sama zależność występuje w odniesieniu do tlenków węgla  $\text{CO}_x$  z tym, że dotyczy ilości węgla zawartego w paliwie. W przypadku tlenków azotu  $\text{NO}_x$  do ich nadmiernego tworzenia przyczyniają się warunki wysokiej temperatury panujące w czasie trwania procesu spalania paliwa w cylindrach silników ZS. Dlatego jedynym sposobem ich ograniczania jest zmiana przebiegu procesu spalania w cylindrze.

Proces spalania w cylindrach silników okrętowych ZS polega na zamianie energii chemicznej paliwa na energię cieplną, która następnie zostaje przetworzona na pracę mechaniczną. Proces ten rozpoczyna się od wtrysku i rozpylenia paliwa w komorze spalania za pomocą wtryskiwacza wielootworowego. Moment wtrysku paliwa następuje zazwyczaj chwilę przed osiągnięciem przez tłok GMP. Wysokociśnieniowy wtrysk paliwa do komory spalania ma na celu rozpylenie strugi paliwa na krople. Paliwo w postaci kropeł odparowuje i miesza się z powietrzem, w związku z czym, powstaje mieszanina palna o odpowiednim stosunku mas powietrza i paliwa. Aby nastąpił samozapłon tak przygotowanej mieszaniny palnej musi zostać doprowadzona energia cieplna, która w przypadku silnika tłokowego ZS jest skutkiem sprężania gazu przez tłok. Po zainicjowaniu samozapłonu następuje spalanie. Spalanie paliwa w cylindrach silników ZS można podzielić na dwa etapy: spalanie kinetyczne i dyfuzyjne. Rodzaj spalania zależy od charakteru powstałej mieszaniny palnej oraz rodzaju paliwa. Spalaniu kinetycznemu ulega paliwo w formie odparowanej, które z powietrzem tworzy mieszaninę homogeniczną. W tym przypadku spalanie kontrolowane jest przez reakcje chemiczne. Z kolei spalanie dyfuzyjne zachodzi wtedy, gdy paliwo i utleniacz (powietrze) początkowo występują osobno, a następnie mieszają się w skutek

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

dyfuzji [9]. Ten etap spalania kontrolowany jest przez procesy fizyczne takie jak: ogrzewanie, parowanie i mieszanie się z powietrzem kropel paliwa.

W zależności od stosunku ilości powietrza dostarczonego do spalania do ilości powietrza niezbędnego do całkowitego i zupełnego spalania dostarczonego paliwa, spalanie paliw może przebiegać w trzech zasadniczych przypadkach, kiedy występuje:

- I. niezbędna i wystarczająca ilość powietrza,
- II. nadmiar powietrza,
- III. niedomiar powietrza.

W pierwszym przypadku powstaje mieszanina paliwowo – powietrzna nazywana stechiometryczną, w drugim przypadku mieszanina uboga. Natomiast w trzecim tworzy się mieszanina zwana bogatą. Stosunek ilości powietrza dostarczonego do ilości powietrza niezbędnego do całkowitego i zupełnego spalania paliwa określany jest za pomocą współczynnika nadmiaru powietrza ( $\lambda$ ) określonego wyrażeniem (1) [10].

$$\lambda = \frac{(m_{rO} + m_{rN})}{(m_{sO} + m_{sN})} \quad (1)$$

Gdzie:

$m_{rO} + m_{rN}$  – rzeczywista masa powietrza dostarczona do spalania,

$m_{sO} + m_{sN}$  – masa powietrza niezbędnego do spalania stechiometrycznego.

Wartość  $\lambda$  określa rodzaj powstałej mieszaniny. W przypadku mieszaniny stechiometrycznej  $\lambda = 1$ , ubogiej  $\lambda > 1$ , a bogatej  $\lambda < 1$ . Podczas stechiometrycznego spalania paliwa końcowymi produktami są para wodna oraz dwutlenek węgla ( $\text{CO}_2$ ). Z kolei spalanie mieszaniny ubogiej zachodzi przy nadmiarze tlenu zawartego w powietrzu, co w konsekwencji prowadzi do całkowitego spalania paliwa (tak jak w przypadku spalania stechiometrycznego) z wystąpieniem wolnego tlenu w spalinach. Spalanie mieszanek bogatych zależy od wielu parametrów takich jak powinowactwo chemiczne poszczególnych pierwiastków chemicznych, kinetyka spalania (kolejność procesów fizycznych i chemicznych zachodzących podczas reakcji) oraz od lokalnych warunków spalania [10]. W efekcie spalania mieszanek

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

bogatych przy niedoborze tlenu zachodzi proces niezupełnego spalania węgla, a produktem końcowym jest tlenek węgla (CO) lub niespalony węgiel w postaci sadzy.

Spalanie paliwa w silnikach ZS powinno mieć charakter spalania całkowitego, którego produktami końcowymi jest CO<sub>2</sub> oraz para wodna. W związku z tym, proces spalania powinien przebiegać w warunkach szybkiego ogrzewania i parowania kropeł paliwa przy dostarczeniu odpowiedniej ilości powietrza. Należy zwrócić uwagę, że dominującym składnikiem powietrza dostarczanego do spalania paliwa w cylindrach silników okrętowych ZS jest azot (N<sub>2</sub>). W wyniku utlenienia N<sub>2</sub> podczas spalania paliwa w warunkach wysokiej temperatury panującej w cylindrze tworzą się NO<sub>x</sub>.

W celu zniwelowania niekorzystnych zjawisk, wynikających z procesu spalania paliwa w cylindrach silników ZS, stosowane są różne typy spalania doprowadzające do obniżenia wysokiej temperatury i ciśnienia tego procesu. Ograniczenie nadmiernej emisji NO<sub>x</sub> w silnikach okrętowych ZS wymaga przede wszystkim modyfikacji przebiegu procesu spalania paliwa w cylindrach. Dlatego, jednym z głównych czynników wpływających na charakter procesu spalania jest sposób dostarczania paliwa do cylindra.

Za doprowadzenie paliwa w odpowiednim czasie i dawce do cylindra silnika odpowiada układ wtryskowy paliwa. W ogólnym ujęciu, układ wtryskowy silnika ZS składa się z instalacji zasilania paliwem i pompy wysokociśnieniowej wraz z przewodami wysokiego ciśnienia. Zakończenie układu wtryskowego stanowią wtryskiwacze, które są zasadniczym elementem tego układu, ponieważ odpowiadają za prawidłowe rozpylenie paliwa w cylindrze [11]. Zatem, oprócz właściwości fizyko - chemicznych paliwa, parametrami warunkującymi przebieg spalania paliwa w cylindrach silników okrętowych ZS są parametry układu wtryskowego. Wśród tych parametrów można wymienić:

- ciśnienie wtrysku paliwa,
- czas początku i zakończenia wtrysku paliwa,
- dawkę paliwa.

Wspomniane parametry są ściśle powiązane z konstrukcją poszczególnych elementów układu wtryskowego paliwa. W mechanicznych układach

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

wtryskowych okrętowych silników ZS parametry wtrysku paliwa regulowane są za pomocą krzywki paliwowej napędzanej przez wał rozrządu silnika. W tego typu rozwiązaniach konstrukcyjnych, ciśnienie wtrysku paliwa jest funkcją prędkości oraz obciążenia silnika. Modyfikacja mechanicznego układu wtryskowego paliwa polega na zastosowaniu krzywki paliwowej o odpowiednim kształcie, położonej w określonym miejscu na wale rozrządu. Dotychczas silniki okrętowe były regulowane dla najniższego zużycia paliwa, które odpowiadało pracy z obciążeniem i prędkością obrotową zbliżoną do obciążenia nominalnego [8]. Dlatego, zmiana obciążenia silnika wpływa na zmianę ciśnienie wtrysku paliwa, a w konsekwencji jakość rozpylenia paliwa może ulec pogorszeniu.

Wprowadzenie elektronicznego systemu wtrysku paliwa common rail (CR) do systemów silników okrętowych ZS umożliwiło w większym zakresie modyfikację parametrów wtrysku paliwa [8]. Ogólne korzyści wynikające z zastosowania CR to przede wszystkim większa kontrola w całym zakresie obciążenia i prędkości silnika nad regulacją ciśnienia wtrysku paliwa, momentem otwarcia wtryskiwacza, czasem trwania wtrysku paliwa oraz precyzyjnym dobozem dawki paliwa. Główną zaletą wynikającą z elektronicznego sterowania wtryskiem paliwa jest możliwość zastosowania różnych strategii wtrysku paliwa, dzięki którym uzyskuje się mniejsze zużycie paliwa i ograniczenie emisji związków toksycznych w całym zakresie obciążenia silnika [9]. Elektroniczny system wtrysku paliwa umożliwia realizowanie kilku wtrysków określonych dawek paliwa w ciągu jednego cyklu pracy silnika ZS. Podana przez wtryskiwacz dawka wstępna ulega samozapłonowi i prowadzi do złagodzenia przebiegu procesu spalania w cylindrze dawki głównej [12]. Dzięki temu zostaje zmniejszona temperatura w początkowym etapie spalania, która jest głównym czynnikiem powodującym tworzenie się NO<sub>x</sub>. Należy zwrócić uwagę, że zastosowanie strategii wielowtrysku paliwa do cylindra wymaga szybkiego sterowania wtryskiwaczami, co może być realizowane przez zastosowanie wtryskiwaczy o sterowaniu elektromagnetycznym.

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

W przeciwieństwie do mechanicznych systemów regulacji procesu wtrysku, system CR umożliwia utrzymywanie ciśnienia wtrysku paliwa w zasobniku i przewodach zasilających na stałym poziomie, w całym zakresie obciążenia silnika, a czas otwarcia i zamknięcia wtryskiwaczy sterowany jest przez układ elektroniczny. W mechanicznych układach silników okrętowych ZS, wartość ciśnienia wtrysku paliwa do cylindrów wynosi 20-50 MPa, natomiast w systemach CR ciśnienie wtrysku paliwa może osiągać do 200 MPa [8]. Zwiększanie ciśnienia wtrysku paliwa wraz z jednoczesnym zmniejszaniem średnicy otworów wylotowych wtryskiwaczy powoduje, że proces rozpylania paliwa w cylindrach zostaje zintensyfikowany, a spalanie przebiega łagodniej i efektywniej. Elektroniczny system sterowania wtryskiem paliwa w silnikach okrętowych ZS pozwala na sterowanie nie tylko parametrami wtrysku paliwa, ale również napędem zaworów cylindrowych. Wspomniane sterowanie zaworami cylindrowymi w połączeniu z CR, zwane jako RT-flex, pierwszy raz zastosowano w dwusuwowym wolnoobrotowym silniku okrętowym napędu głównego typu RT-flex60C przez koncern silników okrętowych Wartsila (aktualnie WinGD) [13]. Największą zaletą wynikającą z zastosowania elektronicznego układu sterowania systemu RT-flex jest zmniejszenie emisji związków toksycznych w spalinach oraz zredukowanie jednostkowego zużycia paliwa.



## 1.1 Wtryskiwacze tłokowych okrętowych silników ZS

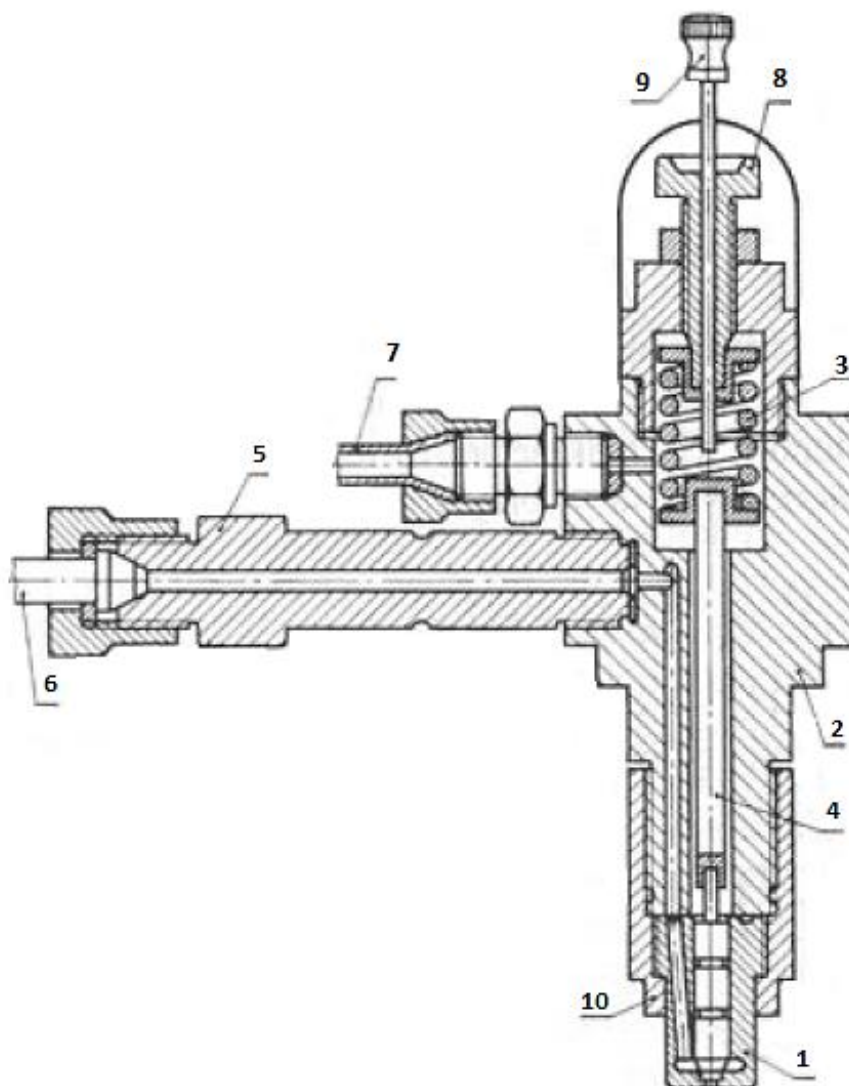
Wtryskiwacze stosowane w okrętowych silnikach ZS należą do grupy rozpylaczy strumieniowych o działaniu przerywanym. Na Rys. 1.2 zaprezentowano typową konstrukcję wtryskiwacza stosowanego w silnikach ZS. Iglica zakończona stożkiem znajdująca się w rozpylaczu (1) dociskana jest za pomocą popychacza (4) i sprężyny (3) do gniazda dyszy rozpylającej. Napięcie sprężyny jest regulowane za pomocą śruby regulacyjnej (8) [14]. Otwieranie i zamykanie tego typu wtryskiwaczy odbywa się na zasadzie unoszenia i opuszczania iglicy, w wyniku pokonania oporów sprężyny dociskającej przez dopływające przewodem wysokociśnieniowym (6) paliwo o wysokiej wartości ciśnienia. Wartość ciśnienia paliwa, przy którym uniesie się iglica (ciśnienie otwarcia wtryskiwacza) regulowane jest za pomocą napięcia sprężyny.

W zależności od wymaganego kształtu oraz wewnętrznej struktury chmury rozpylanego paliwa w silnikach ZS, główna różnica w konstrukcji wtryskiwaczy polega na zastosowaniu dysz rozpylających o różnej konstrukcji będących zakończeniem modułu wtryskowego. Końcówki rozpylające wtryskiwaczy silników okrętowych ZS posiadają kilka otworów wylotowych paliwa. Ilość otworów uzależniona jest od oczekiwanego rozkładu paliwa w przestrzeni komory spalania oraz stopnia mieszania się rozpylonego paliwa z powietrzem. Dawniej, wtryskiwacze jednootworowe stosowane były w układach wtryskowych paliwa silników okrętowych ZS z pośrednim wtryskiem paliwa do komory spalania. Obecnie stosowane są w układach wtryskowych kotłów okrętowych.

Jednym z głównych kryteriów podziału wtryskiwaczy silników okrętowych ZS jest liczba otworów wylotowych dyszy rozpylającej wtryskiwacza.



## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania



Rys. 1.2 Wtryskiwacz stosowany w silnikach ZS regulowany napięciem sprężyny za pomocą śruby [14]: 1 - rozpylacz wtryskiwacza, 2 – obsada wtryskiwacza, 3 – sprężyna, 4 – popychacz dociskający sprężynę, 5 – złącze, 6 – przewód doprowadzający paliwa (wysokiego ciśnienia), 7 – przewód przelewowy, 8 – śruba regulacyjna, 9 – iglica kontrolna, 10 – nakrętka mocująca rozpylacz

W okrętowych silnikach tłokowych ZS z bezpośrednim wtryskiem paliwa do cylindra stosowane są głównie wtryskiwacze wielootworowe. Kryterium podziału tych wtryskiwaczy wynika z ich różnorodności konstrukcyjnej. Do wspomnianych parametrów konstrukcyjnych zaliczane są:

1. parametry zewnętrzne: wielkość i geometria korpusu wtryskiwacza,
2. kształt iglicy,

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

3. geometria dyszy rozpylającej, w tym m.in.:

- kąty rozpylania otworów,
- kształty otworów,
- średnice otworów.

Geometria dyszy rozpylającej wtryskiwacza w silnikach ZS jest dobierana w zależności od kształtu oraz jakości rozpylania paliwa w cylindrze.

## 1.2 Geometria chmury kropeł paliwa z wtryskiwacza otworkowego

Wtryskiwana pod wysokim ciśnieniem z jednego otworu dyszy rozpylającej wtryskiwacza struga paliwa do komory spalania silnika okrętowego ZS, zostaje rozpylona na krople i przyjmuje charakterystyczny stożkowy kształt. Wierzchołek stożka znajduje się w miejscu otworu wylotowego dyszy wtryskiwacza, natomiast jego podstawę stanowi krańcowa część czoła strugi. Od kształtu oraz struktury wewnętrznej rozpylonej strugi paliwa zależą dalsze procesy związane ze spalaniem, zachodzące w cylindrze silników okrętowych ZS. Wtrysnięta struga paliwa propaguje w głąb komory spalania zwiększając swój zasięg w kierunku osiowym i promieniowym. Podczas całego okresu wtrysku paliwa wielkość i rozkład kropeł w strudze zmieniają się w czasie i przestrzeni. Jest to wynik zachodzących procesów rozpadu kropeł. Zazwyczaj centralna część strugi paliwa wyróżnia się dużą gęstością oraz kroplami o większych rozmiarach, a wraz ze wzrostem odległości w kierunku krańcowych części strugi, średnice kropeł zmniejszają się i gęstość strugi ulega zmniejszeniu.

Kształt rozpylonej strugi paliwa opisywany jest za pomocą parametrów określających wymiary geometryczne oraz wewnętrzną strukturę chmury rozpylonego paliwa. Wspomniane parametry dzieli się na dwie grupy nazywane makro i mikro.

W cylindrze silnika okrętowego ZS makro parametry dostarczają informację o wielkości objętości zajmowanej przez rozpylone paliwo. Znajomość tej geometrii wymagana do odpowiedniej konfiguracji układu wtryskowego. Do makro parametrów opisujących geometrię zewnętrzną chmury rozpylonego paliwa zalicza się:

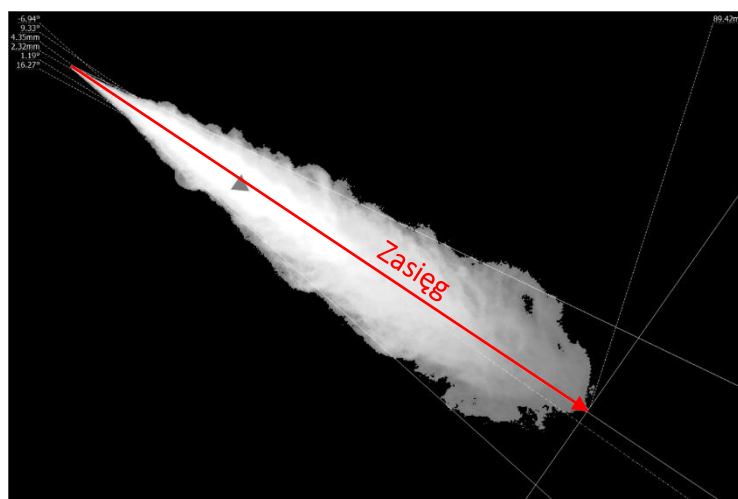
- zasięg strugi paliwa (ang. *Spray Tip Penetration (STP)*),
- kąt stożka rozpylonej strugi paliwa (ang. *Spray Cone Angle (SCA)*).

Oprócz parametrów opisujących kształt chmury, do grupy makro parametrów zaliczane są parametry charakteryzujące przepływ paliwa. Należą do nich:

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

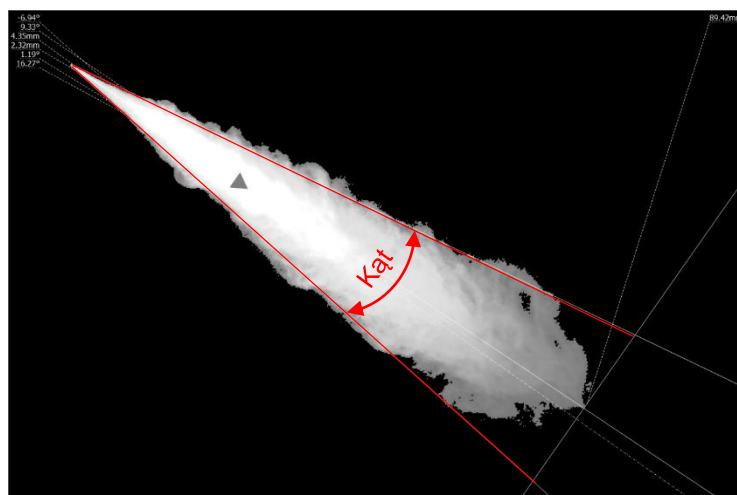
- objętościowe ( $\dot{V}$ ) i masowe ( $\dot{m}$ ) natężenie przepływu paliwa [15].

Zasięg strugi definiowany jest jako maksymalna odległość osiowa strugi rozpylonego paliwa, określona od miejsca położenia otworu dyszy rozpylającej wtryskiwacza do miejsca maksymalnego zasięgu czoła tej strugi [15]. Na Rys. 1.3 zobrazowano definicję maksymalnego zasięgu strugi.



Rys. 1.3 Przykład rozwinięcia chmury rozpylonego paliwa z zaznaczoną na czerwony kolor wartością zasięgu strugi rozpylonego paliwa

Kąt stożka strugi definiowany jest jako kąt wierzchołkowy, którego wierzchołek znajduje się w miejscu otworu wylotowego dyszy rozpylającej wtryskiwacza, a ramiona określają maksymalny graniczny obszar zajęty przez strugę paliwa [15]. Na Rys. 1.4 zaprezentowano definicję kąta stożka strugi dla rozwiniętej chmury rozpylonego paliwa.



## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

Rys. 1.4 Przykład rozwinięcia chmury rozpylonego paliwa z zaznaczoną na czerwony kolor wartością kąta stożka strugi rozpylanego paliwa

Parametry charakteryzujące przepływ paliwa przez otwór wylotowy wtryskiwacza, czyli strumień objętości  $\dot{V}$  (2) lub strumień masy  $\dot{m}$  (3) paliwa określone są na podstawie równania Bernoulliego z uwzględnieniem różnicy ciśnień  $\Delta p = p_1 - p_2$  przed i za otworem wylotowym wtryskiwacza.

$$\dot{V} = C_d \cdot A_s \cdot v_l = C_d \cdot A_s \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (2)$$

$$\Delta p = p_1 - p_2$$

Gdzie:

$\dot{V} \left[ \frac{m^3}{s} \right]$  – strumień objętości,  $C_d [-]$  - współczynnik natężenia przepływu przez dyszę wtryskiwacza,  $A_s [m^2] = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$  – powierzchnia przekroju otworu wylotowego,  $v_l$  - prędkość cieczy  $\left[ \frac{m}{s} \right]$ ,  $p_1 [MPa]$  – ciśnienie paliwa przed otworem wylotowym,  $p_2 [MPa]$  – ciśnienie paliwa za otworem wylotowym,  $\rho \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$  – gęstość paliwa;

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} = C_d \cdot A_s \sqrt{2\rho\Delta p} \quad (3)$$

Gdzie:  $\dot{m} \left[ \frac{kg}{s} \right]$  – strumień masy.

Współczynnik natężenia przepływu  $C_d$  zależy od kryterialnej liczby Reynoldsa i określany jest dla każdej dyszy rozpylającej wtryskiwacza doświadczalnie.

Drugą grupą parametrów charakteryzujących chmurę rozpylonego paliwa w silnikach okrętowych ZS są mikro parametry. Proces tworzenia się kropeł determinowany jest zjawiskami fizycznymi, przez co rozpylone paliwo tworzy niejednorodny rozkład kropeł. Mikro parametry są informacją o wielkości oraz przestrzennym rozkładzie kropeł w chmurze rozpylonego paliwa.

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylenia

W odniesieniu do silników ZS mikro parametry dostarczają informacji o jakości rozpylenia paliwa przez wtryskiwacz [15]. Jakość rozpylenia paliwa jest pojęciem ogólnym, które zawiera w sobie stopień oraz jednorodność rozpylenia. Jednorodność rozpylenia określa rozrzut średnic kropeł. W tym przypadku większą jednorodność oznacza mniejszy rozkład średnic kropeł. Stopień rozpylenia charakteryzuje średnią średnicę kropeł, przy czym im większy stopień rozpylenia tym średnice kropeł są mniejsze.

Do grupy mikro parametrów zalicza się:

- średnice kropeł,
- widmo rozpylenia - w tym rozkład ilościowy, objętościowy oraz masowy kropeł,
- prędkości kropeł.

Praktycznym parametrem służącym do oceny jakości rozpylenia paliwa jest wielkość określana jako średnia średnica kropeł. Jest to umowny parametr, który charakteryzuje zbiór jednorodnych kropeł w zastępstwie zbioru rzeczywistego (widma rozpylenia) [15]. W zależności od sposobu obliczania średniej średnicy kropeł parametr ten wyraża pewną własność zbioru kropeł, tj: liczba kropeł, średnica, powierzchnia czy objętość.

W Tab. 1.1 zostały przedstawione średnie średnice zastępcze kropeł w zależności od własności zbioru kropeł, zastosowania i sposobu obliczania. Wszystkie przedstawione wyrażenia średnich średnic kropeł pochodzą z ogólnej zależności [15]:

$$D_{pq} = \sqrt[p-q]{\frac{\sum_{i=1}^m D_i^p \Delta n_i}{\sum_{i=1}^m D_i^q \Delta n_i}} \quad (4)$$

Gdzie:

p,q – indeksy do oznaczania danej średnicy; n – ilość kropeł lub przedział o danej średnicy d; D – średnica kropeł

Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

Tab. 1.1 Średnie średnice zastępcze zbioru kropeł [15]

Oznaczenie	Nazwa	Wzór
$d_{10}$	Arytmetyczna, liniowa	$\frac{\sum d \cdot \Delta n}{\sum \Delta n}$
$d_{20}$	Powierzchniowa	$\sqrt{\frac{\sum d^2 \Delta n}{\sum \Delta n}}$
$d_{21}$	Względna powierzchniowa	$\frac{\sum d^2 \cdot \Delta n}{\sum d \cdot \Delta n}$
$d_{30}$	Objętościowa	$\sqrt[3]{\frac{\sum d^3 \cdot \Delta n}{\sum \Delta n}}$
$d_{32}$ - SMD	Objętościowo – powierzchniowa (Sautera)	$\frac{\sum d^3 \cdot \Delta n}{\sum d^2 \cdot \Delta n}$
$d_{43}$	Masowa	$\frac{\sum d^4 \cdot \Delta n}{\sum d^3 \cdot \Delta n}$

W analizie procesu rozpylania w silnikach ZS stosowana jest głównie średnia średnica kropeł Sautera (ang. SMD – Sauter Mean Diameter). SMD określa stosunek sumy objętości kropeł do sumy powierzchni kropeł w danym zbiorze kropeł (Tab. 1.1). Stosunek ten determinuje czas potrzebny do odparowania dostarczanej masy paliwa do procesu spalania w cylindrze [16]. W związku z czym, SMD wykorzystywana jest w analizie procesów wymiany masy i ciepła w silnikach ZS. Do wyznaczenia średnich średnic zbioru zastępczego kropeł konieczna jest rzeczywista informacja o parametrach charakteryzujących krople. Tego typu informacje można uzyskać tylko poprzez przeprowadzenie bezpośrednich pomiarów w badaniach eksperymentalnych procesu rozpylania paliwa.

### **1.3 Metody optyczne w badaniach procesu wtrysku i rozpylania paliwa**

Początkowo do określania średnicy kropeł w rozpylonej strudze paliwa wykorzystywane były metody mechaniczne i elektryczne. Wśród metod mechanicznych można wymienić zamrażanie lub wychwytywanie kropeł, metody woskowe czy techniki sedymentacyjne. Metody elektryczne polegały na wykorzystaniu możliwości przenoszenia ładunku przez naelektryzowane krople. Wielkość przenoszonego ładunku była proporcjonalna do masy kropeł. W badaniach parametrów strugi rozpylonego paliwa wspomniane metody pomiarowe zostały wyparte przez metody bezpośredniej wizualizacji [17].

Bezpośrednia wizualizacja, zwana metodą optyczną, polega na rejestrowaniu zjawiska rozpraszania światła na powierzchni kropeł paliwa w rozpylonej strudze. W związku z tym, jednym z istotnych elementów systemów konfiguracyjnych metod optycznych jest zastosowanie odpowiedniego oświetlenia. J. Kaluźny, J. Czajka i in. [18] w swojej pracy przedstawili wpływ zastosowania konwencjonalnego źródła światła takiego jak halogenowego i oświetlenia laserowego w wybranej technice metody optycznej. Zastosowanie oświetlenia laserowego o znacznej energii impulsu rozszerzyło zakres pomiarowy zastosowanej metody optycznej w porównaniu do badań z użyciem światła halogenowego. Do rejestracji rozproszenia światła używane są urządzenia takie jak kamery lub aparaty fotograficzne. Rozwój cyfryzacji obrazu spowodował wyparcie holografii i tradycyjnych aparatów fotograficznych. Zostały one zastąpione cyfrowymi kamerami o dużej prędkości rejestracji i wysokiej rozdzielczości obrazu. Zaletą rejestracji z dużą prędkością jest możliwość analizy w sposób ciągły procesu wtrysku i rozpylania paliwa poprzez odtworzenie poszczególnych klatek. W przypadku badań procesu wtrysku, rozpylania i spalania paliwa w silnikach ZS występuje utrudniony dostęp do badanego zjawiska. W związku z tym, stosowane są urządzenia lub stanowiska pomiarowe za pomocą których, możliwa jest symulacja warunków panujących w cylindrze. Do tych urządzeń należą między



## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

innymi: komory o stałej objętości, maszyny pojedynczego sprężu, stanowiska przepływowe czy silniki optyczne [19].

W zależności od specyfikacji mierzonych parametrów stosowane są różne techniki pomiarowe. Wybór odpowiedniej techniki wizualizacyjnej uwarunkowany jest:

- rodzajem badanego parametru,
- właściwościami rozpylanego paliwa,
- warunkami technicznymi przeprowadzanego eksperymentu.

Wtryskiwane do cylindra paliwo tworzy chmurę kropeł o przestrzennym zróżnicowaniu gęstości. Często środkową część utworzonej chmury może stanowić ciekły rdzeń lub przestrzeń o zwiększonej gęstości. Wraz ze wzrostem odległości od środkowej części rozpylonej strugi, w skutek następujących rozpadów wtórnych kropeł i mieszania się ich z powietrzem, gęstość strugi jest mniejsza. Do badania przestrzennej zmienny gęstości strugi rozpylonego paliwa w silnikach ZS stosowana jest technika obrazowania smugowego Shadowgraphy (ang. *shadow* – cień, *graphy* – grafika), która jest oparta na zjawisku Schlierena. Technika Shadowgraphy polega na rejestracji obrazu cienia wytworzonego przez oświetlenie rozpylanej strugi paliwa skupioną wiązką promieni świetlnych [20].

Metodą optyczną, w której wykorzystuje się zjawisko rozpraszania fali elektromagnetycznej na sferycznych cząstkach rozpylonego paliwa jest metoda Mie scattering. Nazwa tej metody pochodzi od nazwiska niemieckiego profesora fizyki Gustava Mie (1868-1957) [21]. Idea rozpraszania Mie polega na tym, że jeżeli na daną cząstkę pada promień świetlny to następuje rozproszenie tego promienia we wszystkich kierunkach. Obraz otrzymany metodą Mie scattering oparty jest na wizualizacji zmiany intensywności promieni świetlnych rozproszonych przez krople rozpylonego paliwa o rozmiarach porównywalnych z długością fali świetlnej. Na intensywność światła rozproszonego w metodzie Mie scattering wpływa średnica kropeł oraz ich gęstość.

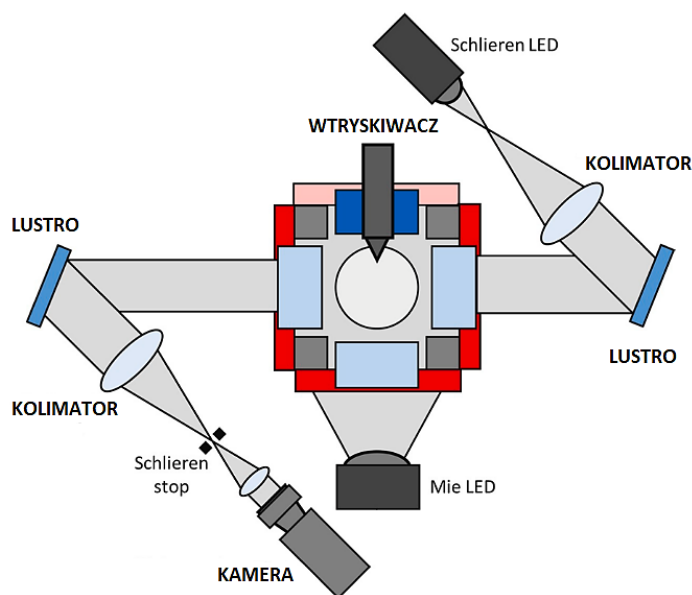
Techniki wizualizacyjne Shadowgraphy oraz Mie scattering zazwyczaj wykorzystywane są do badań makro parametrów strugi rozpylonego paliwa w

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

silnikach ZS [23-24]. W pracy J. Lewińskiej [20] zostały omówione możliwości pomiarowe zastosowania techniki optycznej Mie scattering i Shadowgraphy do badania makro i mikro parametrów strugi rozpylonego oleju napędowego z wtryskiwacza silnika okrętowego ZS. We wnioskach końcowych wspomnianej pracy zostało stwierdzone, że technika optyczna Mie scattering i Shadowgraphy nie są właściwymi metodami do badań mikro parametrów strugi rozpylonego oleju napędowego. Powodem jest zbyt dużą gęstość badanego medium. Natomiast techniki te są odpowiednie do badań makro parametrów rozpylonej strugi paliwa. Należy zaznaczyć, że przedstawione wnioski są słuszne tylko dla warunków przeprowadzanego eksperymentu zaprezentowanego w pracy [20].

W celu rozszerzenia zakresu pomiarowego procesu wtrysku i rozpylania paliwa w silnikach ZS stosowane jest połączenie dwóch lub kilku metod optycznych jednocześnie. Jest to podyktowane szybkozmiennym i złożonym charakterem procesu rozpylania paliwa oraz koniecznością pomiaru makro i mikro parametrów dla tej samej jednostkowej rozpylanej strugi. Przykładowo, połączenie techniki obrazowania Schlierena z Mie scattering wykorzystano w badaniach eksperymentalnych charakterystyki rozpylania paliwa w komorze o stałej objętości w pracy H. Li, R. Verschaeren i in. [24]. Dzięki zastosowaniu połączonych metod optycznych w konfiguracji przedstawionej na Rys. 1.5 została zobrazowana jednocześnie faza gazowa (technika Schlierena) i ciekła (Mie Scattering) strugi rozpylonego paliwa. Oświetlenie LED techniki Schlierena i Mie były aktywowane naprzemiennie w połowie częstotliwości rejestracji kamery, aby mógł być zarejestrowany jeden obraz za pomocą dwóch metod optycznych.

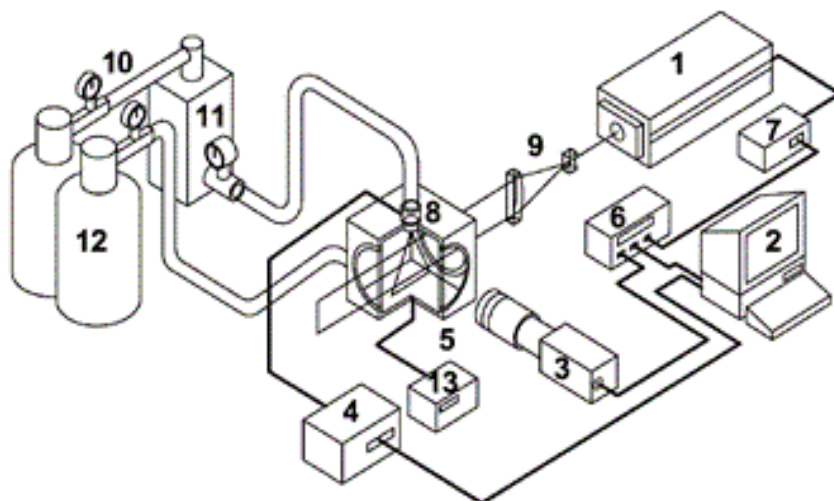
## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania



Rys. 1.5 Schemat stanowiska pomiarowego optyczną metodą technikami Schlierena i Mie scattering [24]

Oprócz badań makro i mikro parametrów strugi rozpylonego paliwa w silnikach ZS, metody optyczne stosowana są w badaniach przepływu paliwa. W tym celu wykorzystywana jest technika optyczna Particle Image Velocimetry (PIV), która polega na planarnym pomiarze prędkości kropeł [25]. W pomiarach metodą PIV płaszczyzna kropeł oświetlana jest przez krótki impuls lasera [26]. Światło lasera rozproszone przez przemieszczające się krople rejestrowane jest za pomocą kamery na dwóch obrazach z określonym opóźnieniem czasowym. Na podstawie odległości przemieszczenia oraz czasu opóźnienia pomiędzy grupami kropeł obliczana jest ich lokalna prędkość. Obliczenia prędkości wykonane w całym obszarze obrazu przedstawiają planarną reprezentację chwilowego pola prędkości kropeł. Przykładową konfigurację systemu pomiarowego metodą PIV zaprezentowano na Rys. 1.6. Stanowisko badawcze z zaprezentowaną konfiguracją urządzeń pomiarowych było przeznaczone do badań rozpylonego strumienia benzyny z wtryskiwacza silnika ZS.

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania



Rys. 1.6 Konfiguracja systemu pomiarowego metodą PIV [25]: 1 – Nd:YAG laser, 2 – Komputer, 3 – CCD kamera, 4 – Sterownik wtryskiwacza, 5 – Komora o stałej objętości, 6 – Generator impulsów, 7 – Generator podwójnego impulsu, 8 – GDI (*Gasoline Direct Injector*) wtryskiwacz, 9 – Soczewka cylindryczna, 10 – Ciśnieniomierz, 11 – Zbiornik paliwa, 12 – Zasobnik gazowego azotu, 13 – Kontroler podgrzewacza

W technice PIV do badania własności pól prędkości paliwa we wtryskiwanej strudze paliwa stosowane są rozproszone drobne cząstki nazywane posiewem. Posiewem określa się cząstki o wymiarach rzędu kilkudziesięciu mikrometrów, które wprowadza się do badanego medium. W przypadku badania paliw mogą być to małe ciała stałe, np. poliamid o wielkości 10 - 50  $\mu\text{m}$ . Z kolei do analizy gazów wykorzystywane są rozproszone krople cieczy np. wody lub cząstek stałych. Wspomniane cząstki są unoszone wraz z badanym medium i nie zakłócają jego ruchu. Prędkość cząstek posiewu jest jednoznaczna z polem prędkości badanego rozpylanego paliwa [25].

W analizie rozpylania i spalania paliwa w silnikach ZS prowadzone są badania związane z powstawaniem mieszaniny paliwowo - powietrznej. Realizacja badań eksperymentalnych przebiegu mieszania paliwa z powietrzem w cylindrach silników ZS jest dość problematyczna, ze względu na jednoczesne przestrzenne i czasowe występowanie tych procesów. W związku z tym, do charakteryzowania pól przepływu paliwa z przestrzennym

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

rozdzieleniem informacji pomiędzy fazą ciekłą a gazową paliwa wykorzystywane jest zjawisko emisji światła fluorescencyjnego. Występowanie zjawiska emitowania światła fluorescencyjnego zachodzi przez wzbudzony atom lub cząstkę zawartą w paliwie i wykorzystywane jest w technice metody optycznej LIF (ang. *Laser Induced Fluorescence*) lub PLIF (ang. *Planar Laser Induced Fluorescence*). Różnica pomiędzy LIF a PLIF polega na tym, że w metodzie LIF pomiary prowadzone są jednopunktowo, natomiast w metodzie PLIF stosowane jest obrazowanie wielopunktowe (w płaszczyźnie). Dlatego, metoda obrazowania wielopunktowego zdobyła przewagę w badaniach dotyczących silników spalinowych. Oświetleniem stosowanym w metodzie optycznej LIF/PLIF oraz PLIEF jest wiązka światła laserowego. Długość wiązki światła laserowego powinna być odpowiednio dobrana, aby powodowała pobudzenie odpowiednich aktywnych cząsteczek (atomów). Wzbudzone cząsteczki zawarte w paliwie emitują światło fluorescencyjne, które może zostać zarejestrowane np. za pomocą kamery. W technikach metody optycznej wykorzystujących zjawisko fluorescencji zostały określone trzy strategie pomiarowe, takie jak:

- wystąpienie naturalnej fluorescencji paliwa,
- fluorescencja z cząsteczki domieszki o dopasowanych właściwościach do paliwa
- fluorescencja z domieszek tworzących *exciplex* PLIEF (ang. *Planar Laser Induced Exciplex Fluorescence*) [17].

Pierwsze dwie koncepcje stosowane są do oddzielnego pomiaru kropeł paliwa w postaci ciekłej lub gazowej. Paliwo w fazie ciekłej może emitować mocniejszy sygnał światła fluorescencyjnego w porównaniu do stężenia paliwa w fazie gazowej. W związku z tym, trzecia zaprezentowana koncepcja stosowana jest do jednoczesnego pomiaru stężenia paliwa występującego w dwóch fazach. W technice pomiarowej PLIEF stosowane jest obrazowanie dwuwymiarowe, gdzie fluorescencję pochodzącą z paliwa w fazie ciekłej i gazowej można zarejestrować jednocześnie za pomocą dwóch oddzielnych kamer wyposażonych w filtry widmowe. Zarejestrowane obrazy prezentują zróżnicowaną intensywność emitowanego światła fluorescencyjnego w

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

zależności od występującej fazy paliwa. Możliwość wykorzystania techniki PLIEF w badaniach strugi rozpylanego paliwa w silnikach ZS uwarunkowana jest zastosowaniem odpowiedniego znacznika „*exciplex*” [17]. J.M. Desantes i in. [27] w swojej pracy zaprezentowali wyniki badań stężenia fazy ciekłej i gazowej rozpylanego heksadekanu z domieszką jako *exciplex* N,N,N0,N0-tetramethyl-p-phenylenediamine /  $\alpha$ -methylnaphthalene (1-Me-Np)) w warunkach podwyższonej temperatury w komorze. Prawidłowe wyniki wykazano tylko dla całkowicie odparowanej strefy paliwa. Powodem tego był występujący odmienny charakter paliwa względem zastosowanego znacznika. Z kolei w pracy D-S.Choi i in [28] zaprezentowano wyniki badań charakterystyki rozkładu fazy ciekłej i gazowej paliwa przy zastosowaniu techniki pomiarowej LIEF. W 89% objętościowym roztworze heksanu użyto domieszki 2% fluorobenzenu i 9% dietylometyloaminy. W tym przypadku, otrzymano prawidłowe wyniki pomiarowe na podstawie których Autorzy pracy mogli określić w rozpylonej strudze obszary gdzie występuje paliwo w postaci ciekłej oraz gazowej.

W pracy J. Lewińskiej i Ł.J. Kapusty [29], zaprezentowano wyniki badań eksperymentalnych mikrostruktury rozpylonego oleju napędowego z wtryskiwacza silnika okrętowego ZS za pomocą techniki optycznej LIF w połączeniu z Mie scattering. W przedstawionych badaniach zwrócono uwagę na wystąpienie niesymetrycznej naturalnej fluorescencji oleju napędowego przy laserowej długości fali wzbudzającej 266 nm, przez co niemożliwe było określenie średniej średnicy kropeł SMD.

Reasumując, w odniesieniu do badań charakterystyki rozpylania paliwa w cylindrach silników ZS zastosowanie techniki PLIF/LIF/LIEF oraz PLIEF umożliwia w głównej mierze uzyskanie informacji o czasowej i przestrzennej zmianie stężenia paliwa w fazie ciekłej lub gazowej w rozpylanej strudze. Głównymi czynnikami warunkującymi prawidłowość wyników pomiarowych są doboru odpowiedniej długości wiązki światła lasera, zaistnienie naturalnego zjawiska fluorescencji cząstek występujących w paliwie lub dobór odpowiedniego znacznika do paliwa. Należy zwrócić uwagę, że technika pomiarowa wykorzystująca zjawisko fluorescencji jest również odpowiednia do



## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

określania makro parametrów strugi rozpylonego paliwa, natomiast pomiar mikro parametrów jest zależny od gęstości rozpylanego paliwa. Opis podstawowych procesów fizycznych zachodzących w eksperymentach z wykorzystaniem techniki LIF/PLIF oraz przystosowanie tej metody pomiarowej dla silników spalinowych zostały przedstawione w pracy H. Zhao i N. Ladommatos [17].

Oprócz technik metody optycznej przeznaczonych głównie do określania makro struktury strugi rozpylanych paliwa, istnieją techniki przeznaczone głównie do wyznaczania mikro parametrów takich jak średnice kropeł i rozkład kropeł. W celu zbadania wielkości i prędkości kropeł w strudze rozpylonego paliwa może zostać zastosowana technika wykorzystująca anemometr fazowy Dopplera PDA (ang. *Phase Doppler Anemometry*). PDA jest jedną z technik metody optycznej, której zasada pomiaru opiera się na zjawisku związanym z efektem Dopplera. W tej technice jako źródło światła wykorzystywana jest wiązka światła lasera. Na podstawie zarejestrowanej różnicy faz i częstotliwości sygnału Dopplera, obliczane są wielkość i prędkość kropeł paliwa. Technika pomiarowa z wykorzystaniem fazowego Analizatora Dopplera (ang. *Phase Doppler Particle Analyzer PDPA*) została zastosowana do badań mikro parametrów strugi rozpylanego oleju napędowego oraz mieszaniny oleju napędowego z benzyną [30]. Na podstawie uzyskanych wyników pomiarowych możliwe było określenie SMD oraz średniej prędkość kropeł przy różnych ciśnieniach wtrysku badanych paliw.

Dzięki zastosowaniu metod optycznych do pomiarów procesu rozpylania paliw w silnikach spalinowych możliwe jest uzyskanie informacji o tym, jak przebiega proces rozpylania, odparowania czy mieszania paliwa z powietrzem. Należy wspomnieć, że duża dostępność urządzeń o szerokich zakresach pomiarowych powoduje, że stanowiska pomiarowe mogą być konfigurowane pod względem wymaganych mierzonych parametrów. Dzięki temu możliwe jest rozszerzenie zakresu mierzonych wielkości dla pojedynczego procesu wtrysku i rozpylenia paliwa.

Praca przeglądowa dotycząca optycznych metod pomiarowych stosowanych w badaniach rozpylania i spalania paliwa w silnikach

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

spalinowych została opublikowana w 2011 roku przez S.N. Soida i Z.A. Zainala [19]. Na podstawie wspomnianej pracy oraz pracy C. Schulz'a [31] w Tab. 1.2 zaprezentowano techniki pomiarowe metody optycznej w odniesieniu do zastosowania w silnikach ZS.

Tab. 1.2 Podsumowanie optycznych metod pomiarowych w badaniach w silnikach ZS

Nazwa metody	Zastosowanie w pomiarach	Uwagi
Shadowgraphy	Makroparametry Przestrzenne zmiany gęstości rozpylonego paliwa w chmurze kropeł	-
Mie scattering	Makroparametry Mikroparametry*	*Dla cieczy o mniejszej gęstości niż olej napędowy z wykorzystaniem mikroskopu dalekiego zasięgu
Schlieren + Mie	Makroparametry	
PIV	Makroparametry, Mikroparametry w tym rozkłady kropeł, prędkości kropeł	Możliwa konieczność zastosowania znacznika
LIF/PLIF	Makroparametry, Stężenie paliwa w fazie ciekłej lub gazowej, Wizualizacji zapłonu i płomienia oraz produktów końcowych procesu spalania: NO <sub>x</sub> , O <sub>2</sub> , CO <sub>x</sub>	Możliwa konieczność zastosowania znacznika
PLIEF	Stężenie fazy ciekłej lub gazowej	Możliwa konieczność zastosowania znacznika
LIF+Mie	Makroparametry Mikroparametry w tym wielkości/objętości kropeł, rozkład kropeł	
PDA/PDPA	Mikroparametry: rozmiary kropeł, prędkości. Gęstość strugi paliwa, strumień objętościowy	

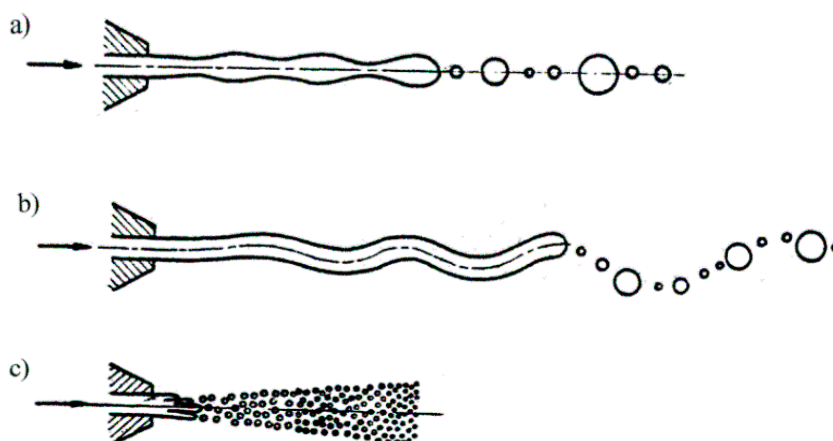


## 1.4 Charakterystyka rozpadu strugi cieczy

Z uwagi na istotność prawidłowego rozpylania paliwa w eksploatacji silników okrętowych ZS i bezpośrednim wtryskiem paliwa, zasadne wydaje się poznanie podstaw teoretycznych oraz praktycznych tego procesu. Według Z. Orzechowskiego i J. Prywera „rozpad cieczy będzie przebiegał łatwiej, gdy ciecz występuje w formie podatnej na rozpad. Formy najbardziej podatne na rozpad to cienkie strugi lub błony cieczy, ponieważ ich niestateczność powierzchniowa jest największa” [15]. Dlatego, zadaniem wtryskiwaczy paliw jest wytworzenie cieniwej strugi lub błony cieczy. Rodzaj rozpadu strugi paliwa lub błony na krople głównie zależy od prędkości przepływu paliwa w dyszy rozpylającej oraz ośrodka do którego jest wtryskiwane.

Na przełomie lat 1878 – 1879 jako pierwszy teorię rozpadu przy niewielkiej prędkości wypływu cieczy zaproponował Rayleigh [15]. Według Rayleigha struga traci swą stabilność w wyniku zaburzeń, których długość fali symetrycznej jest większa od obwodu strugi. Na Rys. 1.7 (a, b) zaprezentowano formy rozpadu strugi cieczy pod wpływem fal symetrycznych oraz asymetrycznych. Dla wspomnianych form rozpadu prędkość wypływu strugi wynosi około 1 – 10 m/s. W wyniku rozpadu strugi pod wpływem fal symetrycznych powstają jednorodne krople o stosunkowo dużej średnicy, natomiast pod wpływem fal asymetrycznych tworzą się krople o bardzo zróżnicowanej średnicy. Teoria ta została opracowana na podstawie badań niestateczności cieczy metodą tak zwanych „małych zaburzeń” [15].

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania



Rys. 1.7 Rozpad strugi cieczy pod wpływem: a) fal symetrycznych, b) fal niesymetrycznych, c) pod wpływem sił aerodynamicznych [15]

Należy zwrócić uwagę, że wspomniane formy rozpadu strugi (Rys. 1.7 a, b) zachodzą przy niewielkiej prędkości wypływu w odniesieniu do prędkości strugi, które występują podczas wtrysku paliwa w cylindrach tłokowych silników spalinowych ZS.

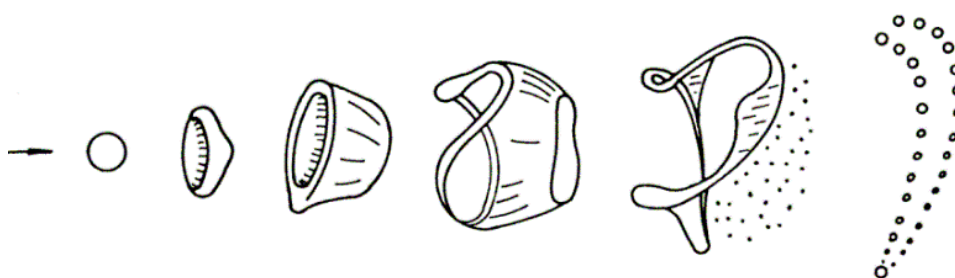
Teoria rozpadu cieczy Rayleigha była rozwijana przez wielu badaczy m.in. Webera, w celu uzupełnienia teorii dotyczącej rozpadu cieczy przy dużych prędkościach wypływu z rozpylacza.

W przypadku dużych prędkości wypływu około 100 m/s, rozpad strugi cieczy zachodzi pod wpływem oddziaływania sił aerodynamicznych ośrodka już w bliskiej odległości od wylotu z dyszy rozpylającej. Krople powstałe z oderwania się od strefy ciekłej ulegają kolejnym (wtórnym) rozpadom. W literaturze rozróżniane są dwa rodzaje rozpadu kropel. Spośród tych rodzajów rozpadu kropel wyróżniane są różne typy rozpadu.

Do pierwszego rodzaju rozpadu kropel zaliczane są typy rozpadu takie jak:

1. prosty podział kropli,
2. rozpad typu „spadochron” (Rys. 1.8),
3. rozpad chaotyczny [15].

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania



Rys. 1.8 Rozpad wtórny kropli [15]

Prosty podział kropli polega na rozpadzie kropli na dwie jednakowe krople wtórne. Rozpad typu „spadochron” został zaprezentowany na Rys. 1.8 i polega na początkowym spłaszczeniu kropli, która jest wydmuchiwana w kierunku ruchu gazu otoczenia. Podczas rozpadu chaotycznego tworzy się kilka „spadochronów” na jednej kropli, które rozpadają się i tworzą kilka kropel o bardzo małej średnicy.

Drugi rodzaj rozpadu kropel obejmuje dwa typy rozpadu określane jako:

1. „Zdzieranie” – z powierzchni spłaszczonej kropli odrywane są warstwy powierzchniowe, które formują się w bardzo małe krople wtórne,
2. „Wybuchowy” – występuje bardzo szybki rozpad kropli w całej jej objętości [15].

Kryterium rozpadu kropel określane jest za pomocą bezwymiarowych liczb kryterialnych Reynoldsa oraz Webera. Liczba Reynoldsa określa rodzaj przepływu wynikający ze stosunku sił bezwładności do lepkości paliwa w przepływie przez otwór wylotowy dyszy rozpylającej. Na podstawie wartości liczby Reynoldsa można określić, czy przepływ cieczy jest laminarny czy turbulentny. Przy niskich wartościach liczby Reynoldsa i stosunkowo dużych wartościach lepkości cieczy przepływ ma charakter uporządkowany, który zwany jest przepływem laminarnym. To oznacza, że podczas przepływu poszczególne warstwy cieczy nie mieszają się ze sobą. Wraz ze wzrostem wartości liczby Reynoldsa wzrasta wpływ sił bezwładności w przepływie cieczy. Konsekwencją tego jest pojawienie się zaburzeń, które powodują utratę stateczności przepływu cieczy. W momencie, kiedy zaburzenia występują w całym przepływie cieczy, przepływ ten jest określany jako

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

turbulentny. Przepływ turbulentny zachodzi przy określonych dużych wartościach liczby Reynoldsa, czyli takich jakie występują podczas przepływu paliwa przez otwór wylotowy wtryskiwacza silników ZS. Drugą liczbą kryterialną stosowaną do określenia charakteru rozpadu strugi cieczy jest liczba Webera. Liczba Webera określa stosunek sił inercyjnych do napięcia powierzchniowego działających na krople. Jeżeli siła inercyjna jest większa od napięcia powierzchniowego, kropla deformuje się i rozpada. W związku z tym, kryterium deformacji prowadzące do rozpadu wtórnego krolel stanowi krytyczna liczba Webera ( $We_{kr}$ ). Jeżeli liczba Webera jest większa lub równa krytycznej liczbie Webera następuje wtórny rozpad krolel. Liczba Reynoldsa i Webera zawarta jest w jednym wyrażeniu kryterialnej liczba Ohnesorga [32]. Wyrażenia wspomnianych liczb kryterialnych przedstawiono w Tab. 1.3.

Tab. 1.3 Bezwymiarowe liczby kryterialne

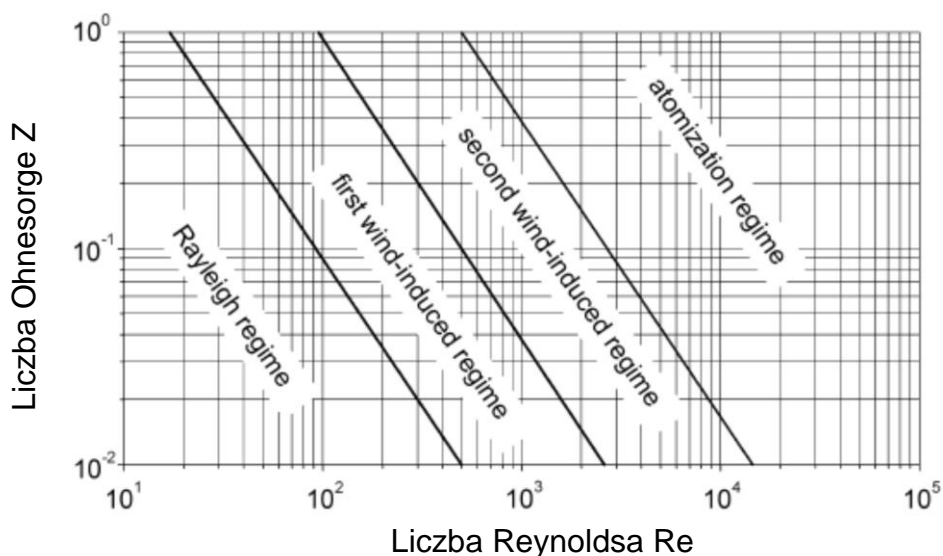
liczba kryterialna	Wzór	Oznaczenia
Reynoldsa	$Re = \frac{u_l \cdot D_0}{\nu_l}$	$u_l$ – prędkość cieczy $\left[\frac{m}{s}\right]$ , $\nu_l$ – lepkość kinematyczna cieczy $\left[\frac{m^2}{s}\right]$ ,
Webera	$We_l = \frac{u_l^2 \cdot D_0 \cdot \rho_l}{\sigma}$	$D_0$ – średnica otworu dyszy wtryskiwacza [m],
Ohnesorga [33]	$Oh = \frac{\sqrt{We}}{Re}$ $= \frac{\mu_l}{(\sigma \cdot \rho_l \cdot D_0)^{0,5}}$	$\rho_l$ – gęstość cieczy $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$ , $\sigma$ – napięcie powierzchniowe pomiędzy interakcją ciecz – gaz $\left[\frac{N}{m}\right]$ .

W pracy autorstwa R.D. Reitz i F.V. Bracco [34] opublikowanej w 1986 roku, zostały określone cztery reżimy rozpadu cieczy:

- rozpad Rayleigha (*ang. Rayleigh regime*),
- rozpad pod wpływem fali sinusoidalnej (*ang. The first wind – induced regime*),
- rozpad falowy z tarciem powietrznym (*ang. The second wind – induced regime*),
- rozpylanie (*ang. Atomization regime*).

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

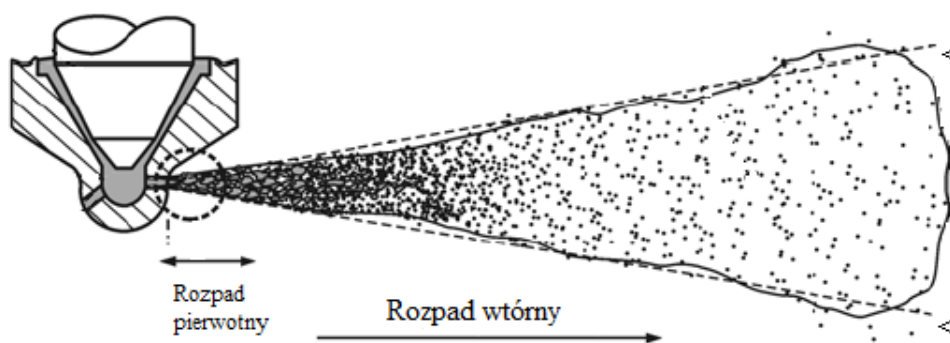
Rodzaj danego reżimu rozpadu cieczy jest zależny od wartości liczb kryterialnych [32]. Na Rys. 1.9 przedstawiono zakres obowiązywania danego reżimu w zależności od liczby Ohnesorge'a i Reynoldsa.



Rys. 1.9 Określenie reżimu rozpylania na podstawie wartości liczby kryterialnej Re i Z [33]

Wraz ze wzrostem wartości liczby kryterialnej, reżim rozpadu przesuwają się w kierunku rozpylania (Atomization regime). Wtrysk paliwa do cylindra w silnikach okrętowych ZS, charakteryzuje się dużą prędkością przepływu strugi paliwa, wysoką gęstością i lepkością paliwa. Dlatego, proces rozpylania paliwa w silnikach ZS zachodzi w obszarze reżimu rozpylania (Atomization regime). Proces rozpadu strugi wtryskiwanego paliwa dzielony jest na dwa rodzaje. Pierwsze rozpadu strugi paliwa zachodzące we wnętrzu dyszy rozpylającej lub w niewielkiej odległości od otworu wylotowego nazywane są jako rozpad pierwotny. Dalsza migracja w przestrzeni cylindra strugi wtryskiwanego paliwa ulega wtórnym rozpadom na krople. Na Rys. 1.10 zaprezentowano miejsce występowania rozpadu pierwotnego i wtórnego wtryskiwanej strugi paliwa.

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania



Rys. 1.10 Rozpylenie paliwa [35]

Proces pierwotny oraz wtórny strugi paliwa regulowany jest przez różne siły wpływające na charakter rozpadu. Wspomniane siły uwarunkowane są miejscem ich występowania i klasyfikowane są na wewnętrzne i zewnętrzne. Siły wewnętrzne pochodzą od przepływu paliwa wewnątrz dyszy rozpylającej. Do tych czynników wewnętrznych należą:

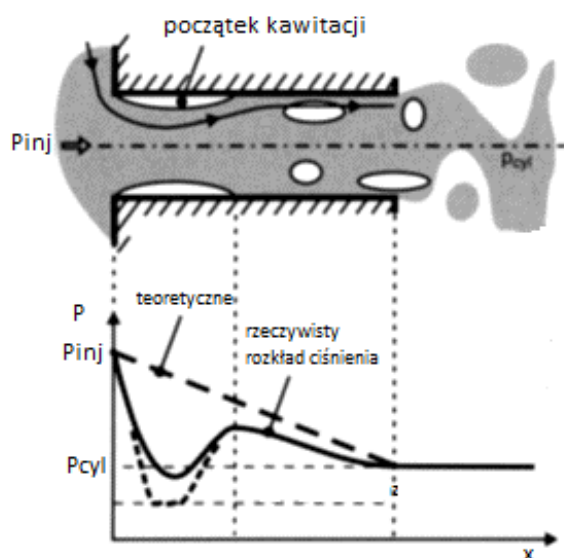
- kawitacja,
- zaburzenia przepływu paliwa.

Na występowanie czynników wewnętrznych w otworze dyszy rozpylającej wtryskiwacza wpływa:

- geometria otworów wylotowych dyszy rozpylającej wtryskiwacza,
- niedokładności wynikające z procesu obróbki powierzchni otworu,
- drgania pochodzące od iglicy i samego wtryskiwacza [15].

Kawitacja jest to zjawisko powstające w otworze dyszy rozpylającej w momencie otwarcia wtryskiwacza [36]. We wnętrzu otworu dyszy rozpylającej gwałtownie spada ciśnienie statyczne przepływającego paliwa do poziomu prężności pary. W związku z tym, otwarcie wtryskiwacza poprzez uniesienie iglicy wtryskiwacza powoduje powstawanie struktur kawitacyjnych. Schemat formowania się tych struktur w zależności od rozkładu ciśnienia w otworze dyszy wtryskiwacza zaprezentowano na Rys. 1.11. Należy zaznaczyć, że mechanizmy rozpadu takie jak turbulencje oraz kawitacja występują jednocześnie przez co trudno jest oddzielić ich poszczególny wpływ na proces rozpadu strugi.

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania



Rys. 1.11 Schemat formowania struktur kawitacyjnych w otworze dyszy wtryskiwacza [36]

Oprócz rozpatrywanego miejsca powstawania kawitacji we wtryskiwaczu silnika jakim jest otwór dyszy, innym miejscem występowania tego zjawiska może być gniazdo iglicy [37]. Podczas otwierania i zamykania wtryskiwacza najmniejsza powierzchnia przepływu nie występuje już na wlocie do otworów dyszy, ale również w obszarze gniazda iglicy. Struktury kawitacyjne, które powstają w obszarze gniazda iglicy mogą implodować przed wejściem do otworów dyszy rozpylającej i zwiększać turbulencje przepływu lub migrować do otworów i zmieniać warunki przepływu.

Rozpad wtórny kropeł paliwa jest powodowany oporami aerodynamicznymi w cylindrze, które są wynikiem wysokiego ciśnienia sprężonego przez tłok powietrza. W wyniku różnicy ciśnień pomiędzy ciśnieniem powietrza w cylindrze a ciśnieniem wtryskiwanego paliwa następuje rozpad wtórny kropeł w rozpylonej strudze paliwa. Aby proces rozpadu wtórnego mógł wystąpić, siła pochodząca od oporów aerodynamicznych musi przekroczyć siłę napięcia powierzchniowego kropeł paliwa. Siła napięcia powierzchniowego paliwa jest zależna od temperatury oraz rodzaju paliwa, dlatego wpływ czynników zewnętrznych na proces rozpylania paliwa będzie warunkowany:

- właściwościami fizyko-chemicznymi paliwa, temperaturą paliwa i przestrzeni do której wtryskiwane jest paliwo oraz

Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

- ciśnieniem wtrysku paliwa (prędkości strugi paliwa).



## 2 Rozpylanie paliwa w silniku ZS

Kształtowanie wtryskiwanej strugi paliwa bezpośrednio do cylindra silnika ZS jest warunkowane parametrami konstrukcyjnymi dyszy rozpylającej wtryskiwacza, właściwościami paliwa oraz warunkami przebiegu procesu wtrysku. Należy wspomnieć, że geometria zewnętrzna oraz struktura wewnętrzna rozpylonej strugi paliwa wpływa na przebieg spalania paliwa w cylindrze i końcowy skład spalin [34, 40–43].

Głównym sposobem na określenie wpływu zjawisk i procesów kształtujących strugę rozpylanego paliwa w cylindrze jest wykonanie badań eksperymentalnych. W literaturze przedmiotu liczba eksperymentalnych prac badawczych odnoszących się tylko do silników okrętowych ZS i bezpośrednim wtryskiem paliwa do cylindra jest niewielka. Prowadzenie badań w czasie rzeczywistym, na pracującym silniku podczas eksploatacji statku jest praktycznie niemożliwe. W związku z tym, prowadzone są badania eksperymentalne na specjalnych stanowiskach pomiarowych. Opis stanowisk oraz metod pomiarowych zawarto w Rozdziale 1.3. Należy zaznaczyć, że badania eksperymentalne zazwyczaj ograniczone są pod względem możliwości technicznych, dlatego wraz z rozwojem technik obliczeniowych w dziedzinie mechaniki płynów nastąpił rozwój badań modelowych procesu wtrysku i rozpylania paliwa w silnikach ZS. W tym celu wykorzystywana jest numeryczna mechanika płynów (ang. *computational fluid dynamics*, CFD). CFD umożliwia prowadzenie analizy przepływu paliwa przez dyszę rozpylającą wtryskiwacza z uwzględnieniem różnych modyfikacji konstrukcyjnych, w oparciu o wygenerowany model symulacyjny będący odzwierciedleniem obiektu rzeczywistego. Należy jednak zwrócić uwagę, że wyniki modelowania CFD są pewnym przybliżeniem charakteru badanego procesu lub zjawiska wtrysku i rozpylania paliwa. W związku z tym, wyniki analiz badań modelowych powinny zostać zweryfikowane wynikami badań eksperymentalnych prowadzonych na obiekcie rzeczywistym.

W teorii rozpylania cieczy/paliwa został opracowany wpływ różnych wielkości fizycznych na rozpad strugi przy małych prędkościach wypływu cieczy z rozpylacza. Należy dodać, że dzięki zastosowaniu nowoczesnych urządzeń

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

pomiarowych teoria rozpadu strugi cieczy/paliwa przy małych prędkościach wypływu jest nadal uzupełniana. Problematyczny jest opis teorii rozpadu dla cieczy/paliwa wypływających z rozpylacza z dużymi prędkościami, czyli takimi, jakie występują w silnikach okrętowych ZS. Przede wszystkim proces wtrysku i rozpylania paliwa należy do zjawisk wieloaspektowych i złożonych. Wyodrębnienie efektów oddziaływania poszczególnych wielkości fizycznych na charakter rozpadu oraz parametry makro oraz mikro strugi paliwa podczas jednostkowego pomiaru może być utrudnione. Jest to głównie warunkowane technicznymi możliwościami pomiarowymi, ale również tym, że niektóre zjawiska przebiegają jednocześnie. W związku z tym, badania eksperymentalne często dotyczą pomiaru wpływu wybranej wielkości fizycznej lub zjawiska na rozpylaną strugę paliwa. Wśród tych wielkości fizycznych lub zjawisk można wymienić:

- ciśnienie gazu w cylindrze,
- właściwości fizyko – chemiczne paliwa,
- ciśnienie wtrysku paliwa,
- geometria otworów wylotowych wtryskiwacza.

Zważając na warunki przebiegu wtrysku i rozpylania paliwa prace badawcze prowadzone są w sposób kompleksowy. To oznacza, że podczas jednego eksperymentu badany jest wpływ określonej wielkości fizycznej lub zjawiska na makro i mikro parametry strugi rozpylanego paliwa przy uwzględnieniu różnych parametrów wtrysku paliwa np. ciśnienia wtrysku czy przeciwcisnienia gazu w przestrzeni.

F. Salvadora, J. Gimeno i in. [42] przedstawili wyniki badań eksperymentalnych wpływu ciśnienia wtrysku na parametry strugi rozpylanego oleju napędowego w odległości 2 mm od otworu wylotowego dyszy rozpylającej wtryskiwacza. Rozpatrywane były ciśnienia wtrysku 50 - 150 MPa i przeciwcisnienie w komorze 1 - 4 MPa. Do rozpylania paliwa została zastosowana jednootworowa dysza rozpylająca o średnicy otworu 0,09 mm i stożkowym kształcie otworu. Parametry geometryczne otworu wylotowego były dobrane w taki sposób, aby wyeliminować wystąpienie kawitacji. Wyniki badań wykazały, że kąt stożka strugi rozpylanego oleju napędowego zależy

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylenia

głównie od ciśnienia wtrysku paliwa oraz wpływu gęstości warunków otoczenia. To oznacza, że wraz ze wzrostem ciśnienia wtrysku wzrasta wartość kąta stożka strugi rozpylonego paliwa.

C.I. Bocheński [43] przedstawił w pracy wyniki badań parametrów rozpylonej strugi paliw, które charakteryzują się różną lepkością oraz gęstością. Na stanowisku badawczym wykorzystano układ wtryskowy typu common rail silnika ZS. Paliwo wtryskiwano do specjalnej komory. W tych badaniach nie uwzględniano wpływu zwiększonego ciśnienia gazu w komorze. Wzrost lepkości paliwa powodował zwiększenie zasięgu strugi wtryskiwanego paliwa, słabszą jakość rozpylenia paliwa i zwiększenie prędkości strugi o około 20% przy rozpatrywanych ciśnieniach wtrysku paliwa między 60 a 170 MPa.

W pracy CH. Achebe i in. [44] dotyczącej badań rozpylenia paliwa pozostałościowego (ang. *Residual Fuel Oil*) w porównaniu do klasycznego oleju napędowego (ang. *Diesel Fuel Oil*) wykazano, że wraz ze wzrostem lepkości paliwa zwiększał się mikro parametr średnica średnica Sautera SMD.

W pracy D. Jing, F. Zhang i in. [30] zostały zaprezentowane porównawcze wyniki badań mikro struktury rozpylanego oleju napędowego oraz mieszaniny oleju napędowego z benzyną. Badania zostały przeprowadzone techniką wizualizacyjną z wykorzystaniem fazowego Analizatora Dopplera PDPA (ang. *Phase Doppler Particle Analyzer*). We wspomnianych badaniach zaobserwowano, że zmniejszenie gęstości oraz lepkości paliwa powoduje zmniejszenie SMD oraz średniej prędkości kropeł w rozpylonej strudze paliwa.

W znacznej większości prac badawczych przedstawionych w literaturze przedmiotu uwzględniane jest przeciwcisnienie gazu w przestrzeni, do której wtryskiwane jest paliwo. Należy wspomnieć, że jest to jeden z głównych mechanizmów rozpylenia paliw powodujących rozpad wtórny kropeł w strudze rozpylonego paliwa.

Kompleksowe wyniki z badań eksperymentalnych związanych z analizą wpływu różnych gęstości gazu w komorze na proces rozpylenia oraz odparowania paliwa przedstawili J. Naber i D. Siebers [45]. W badaniach eksperymentalnych autorzy zastosowali paliwo o parametrach



## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

fizykochemicznych podobnych do oleju napędowego rozpylanego w warunkach wysokiej temperatury (do 1000 K). Zwiększenie gęstości gazu w komorze powodowało zmniejszenie maksymalnego zasięgu strugi oraz średniej średnicy Sautera SMD. Kąt stożka strugi rozpylanego paliwa ulegał zwiększeniu wraz ze wzrostem oddziaływania sił aerodynamicznych. Podobne wnioski zostały wysnute w pracach [48–53].

Warto podkreślić, że kawitacja jest zjawiskiem towarzyszącym wysokociśnieniowemu wtryskowi paliwa do cylindrów silników ZS. Opublikowanych zostało wiele wyników badań prac eksperymentalnych dotyczących wpływu tego zjawiska na parametry strugi rozpylonego paliwa, ponieważ jest to jeden z głównych czynników powodujący rozpad pierwotny. Pod kątem wystąpienia kawitacji i oddziaływania na rozpad pierwotny analizowane były wpływ ciśnienia wtrysku paliwa, kształty otworów wylotowych dyszy rozpylającej czy przeciwcisnienia w przestrzeni, do której realizowany był wtrysk paliwa.

W pracach [54-55] zaprezentowano wyniki badań wpływu kawitacji na charakterystykę przepływu oraz rozpylania oleju napędowego. Zwiększenie ciśnienia przepływu oleju napędowego przez otwór wylotowy dyszy rozpylającej spowodowało zmianę warunków przepływu paliwa z charakteru turbulentnego na kawitacyjny. Wartość kąta stożka strugi zwiększyła się, a SMD rozpylonej struktury paliwa w przepływie kawitacyjnym jest mniejsza niż w przepływie turbulentnym. Dzięki temu uległa poprawie jakość rozpylania paliwa.

X.Wang i Z.Han i in. [53] ocenili wpływ zjawiska kawitacji na charakterystykę rozpylania w silniku ZS . Autorzy wykorzystali metody numeryczne i eksperymentalne do zbadania korelacji pomiędzy przepływem kawitacyjnym a wysokociśnieniowym rozpylanego oleju napędowego. Zastosowano wtryskiwacz z jednootworową dyszą rozpylającą. Wtryskiwacz otwierany był elektronicznie oraz posiadał czujnik wzniosu iglicy. Rozpatrywane parametry geometryczne dyszy to:  $L/D = 4,72$ ;  $d = 0,18$  mm;  $r = 0$  (promień zaokrąglenia krawędzi otworu wlotowego);  $l_m = 0,3$  mm (maksymalne uniesienie iglicy). Wyniki końcowe rozkładów przestrzennych

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

SMD oraz szybkości parowania paliwa w pobliżu otworu wylotowego dyszy wtryskiwacza potwierdziły, że zjawisko kawitacji wpływa na pierwotny rozpad strugi oleju napędowego powodując większe rozdrobnienie kropeł paliwa. Ponadto określono, że oddziaływanie kawitacji w rozpadzie pierwotnym strugi paliwa w silniku ZS jest znacznie większe niż oddziaływanie sił aerodynamicznych w przestrzeni w bliskiej odległości od otworu wylotowego dyszy rozpylającej.

J. Desantes, R. Payri i in. [54] w swojej pracy przedstawili wyniki badań wpływu zjawiska kawitacji występującej we wnętrzu dyszy na charakterystykę rozpylania strugi wtryskiwanego paliwa również w bliskiej odległości od otworu wylotowego dyszy rozpylającej. Do badań wykorzystali paliwo o właściwościach fizyko-chemicznych zbliżonych do właściwości oleju napędowego i dwa ciśnienia wtrysku 35 MPa i 50 MPa. Autorzy określili, że w otworze wylotowym dyszy rozpylającej musi znajdować się określona znaczna ilość pęcherzyków kawitacyjnych, aby doszło do zaburzenia przepływu strugi paliwa. Poza tym, przy wystąpieniu małych spadków ciśnienia w otworze wylotowym dyszy niektóre pęcherzyki kawitacyjne mogą migrować w strudze paliwa na zewnątrz otworu i dopiero tam ulegać implozji na skutek panującego przeciwcisnienia gazu w komorze. Zaobserwowano znaczny przyrost wartości kąta stożka strugi rozpylanego paliwa w sytuacji, kiedy wykrywane są pęcherzyki na wylocie z otworu dyszy. Autorzy określili, że jednym ze sposobów zredukowania występowania pęcherzyków kawitacyjnych w strudze w bliskiej odległości od otworu dyszy jest zwiększenie wartości przeciwcisnienia w komorze do której wtryskiwane jest paliwo.

Podobne badania przeprowadzili również Y. Gao i in. [55]. Autorzy analizowali charakterystykę przepływu paliwa w bliskim obszarze otworu wylotowego dyszy rozpylającej. Podczas otwierania i zamykania wtryskiwacza, czyli unoszenia i opuszczania iglicy pęcherzyki kawitacyjne zostały zaobserwowane w obszarze gniazda iglicy oraz otworze wylotowym. Rozpatrywane były średnice otworu 0,25 mm i 0,5 mm i L/D 4 i 6 oraz ciśnienia wtrysku 30 – 60 MPa. Dzięki zastosowaniu transparentnej dyszy rozpylającej, możliwe było przeprowadzenie kompleksowej analizy występujących struktur

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

kawitacyjnych wpływających na charakterystykę strugi rozpylanego paliwa. Ogólnie określono, że intensywność kawitacji wzrastała wraz ze wzrostem ciśnienia wtrysku paliwa. Poza tym, określono że kąt stożka strugi oraz zasięg wzrastają odpowiednio o około 20 i 10% na każde 10 MPa.

Wtryskiwacze paliwa silników ZS charakteryzują się różną liczbą otworów wylotowych, kątem ich rozstawienia w końcówce rozpylającej oraz przede wszystkim geometrią otworu wylotowego. Informacje dotyczące wtryskiwaczy stosowanych w silnikach okrętowych ZS zostały zawarte w Rozdziale 1.1. Geometria otworu wylotowego dyszy rozpylającej wtryskiwacza jest jednym z głównych czynników wpływających na makro i mikro parametry strugi rozpylanego paliwa. W związku z tym, wiele prac badawczych prowadzonych jest w celu określenia wpływu różnych cech konstrukcyjnych otworów wylotowych dyszy rozpylającej na strugę rozpylanego paliwa w silnikach ZS.

Jedną z najnowszych publikacji jest praca W. Guan, Z. He i in. [56] przedstawiająca badania numeryczne charakterystyki przepływu paliwa w wielootworowym wtryskiwaczu niskoobrotowego silnika okrętowego ZS. W pracy przeprowadzono numeryczną analizę przepływu oleju napędowego przez otwory dyszy wtryskiwacza przy uwzględnieniu różnej geometrii otworów dyszy rozpylającej. Przeprowadzono walidację wyników badań numerycznych wynikami badań eksperymentalnych. Parametrami geometrycznymi dyszy otworu wtryskiwacza jakie rozpatrywano były różne stosunki R/D (promień zaokrąglenia wlotu do otworu (R) do średnicy otworu (D)), współczynniki k otworów dyszy, oraz długości otworów.

Współczynnik k określa różnicę pomiędzy średnicą wlotową a wylotową otworu dyszy rozpylającej wtryskiwacza i jest wyrażany wzorem (5) [57].

$$k = \frac{D_{in} - D_{out}}{10} \quad (5)$$

Gdzie:  $D_{in}$  – średnica wlotowa otworu,  $D_{out}$  – średnica wylotowa otworu.

Ciśnienie wtrysku paliwa wynosiło 62 MPa a przeciwcisnienie gazu w komorze 5 MPa. Rozpatrywane średnice otworów dyszy wynosiły około 0,8 mm a ich



## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

długość 2 - 6 mm. Wyniki symulacji pokazują, że zarówno masowe natężenie przepływu jak i współczynnik prędkości wypływu paliwa  $C_v$  wzrastają wraz ze wzrostem promienia  $R$  zaokrąglenia otworów, średnicy otworu i długości otworu.

R. Payri i in. [58] w zaprezentowanej pracy przeprowadzili badania eksperymentalne w celu określenia wpływu wewnętrznej geometrii otworu wylotowego dyszy rozpylającej na charakterystykę przepływu paliwa oraz makro parametru strugi rozpylonego paliwa. Rozpatrywali otwory wylotowe dyszy rozpylającej wtryskiwacza o kształcie cylindrycznym oraz stożkowym. Stożkowy kształt oraz większe wartości zaokrąglenia krawędzi otworu wylotowego znacznie zredukowały wystąpienie kawitacji w porównaniu do otworu o kształcie cylindrycznym i mniejszych promieniach zaokrąglenia. Wystąpienie zjawiska kawitacji w otworze dyszy rozpylającej spowodowało znaczny wzrost wartości kąta stożka strugi rozpylanego paliwa. Takie same wnioski dotyczące wpływu kształtu oraz zaokrąglenia krawędzi otworu wylotowego na wystąpienie zjawiska kawitacji przedstawili C. Schugger [59] i in., C. Arcoumanis i in. [60], J. Benajes, J.V Pastor i in. [61], Y. Koo i in. [62].

W pracach [66–69] rozważano o wpływie kształtu otworów cylindrycznych i stożkowych dysz rozpylających wtryskiwaczy na wewnętrzne charakterystyki przepływu oraz parametry makro struktury rozpylonego paliwa. Rozbieżny stożkowy kształt otworu wylotowego powodował mniejszy zasięg strugi w porównaniu do dyszy z otworem o zbieżnym kształcie. W ogólnym ujęciu, stożkowe kształty otworu dyszy wtryskiwacza powodowały wyższą prędkość wypływu paliwa i mniejszą wartość kąta stożka strugi.

Należy zwrócić uwagę, że wpływ kształtu otworu wylotowego dyszy rozpylającej wtryskiwacza na charakterystykę rozpylania paliwa będzie miał odzwierciedlenie w składzie spalin z silników ZS. Pracę odnoszącą się do określenia wpływu kształtu otworu wylotowego dyszy na emisję spalin przedstawił P. Bergstrand [67]. Autor wykazał, że rozbieżny stożkowy kształt dyszy powodował niższą emisję sadzy oraz  $\text{NO}_x$  oraz mniejsze zużycie paliwa w porównaniu do zastosowanego otworu cylindrycznego.

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

R. Balz i in. [39] opublikowali wyniki badań wpływu dwóch różnych średnic otworów wylotowych dyszy rozpylającej wtryskiwacza wolnoobrotowego 2 – suwowego silnika okrętowego ZS na kształtowanie się zjawiska kawitacji w procesie wtrysku i rozpylania. Autorzy przeprowadzili badania eksperymentalne charakterystyki wtrysku i rozpylania paliwa oraz występującego zjawiska kawitacji z wykorzystaniem specjalnie skonstruowanej, transparentnej dyszy rozpylającej. Średnice otworu wylotowego transparentnej dyszy wynosiły odpowiednio od 0,75 mm do 0,92 mm. Występowanie zjawiska kawitacji w otworach wylotowych wtryskiwaczy w tego typu silnikach powoduje silne odchylenie strumienia paliwa z powodu niejednorodnych profili prędkości. Zredukowanie oddziaływania kawitacji na rozpylaną strugę paliwa może być osiągnięte poprzez zwiększenie średnicy i zaokrąglenie krawędzi wlotowej otworu wylotowego dyszy rozpylającej.

S. Martinez-Martinez i in. [68] przedstawili w swojej pracy wyniki pomiarów eksperymentalnych w celu oszacowania zasięgu strugi wtryskiwanego oleju napędowego. Analizowano wpływ parametrów charakterystycznych, tj. średnicy dyszy, współczynnika wypływu, ciśnienia wtrysku oraz gęstości paliwa. Wtrysk paliwa realizowany był do ośrodka o ciśnieniu atmosferycznym. Stwierdzono, że średnica dyszy ma największy wpływ na zasięg strugi rozpylanego paliwa. Natomiast zmniejszenie średnicy otworu wylotowego dyszy powoduje zmniejszenie maksymalnego zasięgu. Poza tym określono, że zwiększenie ciśnienia wtrysku powoduje przedwczesne rozpadanie się kropeł w strumieniu, co wynika głównie ze zjawiska kawitacji na wylocie z dyszy.

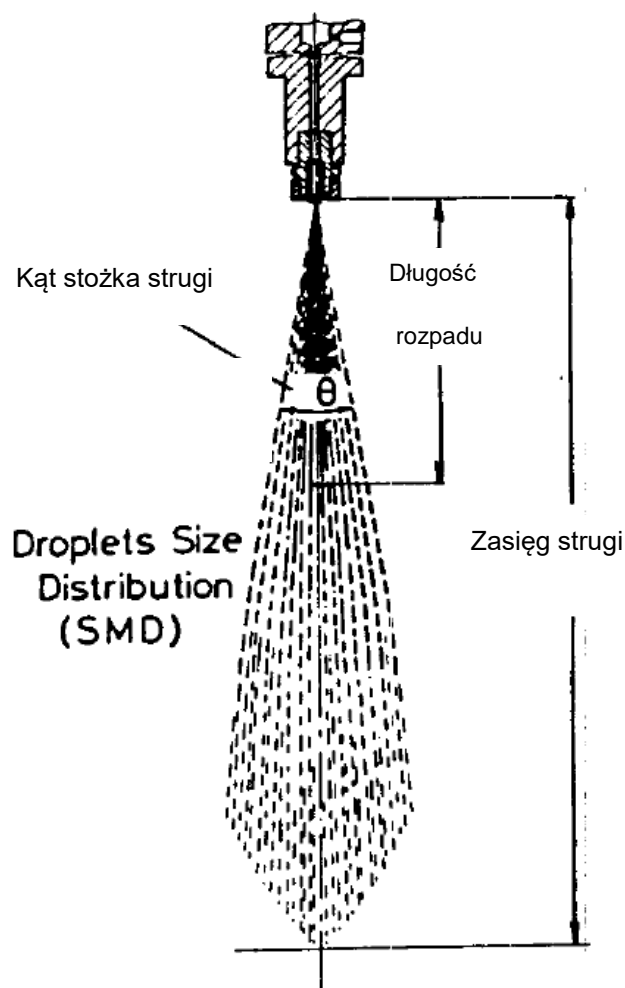
Oprócz średnicy oraz kształtu otworu wylotowego wtryskiwacza parametrem wpływającym na charakterystykę strugi jest współczynnik  $L/D$  definiujący stosunek długości otworu do średnicy. H. Hiroyasu i M. Arai [47] zaprezentowali w swojej pracy wyniki badań wpływu średnicy dyszy oraz współczynnika  $L/D$  na długość strefy ciekłej występującej w strudze rozpylonego oleju napędowego. Według H. Hiroyasu i M. Arai olej napędowy wtryskiwany z dyszy rozpylającej nie rozpada się od razu. Przez pewien czas istnieje nieprzerwana część określana jako „długość rozpadu cieczy” (ang.



## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

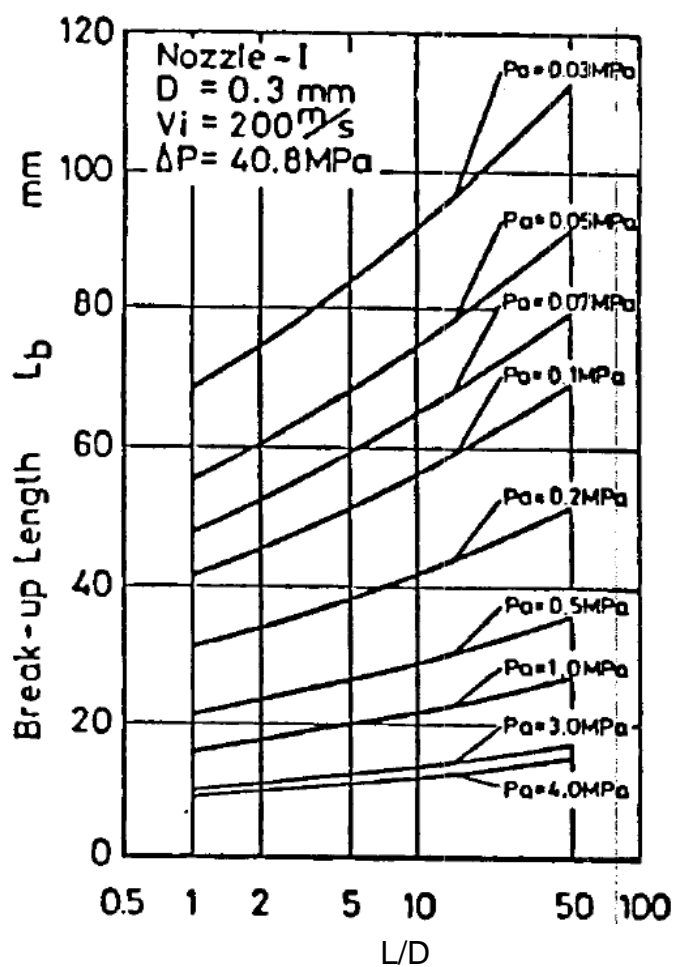
*break – up length*). Definicja została zilustrowana na Rys. 2.1 a. Eksperymentalne wyniki badań wpływu średnicy dyszy oraz współczynnika L/D na długość strefy ciekłej w strudze rozpylanego paliwa zaprezentowano na Rys. 2.1 b. Wzrost L/D powoduje wystąpienie zwiększonej strefy ciekłej w rozpylonej strudze paliwa, a efekt ten nasila się wraz ze zmniejszeniem gęstości gazu w komorze. Natomiast zwiększenie zasięgu strugi wystąpiło przy zastosowaniu większej średnicy otworu dyszy wtryskiwacza i zwiększonego ciśnienia wtrysku paliwa.

a.



Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

b.



Rys. 2.1 Wpływ  $L/D$  na długość strugi w postaci ciekłej w wtryskiwanej strudze paliwa [47]

## 2.1 Modele matematyczne makro parametrów

Na podstawie wyników badań eksperymentalnych procesu wtrysku i rozpylania paliwa zostały opracowane modele matematyczne do obliczania parametrów strugi rozpylonego paliwa. Opisanie w literaturze przedmiotu modele matematyczne makro parametrów strugi rozpylonego paliwa są modelami fenomenologicznymi, które powstały poprzez połączenie praw fizycznych oraz zależności sformułowanych na podstawie wyników badań eksperymentalnych [69].

### 2.1.1 Zasięg strugi rozpylanego paliwa

Y. Wakuri i in. [70] na podstawie badań eksperymentalnych wtrysku oleju napędowego przedstawili wyprowadzenie modelu matematycznego zasięgu strugi rozpylonego paliwa. W badaniach eksperymentalnych zastosowano średnice otworów 0,31 – 0,38 mm i ciśnienia wtrysku paliwa 40 – 75 MPa. Przeciwność gazu w komorze wynosiła 2,4 MPa. Model matematyczny STP (*Spray Tip Penetration*) według Y. Wakuri i in. przedstawia wyrażenie (6).

$$STP = 1,189 C_c^{0,25} \cdot \left( \frac{p_w - p_g}{\rho_g} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{d_0 t}{\tan\theta} \right)^{0,5} \quad (6)$$

Przedstawiony model matematyczny STP uwzględnia wpływ zmiany czasu i uwarunkowany jest:

- różnicą ciśnień między ciśnieniem wtrysku paliwa ( $P_w$ ) a przeciwnością gazu panującego w przestrzeni do której wtryskiwane było paliwo ( $p_g$ ),
- średnicą otworu wylotowego dyszy rozpylającej  $d_0$ ,
- kątem stożka strugi rozpylenia ,
- gęstością gazu w komorze  $\rho_g$ ,
- współczynnikiem wypływu  $C_c$ , określonym dla dyszy rozpylającej.

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

Z kolei w 1971 roku w modelu matematycznym STP zaproponowanym przez J.C. Denta [71], według wyrażenia (7) został uwzględniony wpływ temperatura gazu ( $T_g$ ).

$$STP = 3,07 \cdot \left( \frac{p_w - p_g}{\rho_g} \right)^{0.25} \cdot (d_0 t)^{0.5} \cdot \left( \frac{294}{T_g} \right)^{0.25} \quad (7)$$

J. Arregle i in.[72] w swojej pracy zaprezentowali model matematyczny zasięgu strugi rozpylanego paliwa opracowany na podstawie analizy bezwymiarowej i równania Bernoulliego dla przepływu przez dyszę:

$$STP = 10^{-3} \cdot d_0^{0.307} \cdot p_{inj}^{0.262} \cdot \rho_g^{-0.406} \cdot t^{0.568} \quad (8)$$

H. Hiroyasu i M. Arai [73] badali proces rozpylania oleju napędowego w różnych warunkach. W badaniach eksperymentalnych rozważane były różne ciśnienia wtrysku paliwa oraz ciśnienia gazu w komorze o stałej objętości. Na podstawie wyników badań eksperymentalnych został określony dwu etapowy model zasięgu strugi w czasie. Poszczególne etapy są determinowane czasem określonym jako  $t_B$  w wyrażeniu (11). Pierwszy etap propagacji określony jest wyrażeniem (9), a drugi etap określony wyrażeniem (10). Dwu etapowy model matematyczny STP H. Hiroyasu i M. Arai stał się fundamentem do opracowywania nowych modeli. Jung i in. [74] oraz J.D. Naber i D.L. Siebers [45] zaprezentowali dwu etapowy model propagacji strugi rozpylanego paliwa na podstawie ogólnego wyrażenia określonego równaniami (9),(10) i (11). Modele wspomnianych autorów różnią się między sobą parametrami  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$ . Parametry  $C_1$ ,  $C_2$  oraz  $C_3$  zaprezentowano w Tab. 2.1. zostały określone na podstawie przeprowadzonych badań eksperymentalnych procesu wtrysku i rozpylania paliwa. Dwa etapy modelu matematycznego zasięgu strugi rozpylanego paliwa według H. Hiroyasu i M. Arai polegają na tym, że początkowa propagacja strugi wtryskiwanego paliwa jest wprost proporcjonalna do upływu czasu, a po określonym czasie  $t_B$  propagacja strugi jest proporcjonalna do pierwiastka kwadratowego czasu. Do pierwszego etapu

Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

modelu został wprowadzony wpływ gęstość paliwa  $\rho_f$  [kg/m<sup>3</sup>]. Natomiast zmiana średnicy otworu dyszy rozpylającej wtryskiwacza jest uwzględniana dopiero po czasie  $t_B$ , czyli w drugim etapie modelu.

$$STP = C_1 \cdot \left( \frac{2(p_w - p_g)}{\rho_f} \right)^{0,5} \cdot t, \quad 0 < t < t_B \quad (9)$$

$$STP = C_2 \cdot \left( \frac{2(p_w - p_g)}{\rho_g} \right)^{0,25} \cdot \sqrt{(d_o \cdot t)}, \quad t > t_B \quad (10)$$

$$t_B = C_3 \cdot \frac{\rho_f \cdot d_o}{(\rho_a \cdot (p_w - p_g))^{0,5}} \quad (11)$$

Tab. 2.1 Parametry dwu etapowego modelu matematycznego STP

	$C_1$	$C_2$	$C_3$
Hiroyasu i Arai [73]	0,39	2,95	29
Jung i in. [74]	$C_d$	2,95	$4,351/(C_a \cdot C_v)^2$
Naber i Siebers [45]	$C_v$	$\frac{C_v^{0,5} (2 \cdot C_a)^{0,25}}{(a \cdot \tan(\theta/2))^{0,5}}$	$\frac{(0,5 C_a)^{0,5}}{(a \cdot C_v \cdot \tan(\theta/2))}$
$C_v$ – współczynnik prędkości wypływu, $C_a$ – współczynnik kontrakcji			

J. Kostas i in. [75] oraz T. Bohl i in. [76] również opracowali dwu strefowe modele matematyczne STP na podstawie ogólnego wyrażenia według H. Hiroyasu i M. Arai. Według autorów pierwszy etap STP do czasu  $t_B$  przebiega według wyrażenia (12). Natomiast drugi etap został bez zmian w odniesieniu do wersji modelu przedstawionej przez H. Hiroyasu i M. Arai.

$$STP = A_e \cdot t^{0,75}, \quad 0 < t < t_B \quad (12)$$

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

W przedstawionym pierwszym etapie modelu STP określono, większy wpływ czasu  $t$  poprzez zwiększenie potęgi do wartości 0,75. Parametr  $A$  to indywidualna stała określona na podstawie badań eksperymentalnych. Należy zwrócić uwagę, że zastosowano w badaniach eksperymentalnych ciśnienia wtrysku paliwa 50 i 100 MPa, otwór wylotowy dyszy rozpylającej o średnicy 0,2 mm ( $L/D = 6$ ) oraz przeciwcisnienia gazu w komorze 0,1 i 1,5 MPa.

Dwu etapowy model matematyczny według T. Bohla został opracowany na podstawie wyników badań eksperymentalnych procesu wtrysku i rozpylania różnych paliw alternatywnych takich jak hydrorafinowanego oleju roślinnego HVO (ang. hydro – treated vegetable oil), estry metylowe oleju palmowego PME (ang. palm oil methyl ester), estry metylowe oleju sojowego oraz ester metylowy oleju spożywczego UCOME (ang. cooking oil methyl ester). W związku z tym, w drugim etapie modelu według Bohla został uwzględniony wpływ gęstości cieczy. Ciśnienie wtrysku paliwa wynosiło 60 i 180 MPa a średnica otworu wylotowego dyszy rozpylającej 0,16 mm.

$$STP = 0,342 \cdot \left( \frac{p_w - p_g}{\rho_g} \right)^{0,25} \cdot (d_0)^{0,5} \cdot \rho_f^{0,3387} \cdot t^{0,5432}, t > t_B \quad (13)$$

### 2.1.2 Kąt stożka strugi rozpylanego paliwa

Modele kąta stożka strugi rozpylanego paliwa zostały opracowane podobnie jak modele matematyczne zasięgu strugi rozpylanego paliwa. Stanowią połączenie wyników badań eksperymentalnych oraz zależności fizycznych mechanizmów rozpylania paliwa, które zostały opisane w Rozdziale 2.

Kąt stożka strugi rozpylanego paliwa jest głównie zależny od:

- różnicy ciśnień pomiędzy ciśnieniem wtrysku paliwa a przeciwcisnieniem w komorze o stałej objętości,
- średnicy otworu wylotowego dyszy rozpylającej lub stosunku  $L/D$ ,

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

- stosunku pomiędzy gęstością paliwa a gęstością gazu w komorze.

Kąt stożka strugi rozpylanego paliwa według opracowanych modeli matematycznych jest w większości przypadków wartością stałą nie zmieniającą się w czasie. Jest to spowodowane faktem, że od momentu rozpoczęcia wtrysku paliwa kąt stożka strugi rozpylanego paliwa bardzo szybko osiąga stałą wartość ( $<0,5\text{ms}$ ). W pracy S. Gupta i in. [38] na podstawie wyników badań eksperymentalnych zaobserwowano silną zależność zmiany kąta stożka strugi w czasie od momentu rozpoczęcia wtrysku paliwa. Do uzyskanych wyników została dopasowana korelacja, która uwzględnia zmianę tego parametru w czasie. Należy zaznaczyć, że we wspomnianych badaniach eksperymentalnych został zastosowany elektroniczny system wtrysku paliwa common – rail stosowany w motoryzacji. Zestawienie wybranych modeli matematycznych kąta stożka strugi zaprezentowano w Tab. 2.2. Parametry badań eksperymentalnych na podstawie których, zostały określone modele kąta stożka strugi są zbliżone do parametrów procesów wtrysku i rozpylania paliwa stosowanych w silnikach okrętowych ZS. Zazwyczaj stosowanym paliwem w badaniach był olej napędowy lub paliwo alternatywne.

Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

Tab. 2.2 Modele matematyczne kąta stożka strugi rozpylanego paliwa

Autorzy	Model matematyczny
Reitz i in. [77] (1978)	$\theta = 2 \operatorname{atan} \left[ \frac{\sqrt{3}}{6} \frac{4\pi \cdot (\rho_g / \rho_f)^{0,5}}{(3 + 0,28 \cdot (L/D))} \cdot (1 - e^{-10\gamma}) \right] \quad (14)$
Hiroyasu i in., (1990) [47]	$\theta = 83,5 \cdot (L/D)^{-0,22} \cdot (d_o/d_{sac})^{0,15} \cdot (\rho_g / \rho_f)^{0,26} \quad (15)$
Arregle, (1999) [72]	$\theta = 2 \operatorname{atan} \left( (d_o)^{0,508} \cdot (p_w)^{0,00943} \cdot (\rho_g)^{0,335} \right) \quad (16)$
Siebers, (1999) [78]	$\tan \left( \frac{\theta}{2} \right) = C \cdot [\rho_g / \rho_f]^{0,19} - 0,0043 \sqrt{\rho_f / \rho_g} \quad (17)$
Gupta, (2000) [38]	$\tan \left( \frac{\theta}{2} \right) = 17,74 \cdot \rho_a^{0,184} \cdot \Delta P^{-0,115} \cdot t^{-0,4} \quad (18)$
Delacourt (2005) [79]	$\theta = \frac{360}{\pi} \operatorname{arctan} \left[ 0,31 \cdot (\rho_g / \rho_f)^{0,2} \right] \quad (19)$
Kegl i in. [69] (2018)	$\theta = 0,045 \cdot \left( \frac{\rho_g \cdot d_0^2 \cdot  p_w - p_g }{\eta_g^2} \right)^{0,25} \cdot \left[ \left( \frac{\eta_g}{\eta_f} \right)^{0,25} + \left( \frac{5 \cdot 10^{-6}}{\sigma_f} \right)^{0,5t} + L^{-2} \right], t < t_B \quad (20)$
	$\theta = 0,12 \cdot \left( \frac{\rho_g \cdot d_0^2 \cdot  p_w - p_g }{\eta_g^2} \right)^{0,25} \cdot \left[ \left( \frac{\eta_g}{\eta_f} \right)^{0,25} - 0,05 \cdot t \right], t > t_B \quad (21)$

$\eta_g$  – lepkość gazu  $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \right]$ , L – zasięg strugi [m]



## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

B. Kegl i in. [69] zaprezentowali w swojej pracy w 2018 roku dwu etapowy model matematyczny kąta stożka strugi rozpylonego paliwa. Do badań zastosowano mineralny olej napędowy oraz biodiesel. Pierwszy etap rozwoju kąta stożka strugi według równania (20) obowiązuje od rozpoczęcia wtrysku do czasu  $t_B$ . Po czasie  $t_B$  charakterystyka kąta stożka strugi przebiega według drugiego etapu modelu określonego wyrażeniem (27). Należy zwrócić uwagę, że w pierwszym etapie został również uwzględniony zasięg strugi oznaczany jako  $L$  [m]. W Załączniku 1 została rozszerzona Tab. 2.2 o dodatkowe warunki przeprowadzonych badań eksperymentalnych, dla których dany model matematyczny został określony.

Podsumowując, modele charakterystyk parametrów strugi rozpylonego paliwa uwzględniają zależności konstrukcyjne dyszy, warunki wtrysku paliwa oraz właściwości fizykochemiczne rozpylanej cieczy (paliwa). Niektóre zmienne wpływające na parametry strugi rozpylanego paliwa mogą być przedstawiane w formie bezwymiarowej. Zmienne bezwymiarowe używane w większości opisanych korelacji kąta stożka strugi rozpylonego paliwa to:

- Współczynnik stosunku długości otworu dyszy wtryskiwacza do jego średnicy:

$$L/D$$

---

- Relacja gęstości i lepkości paliwa ( $\rho_f$ ) i gazu ( $\rho_g$ ) :

$$\rho_g/\rho_f, \eta_g/\eta_f$$

---

- Różnice ciśnień, między ciśnieniem wtrysku paliwa a przeciwcieniem w komorze:

$$p_w - p_g$$

---

- Bezwymiarowe liczby kryterialne (Tab. 1.3):
  - Webera ( $We$ ),
  - Reynoldsa ( $Re$ ).

### 3 Motywacja

Na podstawie przeprowadzonego przeglądu literaturowego dotyczącego mechanizmów rozpylania paliwa w silnikach ZS ze szczególnym zwróceniem uwagi na tłokowe silniki okrętowe ZS i bezpośrednim wtryskiem paliwa można określić następujące wnioski:

- Makro parametry rozpylanej strugi oleju napędowego w cylindrze silnika ZS są ściśle warunkowane mechanizmami rozpylania cieczy takimi jak: geometria otworu dyszy rozpylającej wtryskiwacza, właściwości fizykochemiczne paliwa oraz parametrami procesu wtrysku.
- Do opisu kształtu zewnętrznego i struktury wewnętrznej strugi rozpylanego paliwa stosowane są modele matematyczne makro i mikro parametrów.
- W literaturze przedmiotu opublikowanych jest stosunkowo niewiele badań eksperymentalnych charakterystyki strugi rozpylonego oleju napędowego o parametrach wtrysku paliwa zbliżonych do tych, jakie występują w silnikach okrętowych ZS.
- Przeprowadzenie badań doświadczalnych procesu wtrysku i rozpylania oleju napędowego podczas eksploatacji silnika okrętowego jest na dzień dzisiejszy pod względem technicznym bardzo trudne do zrealizowania. Wymagane jest specjalistyczne stanowisko pomiarowe z możliwością dostępu optycznego do badanego procesu.

Odmienna konstrukcja silników okrętowych ZS i bezpośrednim wtryskiem paliwa w odniesieniu do konstrukcji silników stosowanych w motoryzacji, powoduje konieczność poznawania przebiegu procesu wtrysku i rozpylania paliwa w cylindrach tych silników.

Ze względu na stosunkowo niską prędkość obrotową silników okrętowych ZS z bezpośrednim wtryskiem paliwa, wtrysk paliwa następuje zazwyczaj w zakresie kilku stopni kąтового położenia wału korbowego przed GMP. Jest to czas kiedy powietrze sprężane przez tłok tworzy najmniejszą objętość przestrzeni roboczej o wysokiej temperaturze która przekracza temperaturę

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

samozapłonu paliwa. Już w początkowym okresie wtrysku paliwa, w skutek gwałtownych procesów rozpadu na krople, odparowaniu i wymieszaniu z powietrzem, pojawiają się w przestrzeni cylindra pierwsze ogniska samozapłonu paliwa. Spalanie paliwa rozpoczyna się w czasie, kiedy do cylindra nie jest jeszcze dostarczona cała dawka paliwa, a tworzenie się mieszaniny paliwowo – powietrznej trwa przez cały okres wtrysku paliwa. Dlatego istotne jest prowadzenie analizy charakterystyki strugi wtryskiwanego paliwa do cylindra w początkowej fazie rozpylania, a nie kiedy struga rozpylonego paliwa jest rozwinięta i osiągnęła maksymalne wartości zasięgu oraz kąta stożka strugi.

W związku z tym, w niniejszej rozprawie skupiono się przede wszystkim na analizie początkowej fazy rozpylania paliwa z wtryskiwacza silnika okrętowego ZS i bezpośrednim wtryskiem paliwa do cylindra.

Nawiązując do opisu procesu rozpylania paliwa w silniku ZS zawartego w Rozdziale 1.4 oraz Rozdziale 2, na charakterystykę strugi rozpylonego paliwa w początkowej fazie rozpylania wpływają parametry wtrysku paliwa, konstrukcja dyszy rozpylającej wtryskiwacza, właściwości zastosowanego paliwa oraz kawitacja. Konstrukcja dyszy rozpylającej wtryskiwacza jest jednym z najważniejszych parametrów, ponieważ jest czynnikiem determinującym rozpad pierwotny strugi paliwa. Zarówno średnica, kształt oraz długość otworu wylotowego dyszy rozpylającej wtryskiwacza będą określać charakter przepływu oraz rozpadu strugi paliwa wewnątrz otworu. Przebieg tego rozpadu ma odzwierciedlenie w dalszym rozpadzie wtórnym kropeł paliwa i procesie spalania paliwa w cylindrze. Należy zwrócić uwagę, że olej napędowy stosowany do zasilania silników okrętowych ZS charakteryzuje się odmiennym składem od tego stosowanego w transporcie drogowym, przez co charakteryzuje się wyższym współczynnikiem lepkości. To oznacza, że podczas przepływu paliwa przez przewody rurowe (takie jak otwór wylotowy dyszy rozpylającej wtryskiwacza) największe opory przepływu będą występowały w warstwach przyściennych. Wspomniane opory przepływu wynikają z oddziaływania sił powierzchniowych i sił tarcia wewnętrznego (lepkości). Skutkiem występowania wewnętrznych sił tarcia są

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

straty ciśnienia, będące sumą straty liniowej ciśnienia spowodowanej tarciem warstwy przepływającego paliwa o ścianki otworu oraz miejscowe straty ciśnienia będące konsekwencją występowania oporów miejscowych. W związku z tym, zaburzenia czy kawitacja przepływu paliwa przez otwory wylotowe dyszy rozpylającej wtryskiwacza mogą być intensyfikowane przez straty ciśnienia warunkowane długością otworu, średnicą oraz chropowatością powierzchni. Występowanie czynników rozpadu strugi paliwa takich jak turbulencje oraz kawitacja w otworze wylotowym wtryskiwacz będzie wpływało na makro strukturę strugi rozpylonego paliwa w cylindrze. Należy zwrócić uwagę, że modele matematyczne zasięgu strugi rozpylonego paliwa przedstawione w ramach przeglądu literaturowego niniejszej pracy nie uwzględniają stosunku długości do średnicy ( $L/D$ ) otworu dyszy rozpylającej wtryskiwacza w początkowej fazie rozpylania.

W związku z tym, uznaje się za konieczne eksperymentalne zbadania wpływu  $L/D$  na makro parametry strugi rozpylanego paliwa w początkowej fazie rozpylania dla wtryskiwacza silnika okrętowego ZS i bezpośrednim wtryskiem paliwa.

Kąt stożka strugi rozpylanego paliwa opisany jest modelami matematycznymi jako stała wartość rozwiniętej rozpylonej strugi, która jest nie zależna od upływu czasu, a jedynie warunkowany parametrami wpływającymi na charakterystykę strugi rozpylanego paliwa określonymi w Rozdziale 2.1 niniejszej rozprawy. W silnikach okrętowych ZS i bezpośrednim wtryskiem paliwa występują duże wymiary cylindrów o możliwej objętości skokowej między 10 a 30 dm<sup>3</sup>. W związku z tym, do prawidłowego przebiegu procesu spalania w cylindrze musi zostać dostarczone i rozpylone paliwo w odpowiedniej dawce. W celu uzyskania największej sprawności procesu spalania wymagane jest aby rozkład rozpylonego paliwa w przestrzeni cylindra był równomierny. Struga paliwa o znacznym współczynniku lepkości wtryskiwana do cylindra silnika okrętowego ulega rozpadowi wtórnemu na krople, a szybkość rozpadu warunkowana jest poprzez przeciwcisnienie gazu w cylindrze, parametry geometryczne dyszy rozpylającej oraz prędkość początkową strugi paliwa. Z tego względu, w początkowej fazie rozpylania

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

paliwa w cylindrze silnika okrętowego ZS zmiana wartości kąta stożka strugi będzie zależeć od szybkości rozpadu.

W związku z tym, kolejną motywacją do podjęcia badań eksperymentalnych jest analiza zależności kąta stożka strugi rozpylonego paliwa z wtryskiwacza silnika okrętowego ZS od upływu czasu w początkowej fazie rozpylania.

### 3.1 Wstępne badania eksperymentalne

W związku z występującą luką w teorii rozpylania paliwa dotyczącą wpływu współczynnika  $L/D$  otworu dyszy rozpylającej wtryskiwacza silnika okrętowego ZS i bezpośrednim wtryskiem paliwa na makro parametry strugi rozpylonego paliwa, zostały przeprowadzone wstępne badania eksperymentalne. Skupiono się na początkowej fazie rozpylania z tego powodu, że w cylindrze silnika okrętowego do zainicjowania samozapłonu paliwa dochodzi w czasie kiedy struga rozpylanego paliwa nie jest jeszcze w pełni rozwinięta.

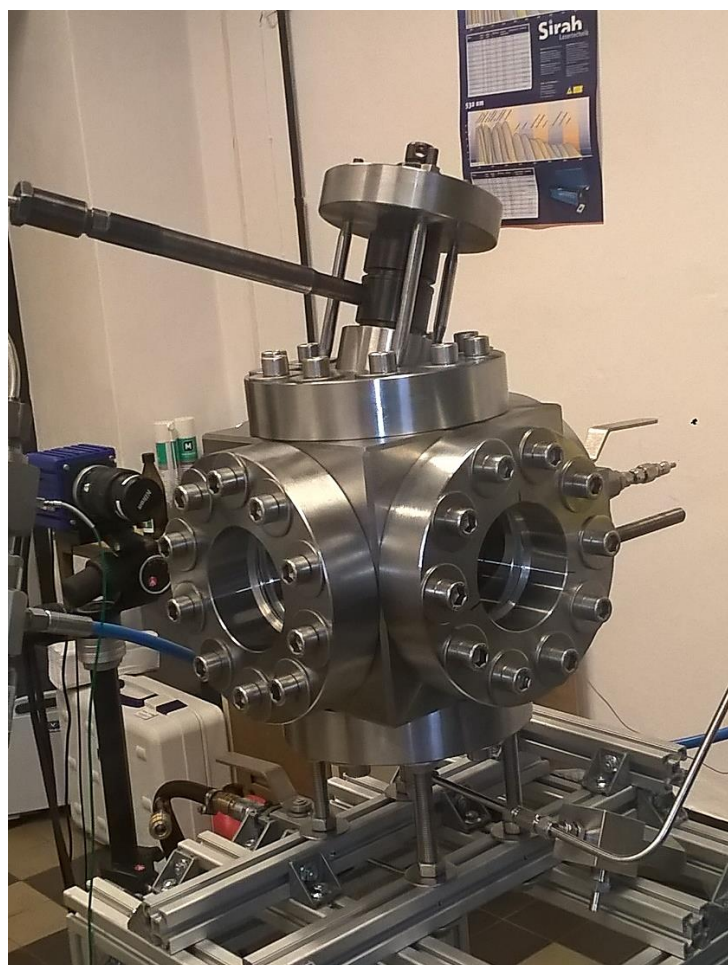
Do badań eksperymentalnych pomiaru procesu rozpylania oleju napędowego z wtryskiwacza silnika okrętowego ZS zostało wykorzystane specjalistyczne stanowisko badawcze. Laboratoryjne stanowisko badawcze składało się z trzech modułów:

- komory o stałej objętości z zamontowanym wtryskiwaczem,
- systemu wizualizacyjnego metody optycznej techniką - Mie scattering,
- systemu zasilającego wtryskiwacz [50].

Badania zostały wykonane w temperaturze 20 – 25 °C. Urządzeniem symulującym warunki ciśnienia w cylindrze silnika okrętowego ZS była komora o stałej objętości.

Zastosowana w badaniach wstępnych komora o stałej objętości o sześciennym kształcie posiada dostęp optyczny z czterech stron oraz możliwość zamontowania od górnej części wtryskiwacza silnika okrętowego. Parametry techniczne komory zaprezentowano w Tab. 3.1. Dzięki oknom dostępu zbudowanych z szkieł kwarcowych możliwe było zadanie przeciwności ciśnienia gazu w komorze do maksymalnie 5 MPa. W podjętych badaniach wstępnych komora o stałej objętości została wypełniona obojętnym gazem – azotem, sprężanym do ciśnienia 3,2 MPa. Komora została zaprezentowana na Rys. 3.1.

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania



Rys. 3.1 Komora o stałej objętości

Pomiar wizualizacyjny realizowano przez jedno z czterech okien dostępu komory. Pozostałe trzy okna zostały zakryte w celu pochłaniania promieni świetlnych.

Tab. 3.1 Parametry techniczne komory o stałej objętości

Wymiary: długość / szerokość	200 / 200	mm
Średnica okna dostępu optycznego	100	mm
Grubość ścianki	50	mm
Maksymalne przeciwciśnienie	5	MPa
Liczba okien dostępu optycznego	4	-

W badaniach laboratoryjnych wykorzystano wtryskiwacz 4 - suwowego silnika okrętowego Sulzer 3 AI 25/30 ZS z bezpośrednim wtryskiem paliwa do



## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

cylindra. Należy zwrócić uwagę, że silniki okrętowe Sulzer typu AL stosowane są powszechnie w przemyśle okrętowym np. jako agregaty prądotwórcze na promach pływających w rejonach Morza Bałtyckiego [80]. Wtryskiwacz okrętowy silnika Sulzer 3 AI 25/30 to wielootworowy wtryskiwacz strumieniowy o działaniu przerywanym. Otwierany na zasadzie uniesienia iglicy przez sprężone paliwo. We wstępnych badaniach laboratoryjnych ciśnienia otwarcia wtryskiwacza ( $P_o$ ) zostało wyregulowane do wartości 25 MPa.

Dzięki możliwości wymiany końcówek rozpylających wtryskiwacza możliwe było zastosowanie różnych geometrii otworów wylotowych paliwa. W podjętych badaniach wstępnych rozpatrzono dwie końcówki rozpylające wtryskiwacza o różnych średnicach otworów wylotowych. W Tab. 3.2 zaprezentowano parametry konstrukcyjne dyszy rozpylającej wtryskiwacza. Mierzona była struga rozpylonego paliwa wytworzona z pojedynczego otworu wylotowego wtryskiwacza.

Tab. 3.2 Parametry konstrukcyjne końcówek rozpylających wtryskiwacza silnika okrętowego ZS

L.p.	Kąt położenia otworów	Ilość otworów	Średnica otworu D	Kształt otworu	$L/D$	K według (5)
-	[°]	-	[mm]	-	-	-
1	150	8	0,285	cylindryczny	10,9	1
2	150	9	0,325	cylindryczny	9,5	1

Paliwem zastosowanym w badaniach laboratoryjnych był olej napędowy o parametrach podanych w Tab. 3.3.

Tab. 3.3 Parametry oleju napędowego

Oznaczenie	Rodzaj parametru	Wartość	Jednostka
$\rho_{fuel}$	Gęstość	816,1	kg/m <sup>3</sup>
$\eta_{fuel}$	Lepkość	2,35	mPa·s



## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

Na podstawie przeglądu technik pomiarowych stosowanych w metodach optycznych przedstawionych w Rozdziale 1.3, do pomiaru makro struktury strugi rozpylanego oleju napędowego zastosowano metodę Mie scattering. Wybór odpowiedniej metody podyktowany był dostępnością sprzętu pomiarowego oraz możliwościami pomiarowymi określonej techniki. W wyborze metody uwzględnione zostały parametry paliwa oraz warunki termodynamiczne przeprowadzanego eksperymentu.

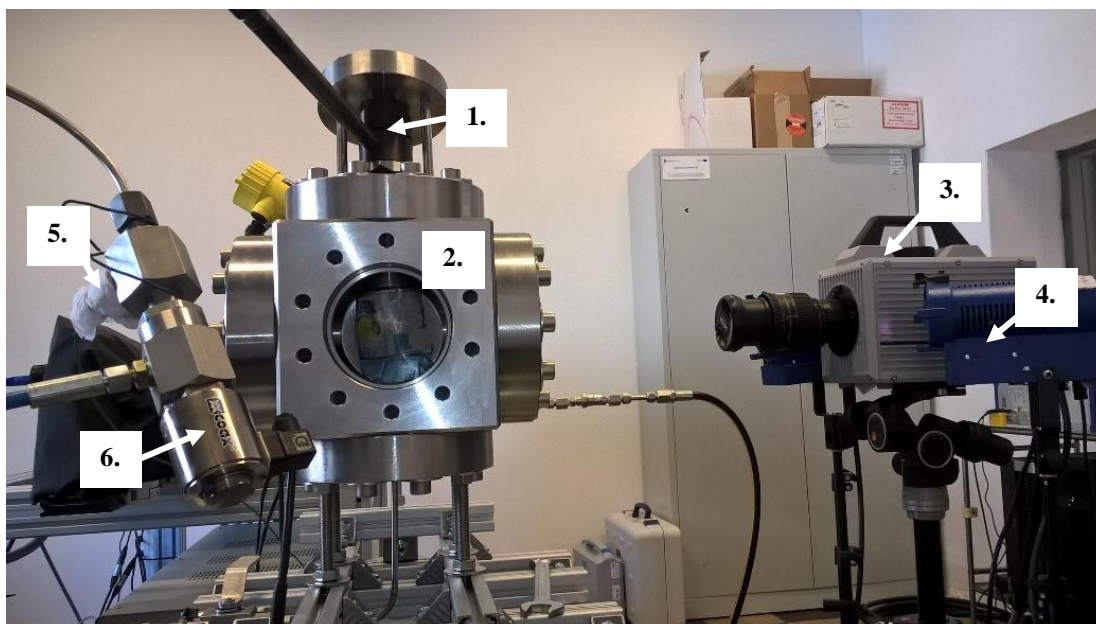
Do rejestracji szybko zmiennego procesu rozpylania paliwa z wtryskiwacza silnika okrętowego w komorze o stałej objętości metodą Mie scattering wykorzystano kamerę Photron SA1.1 o dużej szybkości rejestracji obrazów. Parametry techniczne kamery zaprezentowano w Tab. 3.4. Zastosowanie techniki optycznej Mie scattering w pomiarach makro parametrów strugi rozpylonego oleju napędowego wymagało zastosowania odpowiedniego oświetlenia. W celu uzyskania wysokiej jakości rejestrowanych zdjęć, struga rozpylonego oleju napędowego w komorze oświetlana była światłem z dwóch lamp halogenowych o mocy 250 W każda. Konfiguracja stanowiska pomiarowego techniką optyczną Mie scattering została zaprezentowana na Rys. 3.3.

Tab. 3.4 Parametry techniczne kamery Photron SA 1.1

Przetwornik obrazu	sCmos	-
Częstotliwość rejestracji	40	kHz
Min. ekspozycja	15	$\mu$ s
Maksymalna rozdzielczość	512 x 256	Pikseli
Rozmiar piksela	6,5 x 6,5	$\mu$ m

Lampy halogenowe umieszczone były po obu stronach kamery (Rys. 3.3) i skierowane na przestrzeń komory o stałej objętości.

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

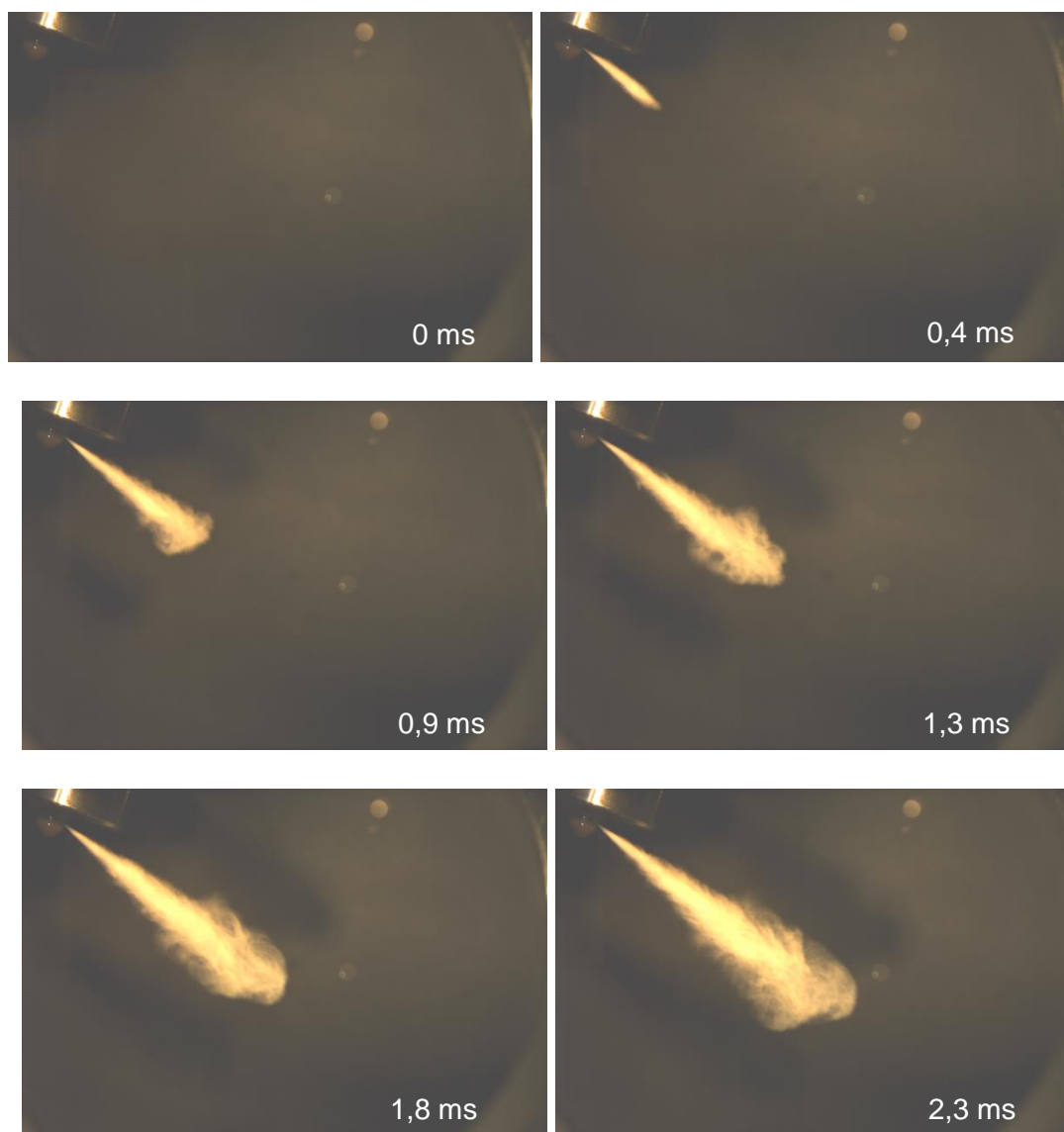


Rys. 3.3 Stanowisko pomiarowe metody optycznej techniką Mie scattering:

1. Wtryskiwacz silnika okrętowego ZS, 2. Komora o stałej objętości, 3. Kamera Photron SA1.1, 4. Lampy halogenowe o mocy 250 W, 5. Czujnik ciśnienia Kistler typu 4067E, 6. Zawór elektromagnetyczny

W ramach rejestracji pomiaru wtrysku i rozpylania strugi oleju napędowego otrzymano około 500 zdjęć z jednej próby pomiarowej. Każdy pomiar powtarzany był 3 – krotnie. Na Rys. 3.4 zaprezentowano przykładową serię zdjęć badań wizualizacyjnych.

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania



Rys. 3.4 Przykładowa seria obrazów zarejestrowanych podczas wtrysku paliwa z wtryskiwacza silnika okrętowego o  $L/D = 10,9$ , ciśnienia otwarcia 25 MPa i przeciwcisnienia 3,2 MPa

Rozpylona struga oleju napędowego powoduje odbicie światła generowanego przez oświetlenie halogenowe, co na zdjęciach jest widoczne w postaci obszarów o zmiennej jasności. Im obszar jest jaśniejszy, tym więcej światła zostało odbite i zarejestrowane na fotografii. Należy zwrócić uwagę, że poziom jasności w danym obszarze strugi rozpylonego paliwa zależy od przestrzennego stężenia paliwa. Środkowa część strugi charakteryzuje się dużą jasnością na obrazach, co świadczy o występującym w tym obszarze znacznym stężeniu paliwa. Z kolei obszary krańcowe strugi charakteryzują się

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

mniejszą jasnością, co jest związane z niższym stężeniem oleju napędowego w tym obszarze oraz postępującym procesem rozpadu kropeł. W związku z ilością zarejestrowanych filmów fotograficznych, każda seria otrzymanych obrazów została poddana obróbce graficznej i automatycznej analizie cyfrowej w programie DaVis 8.4. Wyniki automatycznej analizy makro parametrów strugi rozpylanego oleju napędowego przez program DaVis 8.4 zostały wygenerowane do postaci plików arkusza kalkulacyjnego Microsoft Excel.

Do zasilania wtryskiwacza w paliwo zastosowano system wysokociśnieniowy typu common rail. Wysokie ciśnienie paliwa na stałym poziomie o wartości 50 MPa w instalacji stanowiska laboratoryjnego utrzymywała pompa wysokociśnieniowa systemu common rail. Dodatkowe wyposażenie modułu zasilającego w paliwo stanowiły wysokociśnieniowe przewody oraz zbiornik paliwa. Instalacja paliwowa wyposażona była w specjalistyczny zawór elektromagnetyczny o bardzo krótkim czasie otwierania wynoszącym 10 ms. Krótki czas otwierania zaworu był wymagany, aby możliwe było odzwierciedlenie zasady działania systemu common-rail. Sygnał otwarcia zaworu elektromagnetycznego był wykorzystany do jednoczesnego rozpoczęcia rejestracji procesu wtrysku oleju napędowego w komorze o stałej objętości. Ciśnienie paliwa przed wtryskiwaczem było mierzone za pomocą piezorezystancyjnego czujnika ciśnienia Kistler typu 4067E [81]. Podstawowe parametry czujnika ciśnienia Kistler typu 4067E zaprezentowano w Tab. 3.5. Do przetworzenia sygnału analogowego wykorzystano przetwornik analogowo-cyfrowy.

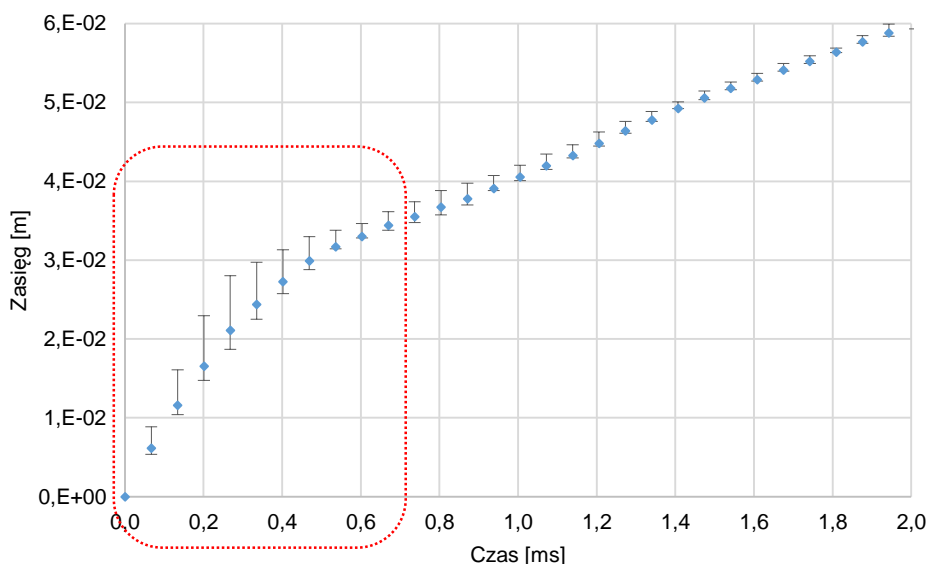
Tab. 3.5 Parametry czujnika ciśnienia - Kistler type 4067E

Parametr	Zakres
Zakres / MPa	0 - 300
Temperatura referencyjna (T ref) / °C	25
Czujnik temperatury, min./max. / °C	-40/200
Zakres kompensacji temperatury / °C	25 - 180
Maksymalne odchylenie ciśnienia / %FSO	$\leq \pm 0,8$
Maksymalne odchylenie temperatury / °C	$\leq \pm 4$
Częstotliwość próbkowania / kHz	>200

### 3.2 Wyniki wstępnych badań eksperymentalnych

W przeprowadzonych wstępnych badaniach eksperymentalnych rejestrowany był proces wtrysku i rozpylenia oleju napędowego z wtryskiwacza silnika okrętowego ZS do komory o stałej objętości. Propagacja strugi oleju napędowego była filmowana przez kamerę o dużej szybkości rejestracji od początku wtrysku paliwa do zakończenia procesu.

Na Rys. 3.5 zaprezentowano przykładowy wynik badań eksperymentalnych zasięgu strugi w czasie dla  $L/D = 10,9$ . Wykres reprezentuje propagację strugi w głąb komory w czasie do 2 ms, gdzie po tym czasie osiąga wartość stałą i wokół niej oscyluje. Słupki błędów przedstawiają wartość maksymalną i minimalną z 3 – krotnie powtózonego pomiaru w odniesieniu do wartości średniej. Na Rys. 3.5 czerwoną grafiką został zaznaczony początkowy etap wtrysku zasięgu strugi paliwa do 0,7 ms, który jest zakresem dalszej analizy. Czas 0,7 ms w silniku okrętowym ZS Sulzer 3 AI 25/30 odpowiada  $2,5^\circ$  OWK (obrotu wału karbowego).



Rys. 3.5 Przykładowy wynik średniej zasięgu strugi oleju napędowego w czasie, dla  $L/D:10,9$

Na Rys. 3.5 zaprezentowano średnie arytmetyczne z pomiarów zasięgu strugi w czasie, dla różnych rozpatrywanych współczynników  $L/D$ . Słupki błędów na wykresie Rys. 3.5 przedstawiają odchylenie standardowe. Do określenia

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

wpływu zmiany współczynnika L/D na początkową fazę rozpylania oleju napędowego wykorzystano metodę aproksymacji funkcją potęgową. W celu oceny miary dopasowania funkcji potęgowej do danych eksperymentalnych zostały obliczone współczynniki determinacji  $R^2$ . Obliczone współczynniki determinacji  $R^2$  funkcji dopasowanych do wyników eksperymentalnych zasięgu strugi rozpylonego oleju napędowego wynoszą odpowiednio dla L/D: 10,9 = 0,96 i 9,5 = 0,97.

Dla określonych funkcji potęgowej zostały wyznaczone równania regresji według ogólnej postaci równania funkcji potęgowej:

$$\text{Zasięg}(t) = a t^n \quad (22)$$

$a, n$  – zmienne,

$t$  – czas [ms]

W Tab. 3.6 zostały zaprezentowane równania regresji dla charakterystyk zasięgu strugi rozpylonego oleju napędowego. Wstępną analizę wpływu współczynnika L/D na zasięg strugi w początkowej fazie rozpylania przeprowadzono na podstawie współczynników kierunkowych A określonych równań regresji funkcji potęgowej.

Tab. 3.6 Równania linii trendu dla zasięgu strugi oleju napędowego w początkowej fazie rozpylania

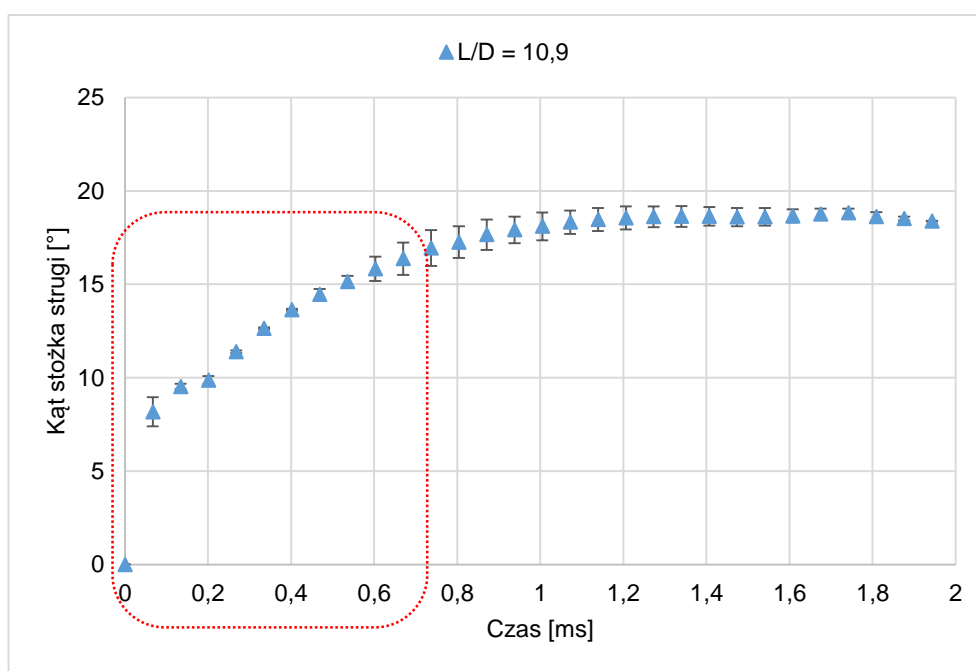
$P_o$	L/D	$y = a t^n$	a	n	$R^2$
25 MPa	10,9	$y = 52,888 x^{0,8044}$	52,888	0,8044	0,96
	9,5	$y = 103,64 x^{1,4296}$	103,64	1,2953	0,97

Wartości parametrów równań regresji dla zasięgu strugi oleju napędowego w czasie różnią się w zależności od zmiany współczynnika L/D otworu dyszy wtryskiwacza. Różnica ta wynika z odmiennego przebiegu charakterystyki zasięgu w zależności od L/D.

Drugim analizowanym makro parametrem jest kąt stożka strugi rozpylonego oleju napędowego w początkowej fazie rozpylania. Na Rys. 3.6

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

przedstawiono przykładową charakterystykę kąta stożka strugi wtryskiwanego oleju napędowego w czasie do komory o stałej objętości. Słupki błędów przedstawiają wartość maksymalną i minimalną z 3 – krotnie powtórnego pomiaru w odniesieniu do wartości średniej. Czerwoną grafiką został zaznaczony wybrany fragment charakterystyki w czasie od 0 do 0,7 ms, który będzie analizowany w dalszej części pracy.



Rys. 3.6 Przykładowy wynik średniej kąta stożka strugi oleju napędowego w czasie dla  $L/D=10,9$

Przeprowadzono wstępną analizę zmiany kąta stożka strugi w zależności od czasu i wpływu współczynnika  $L/D$ . Analizę przeprowadzono analogicznie jak dla zasięgu strugi rozpylonego paliwa. W pierwszej kolejności określono że, istnieje silna zależność nieliniowa pomiędzy kątem stożka strugi rozpylanego oleju napędowego a czasem w początkowej fazie rozpylania. Do analizowanych wyników wstępnych badań eksperymentalnych kąta stożka strugi rozpylonego paliwa zastosowano aproksymację funkcją logarytmiczną o równaniu ogólnym:



Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

$$\text{Kąt stożka strugi} = A \ln(t) + B \quad (23)$$

$A, B$  – zmienne

$t$  – czas [ms]

Parametry obliczonych równań funkcji logarytmicznych określonych dla charakterystyk kąta stożka strugi rozpylonego paliwa przedstawiono w Tab. 3.7. Obliczony współczynnik determinacji  $R^2$  wyniósł 0,99 i 0,95 odpowiednio dla  $L/D = 10,9$  i  $L/D = 9,5$ , co świadczy o bardzo dobrym dopasowaniu funkcji logarytmicznej do danych eksperymentalnych.

Tab. 3.7 Parametry równań regresji dla kąta stożka strugi oleju napędowego w początkowej fazie rozpylania

P <sub>o</sub> : 25 MPa, P <sub>p</sub> : 3,2 MPa			
L/D	A	B	R <sup>2</sup>
10,9	4,539	17,656	0,99
9,5	2,712	12,084	0,95

Na podstawie danych przedstawionych w Tab. 3.7, zmiana współczynnika L/D spowodowała zmiany wartości parametrów A i B logarytmicznych równań regresji dla danych eksperymentalnych kąta stożka rozpylanego oleju napędowego. Zmiana współczynnika L/D z 9,5 do 10,9 spowodowała zwiększenie wartości parametru kierunkowego A oraz wyrazu wolnego B. Oznacza to, że zwiększenie współczynnika L/D spowodowało zwiększenie kąta stożka strugi rozpylonego oleju napędowego w początkowej fazie rozpylania.

Na podstawie analizy wyników eksperymentalnych badań wstępnych makro struktury strugi oleju napędowego wtryskiwanego do komory o stałej objętości w początkowej fazie rozpylania zostały określone następujące wnioski:



Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

- Zmiana zasięgu oraz kąta stożka strugi oleju napędowego jest zależna od czasu,
- Przyrost zasięgu strugi rozpylanego paliwa w czasie ma charakter funkcji potęgowej, natomiast zmiana kąta stożka strugi w zależności od czasu przyjmuje charakter funkcji logarytmicznej,
- Na makro parametry rozpylonej strugi oleju napędowego wpływa zmiana geometrii otworu wylotowego dyszy wtryskiwacza,
- Wzrost L/D spowodował wzrost wartości kąta stożka strugi rozpylanego oleju napędowego w rozpatrywanym czasie.

## 4 Cel i teza pracy

Na podstawie obserwacji oraz wniosków z eksperymentalnych badań wstępnych parametrów strugi rozpylanego oleju napędowego wynika, że charakterystyki makro parametrów są zależne od czasu i przyjmują charakter nieliniowy w początkowej fazie rozpylania. Ponadto zostało określone, że na początkową charakterystykę makro parametrów wpływa zmiana  $L/D$  otworu dyszy wtryskiwacza.

Należy zwrócić uwagę, że w komorze spalania silników okrętowych ZS samozapłon paliwa zachodzi w czasie, kiedy struga rozpylonego oleju napędowego w cylindrze nie jest jeszcze w pełni rozwinięta. Przedstawione w literaturze modele matematyczne do obliczania zasięgu strugi paliwa nie uwzględniają w początkowej fazie rozpylania współczynnika  $L/D$  otworu dyszy wtryskiwacza, którego wpływ na zasięg strugi i kąt stożka strugi rozpylonego oleju napędowego wykazały wyniki wstępnych badań eksperymentalnych. Ponadto literaturowe modele matematyczne do obliczania kąta stożka strugi rozpylanego paliwa określają stałą wartość, a analiza wyników badań wstępnych wykazała zmianę tego parametru w zależności od czasu.

Na podstawie wyników wstępnych badań eksperymentalnych makro struktury strugi rozpylonego oleju napędowego do komory o stałej objętości z wtryskiwacza silnika okrętowego ZS został określony cel badawczy niniejszej pracy.

W związku z powyższym, głównym celem badawczym pracy jest opracowanie modeli makro parametrów strugi rozpylonego oleju napędowego w początkowej fazie rozpylania dla wtryskiwacza silnika okrętowego ZS i bezpośrednim wtryskiem paliwa.

Na podstawie przeglądu literaturowego oraz wyników wstępnych badań eksperymentalnych procesu rozpylania oleju napędowego z wtryskiwacza silnika okrętowego ZS została sformułowana następująca teza:

***Zmiana geometrii dyszy rozpylającej wtryskiwacza silnika okrętowego ZS, wyrażona zmianą wartości współczynnika  $L/D$ , wpływa na makro strukturę strugi wtryskiwanego do cylindra oleju napędowego w początkowej fazie rozpylania.***

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

W ramach potwierdzenia powyższej tezy i zrealizowania celu badawczego, przeprowadzone zostały następujące prace badawcze:

1. Przeprowadzenie głównych eksperymentalnych badań makro parametrów rozpylanego oleju napędowego z wtryskiwacza silnika okrętowego ZS i bezpośrednim wtryskiem paliwa z wykorzystaniem komory o stałej objętości,
2. Zaproponowanie modeli makro parametrów strugi rozpylonego oleju napędowego z wtryskiwacza silnika okrętowego ZS w początkowej fazie rozpylania.

## 5 Główne badania eksperymentalne

W ramach realizacji celu rozprawy doktorskiej oraz na podstawie wyników badań wstępnych, analogicznie do wstępnych badań eksperymentalnych zostały przeprowadzone główne badania parametrów strugi rozpylanego oleju napędowego z wtryskiwacza silnika okrętowego ZS.

Główne badania eksperymentalne przeprowadzono na specjalnym stanowisku laboratoryjnym, które zostało zastosowane do wstępnych badań eksperymentalnych. Stanowisko zaprezentowano w Rozdziale 3.1. i składało się z trzech głównych komponentów :

- komory o stałej objętości (Rys. 3.1), której parametry techniczne zaprezentowano w Tab. 3.1,
- wtryskiwacza silnika okrętowego 3 AL 25/30, którego budowę przedstawiono na Rys. 3.2,
- systemu wysokociśnieniowego typu common rail do zasilania wtryskiwacza olejem napędowym.

W związku z realizacją celu badawczego niniejszej pracy, czyli określenia wpływu  $L/D$  na makro strukturę strugi rozpylanego oleju napędowego w początkowej fazie rozpylania oraz zaproponowanie modeli matematycznych tych parametrów, w badaniach głównych zastosowano dodatkową końcówkę rozpylającą wtryskiwacza o parametrach konstrukcyjnych podanych w Tab. 5.1.

Tab. 5.1 Parametry konstrukcyjne końcówki rozpylającej wtryskiwacza silnika okrętowego ZS

L.p.	Kąt położenia otworów	Ilość otworów	Średnica otworu D	Kształt otworu	$L/D$	K według (5)
-	[°]	-	[mm]	-	-	-
1	158	9	0,375	cylindryczny	8,3	1

Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

Ponadto zastosowano dodatkowe ciśnienia otwarcia wtryskiwacza 15 i 35 MPa oraz przeciwcisnienie w komorze o stałej objętości 4,3 MPa. Należy zaznaczyć, że przeciwcisnienie o wartości 4,3 MPa w komorze o stałej objętości jest odzwierciedleniem ciśnienia w cylindrze podczas eksploatacji silnika okrętowego ZS z wysokim obciążeniem.

W Tab. 5.2 zaprezentowano warunki eksperymentalnych badań głównych oraz parametry oleju napędowego zastosowanego w badaniach..

Tab. 5.2 Warunki głównych badań eksperymentalnych

Opis	Oznaczenie	Wartość	Jednostka
Ciśnienie otwarcia wtryskiwacza	$P_o$	15, 25, 35	MPa
Przeciwcisnienie w komorze o stałej objętości	$P_p$	3,2; 4,3	MPa
Czas wtrysku paliwa	$t_w$	0,04	s
Średnica otworków wylotowych wtryskiwacza	D	0,285; 0,325; 0,375	mm
Długość otworu	L	3,1	mm
L/D	-	10,9; 9,5; 8,3	-
Kształt otworu	-	cylicndryczny	-
Temperatura otoczenia	T	293 - 298	K
Olej napędowy	$\rho_{fuel}$	Gęstość w 40°C	816,1 kg/m <sup>3</sup>
	$\eta_{fuel}$	Lepkość	2,35 mPa·s

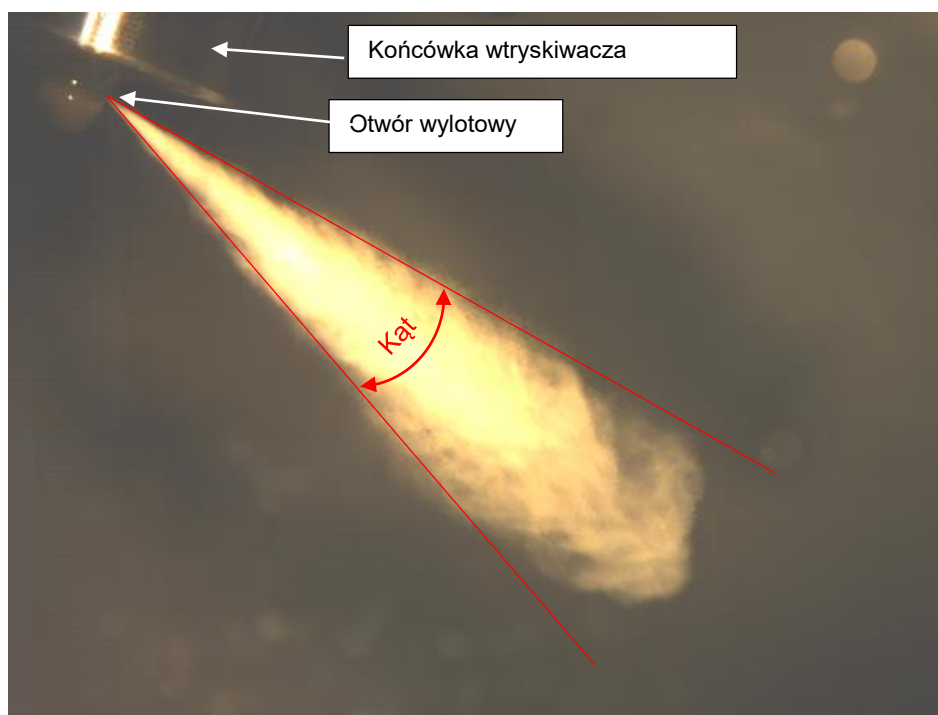
Do pomiaru makro struktury wykorzystano metodę optyczną za pomocą techniki Mie scattering. Konfigurację stanowiska pomiarowego do badań

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

techniką optyczną Mie scattering przedstawiono w Rozdziale 3.1 oraz na Rys. 3.3., a do rejestracji procesu wtrysku i rozpylania oleju napędowego w komorze o stałej objętości wykorzystano kamerę Photron SA1.1 o dużej szybkości rejestracji obrazów. Parametry techniczne kamery zawierają się w Tab. 3.1.

## 5.1 Wyniki kąta stożka strugi rozpylonego oleju napędowego

Jednym z makro parametrów strugi rozpylanego oleju napędowego z wtryskiwacza silnika okrętowego ZS jest kąt stożka strugi. Zgodnie z definicją zaprezentowaną w Rozdziale 1.2 jest to kąt wierzchołkowy, którego ramiona określają graniczny obszar zajęty przez rozpylaną strugę, a wierzchołek tego kąta znajduje się w miejscu otworu dyszy wtryskiwacza. Na Rys. 5.1 zaprezentowano graficzną definicja kąta stożka strugi z wykorzystaniem przykładowego obrazu uzyskanego podczas głównych badań eksperymentalnych.



Rys. 5.1 Definicja kąta stożka strugi rozpylanego oleju napędowego w ramach analizy głównych badań eksperymentalnych

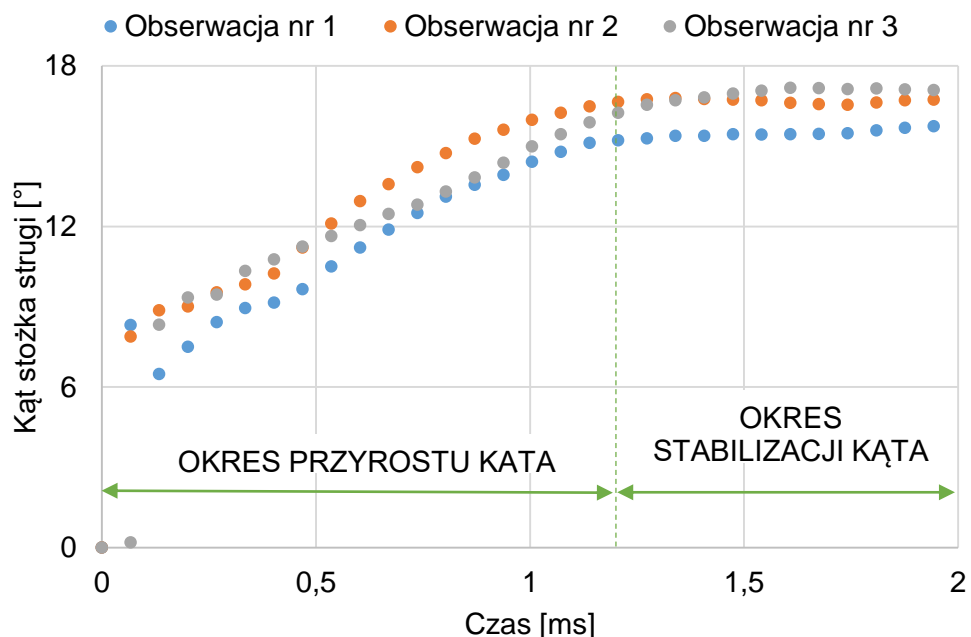
Propagacja strugi w komorze o stałej objętości rejestrowana była z odstępem czasowym 0,067 ms pomiędzy rejestrowanymi klatkami fotograficznymi. Wspomniany odstęp czasowy wynika z rozdzielczości oraz częstotliwości rejestracji zastosowanej kamery rejestrującej. Parametry techniczne kamery przedstawiono w Tab. 3.1. Na Rys. 5.2 zaprezentowano przykładowe charakterystyki kąta stożka strugi przeprowadzonych obserwacji dla otworu



## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

wylotowej końcówki wtryskiwacza o  $L/D = 10,9$ , ciśnieniu otwarcia 15 MPa i przeciwcisnieniu w komorze o stałej objętości 3,2 MPa.

Zgodnie z wynikami zaprezentowanymi na Rys. 5.2, kąt stożka strugi wtryskiwanego oleju napędowego rośnie z czasem. Od momentu rozpoczęcia wtrysku oleju napędowego do komory struga propaguje w głąb komory ze znaczną prędkością początkową. Prędkość początkowa strugi jest wynikiem występującej różnicy ciśnień pomiędzy ciśnieniem wtryskiwanego paliwa a przeciwcisnieniem w komorze o stałej objętości.



Rys. 5.2 Przykładowa charakterystyka kąt stożka strugi rozpylanego oleju napędowego od rozpoczęcia wtrysku do pełnego rozwinięcia strugi dla trzech obserwacji  $L/D = 10,9$ ,  $P_o = 15$  MPa i  $P_p = 3,2$  MPa

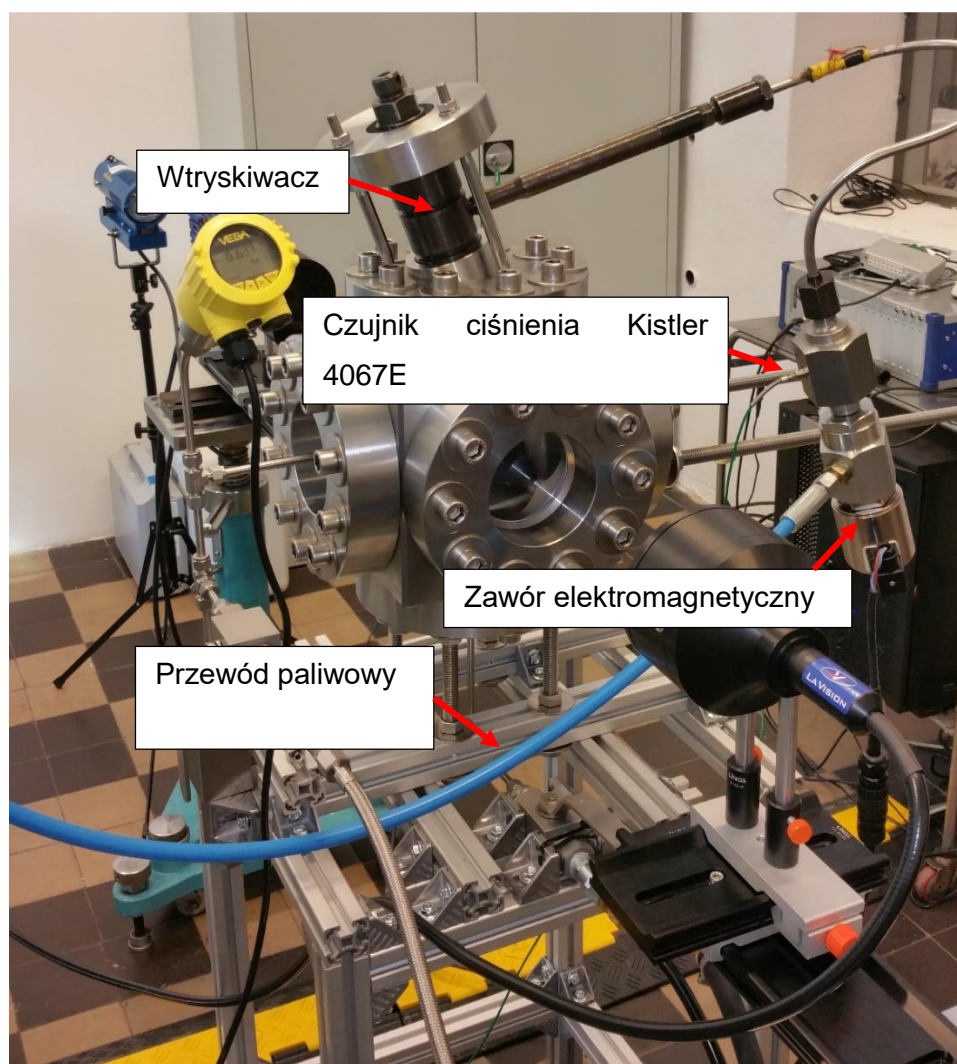
Im większa różnica ciśnień, tym strudze wtryskiwanego oleju napędowego do komory zostaje nadana większa energia kinetyczna. Rozprzestrzeniająca się w komorze struga paliwa ulega procesowi rozpadu wtórnego powodując przyrost wartości kąta stożka. Zaobserwowano, że czas, w którym wzrasta wartość kąta stożka można określić jako okres przyrostu kąta. Podobne wyniki badań kąta stożka strugi zostały zaprezentowane w pracy [50, 82, 83]. Wspomniany okres przyrostu kąta zaprezentowano na Rys. 5.2. Zgodnie z tym rysunkiem, można wyróżnić dwa okresy pod względem rozwoju chmury

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

kropel. Okres przyrostu kąta trwa do około 1,2 ms, a po tym czasie następuje okres stabilizacji wartości kąta stożka. Czas rozwoju rozpylania strugi od rozpoczęcia propagacji do osiągnięcia stałej wartości jest zależny od danych warunków procesu.

Tak jak wcześniej wspomniano, jednym z parametrów warunkujących początkową prędkość strugi jest występująca różnica ciśnień pomiędzy ciśnieniem wtrysku paliwa  $P_i$  a ciśnieniem w komorze  $P_p$  [85-86]. Jednak należy zwrócić uwagę, że w chwili otwarcia wtryskiwacza i wysokociśnieniowego wtrysku oleju napędowego do komory w instalacji paliwowej następuje spadek ciśnienia paliwa, który jest wynikiem wypływu paliwa z otworu wylotowego wtryskiwacza do przestrzeni o ciśnieniu niższym niż ciśnienie wtrysku. Wspomniany spadek ciśnienia powoduje, że ciśnienie oleju napędowego w czasie wtrysku do komory nie jest stałe. W prezentowanych badaniach eksperymentalnych dzięki zastosowaniu piezorezystancyjnego czujnika ciśnienia Kistler typu 4067E możliwe było określenie zmiany ciśnienia paliwa w instalacji w czasie wtrysku oleju napędowego. Czujnik ciśnienia zamontowany był w instalacji stanowiska pomiarowego za zaworem elektromagnetycznym i przed wtryskiwaczem, co zostało zaprezentowane na Rys. 5.3.

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania



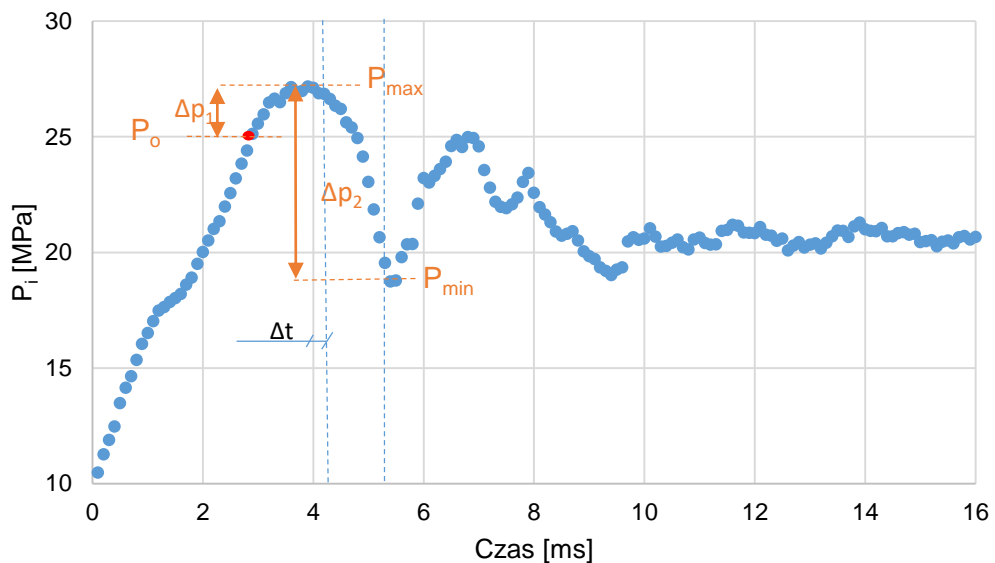
Rys. 5.3 Stanowisko pomiarowe eksperymentalnych badań głównych

Na Rys. 5.4 zaprezentowano przykładową charakterystykę ciśnienia oleju napędowego ( $P_i$ ) mierzonego w czasie wtrysku. W prezentowanym przypadku, ciśnienie otwarcia wtryskiwacza  $P_o$  wyregulowane było na wartość 25 MPa. Zgodnie z założeniem, wtryskiwacz otworzył się przy ciśnieniu paliwa 25 MPa („ $P_o$ ” na Rys. 5.4). Jednak po otwarciu wtryskiwacza następuje wzrost ciśnienia do wartości  $P_{max}$ , które wynika ze zwłoki czasowej  $\Delta t$  ( $\Delta p_1 = |P_o - P_{max}|$  na Rys. 5.4). Zgodnie z położeniem czujnika ciśnienia w układzie (Rys. 5.3) zwłoka czasowa wynika z bezwładności układu iglica - sprężyna. To oznacza, że pomimo otwarcia wtryskiwacza ciśnienie paliwa chwilowo narasta, a następnie spada.

Po całkowitym otwarciu wtryskiwacza, czyli maksymalnym uniesieniu iglicy, ciśnienie gwałtownie spada do wartości  $P_{min}$ . W czasie zmiany wartości

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

ciśnienia pomiędzy  $\Delta p_2 = P_{\max} - P_{\min}$ , następuje propagacja wtryskiwanej strugi oleju napędowego w komorze. W związku z tym, w niniejszej analizie za czas otwarcia wtryskiwacza i rozpoczęcie propagacji strugi w komorze przyjęto  $P_{\max}$ . Po przekroczeniu  $P_{\min}$  ciśnienie paliwa jeszcze oscyluje na skutek fluktuacji występujących w wysokociśnieniowych przewodach paliwowych, aż do czasu ustabilizowania się do stałej wartości ciśnienia i zakończenia wtrysku paliwa.



Rys. 5.4 Przykładowy wykres ciśnienia oleju napędowego w instalacji przed wtryskiwaczem  $P_i$  dla  $L/D$ : 10,9;  $P_o$ : 25 MPa i  $P_p$ : 3,2 MPa

Oprócz zmiany ciśnienia oleju napędowego w instalacji, parametrem wpływającym na kąt stożka strugi jest geometria dyszy rozpylającej. Geometria uwarunkowana jest współczynnikiem  $L/D$  otworu wylotowego wtryskiwacza dla danej końcówki wtryskiwacza.

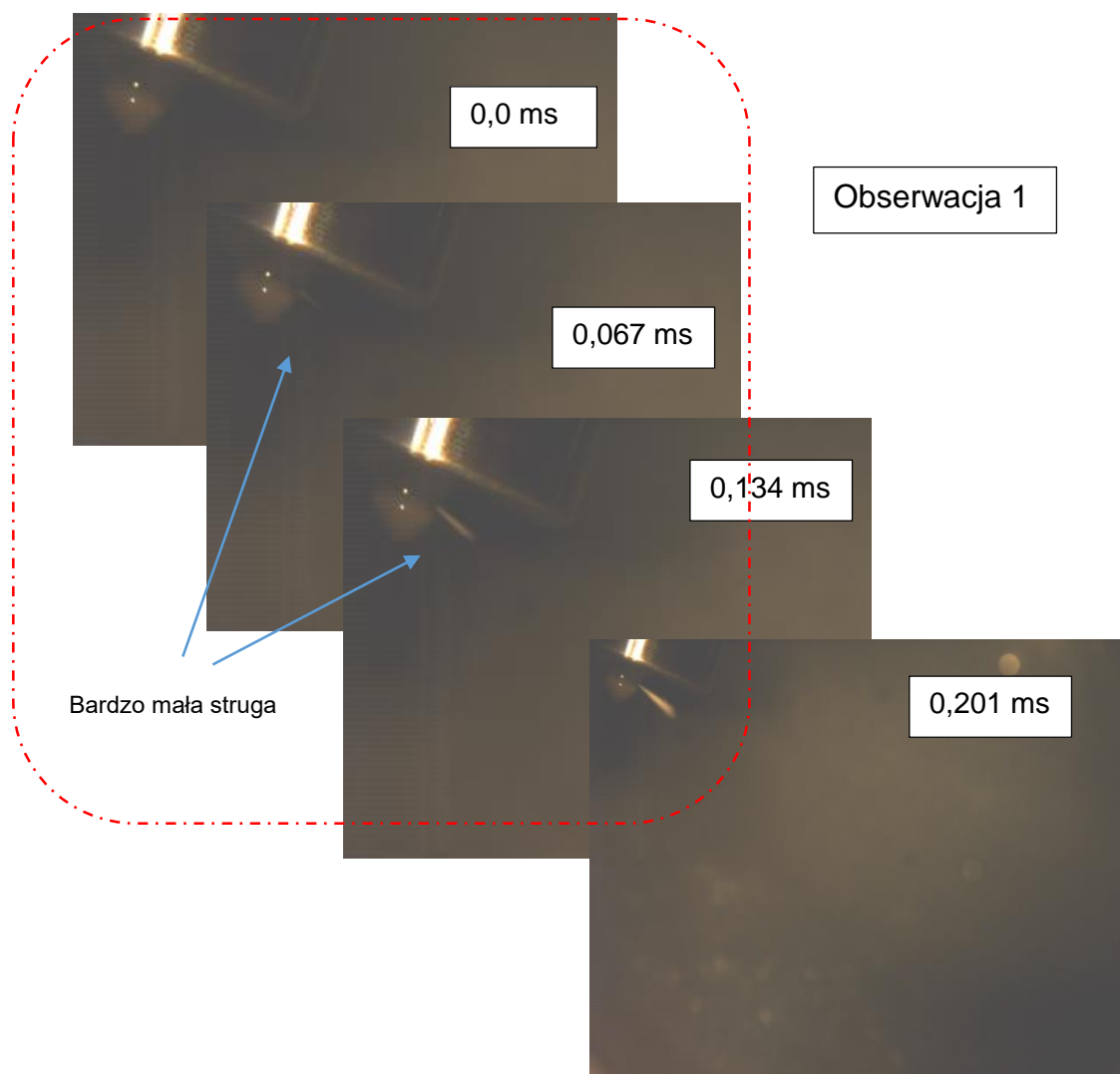
Kąt stożka strugi rozpylonego oleju napędowego rozpatrywany jest od początku wtrysku do 0,7 ms propagacji strugi do komory o stałej objętości. Czas ten uznano jako początkową fazę rozpylania, czyli od początku wtrysku do samozapłonu. Zgodnie z informacją zamieszczoną w Rozdziale 3.2, czas 0,7 ms w silniku okrętowym Sulzer 3 AL 25/30 będzie odpowiadał  $2,5^\circ$ .

Na Rys. 5.5 a przedstawiono obrazy z bardzo wczesnego czasu początkowej fazy wtrysku i rozpylania strugi oleju napędowego dla otworu wylotowego

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

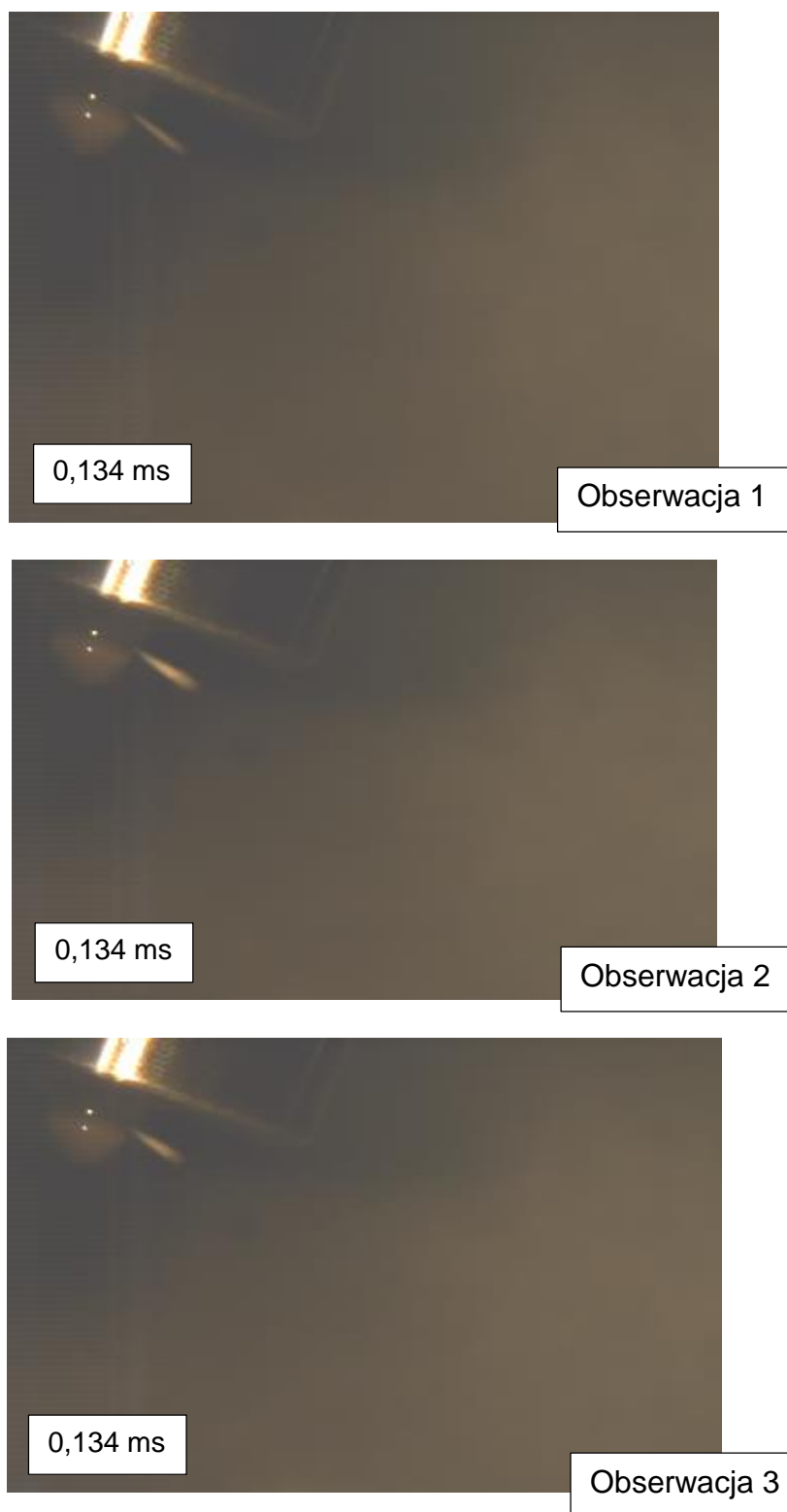
wtryskiwacza o wartości  $L/D = 10,9$ ,  $P_o: 15 \text{ MPa}$  i  $P_p: 3,2 \text{ MPa}$  z pojedynczej obserwacji.

a.



Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

b.



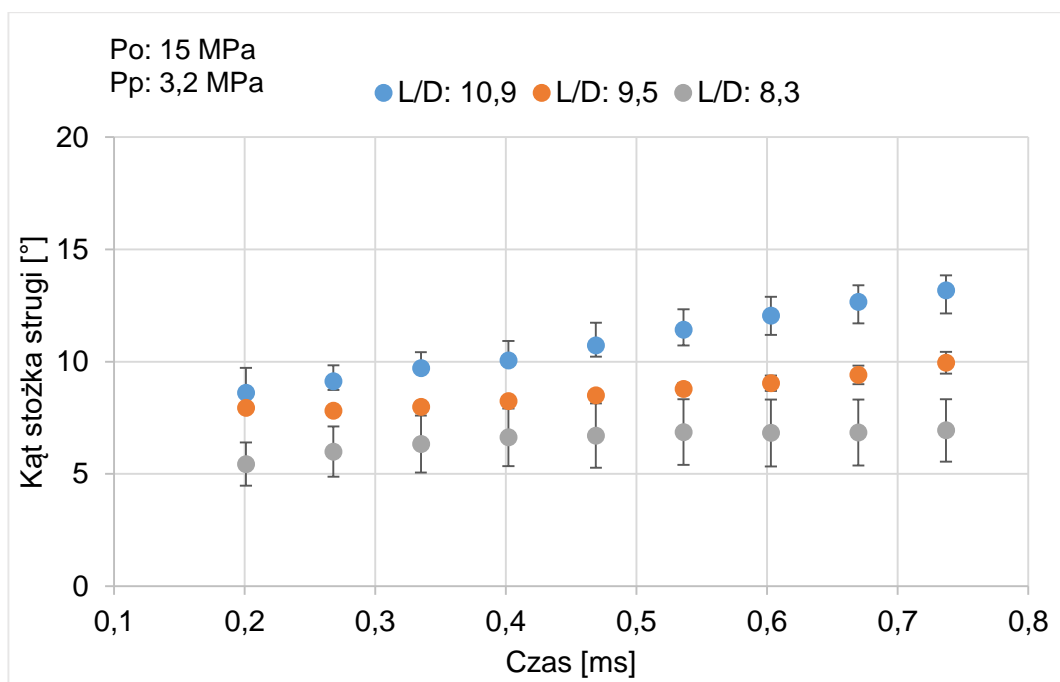
Rys. 5.5 Przykładowe obrazy strugi rozpylanego oleju napędowego dla  $L/D = 10,9$ ,  
 $P_o: 15 \text{ MPa}$ ,  $P_p: 3,2 \text{ MPa}$

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

Zgodnie z fotografiami na Rys. 5.5 a. w czasie od 0 ms do 0,134 ms, kąt stożka strugi jest bardzo trudny do wyznaczenia ze względu na bardzo małą strugę. Na Rys. 5.5 b zaprezentowano obrazy strugi w czasie 0,134 ms dla każdej z 3 obserwacji. Pomiedzy obrazami występują duże różnice w kształcie oraz wielkości zarejestrowanej strugi. W związku z tym, duża rozbieżność pomiędzy wynikami kąta stożka strugi powoduje otrzymanie niewiarygodnych wyników, których analiza nie ma sensu. Dlatego w przeprowadzanej analizie początkowej fazy rozpylania zrezygnowano z uwzględniania pierwszych trzech wyników pomiarowych. W związku z tym, analiza początkowej fazy kąta stożka strugi będzie zawierała się w okresie czasu od 0,2 ms do 0,7 ms.

Na Rys. 5.6 - 5.8 zostały zaprezentowane średnie arytmetyczne kątów strugi oleju napędowego w czasie dla rozpatrywanych L/D otworów końcówek rozpylających wtryskiwacza, ciśnień otwarcia ( $P_o$ ) oraz przeciwcisnień ( $P_p$ ). Średnia arytmetyczna została wyznaczona z trzech obserwacji dla określonych parametrów wtrysku oleju napędowego. Słupki błędów dla każdego punktu przedstawiają maksymalną i minimalną wartość kąta stożka strugi z przeprowadzonych obserwacji w odniesieniu do wyznaczonej wartości średniej arytmetycznej parametru.

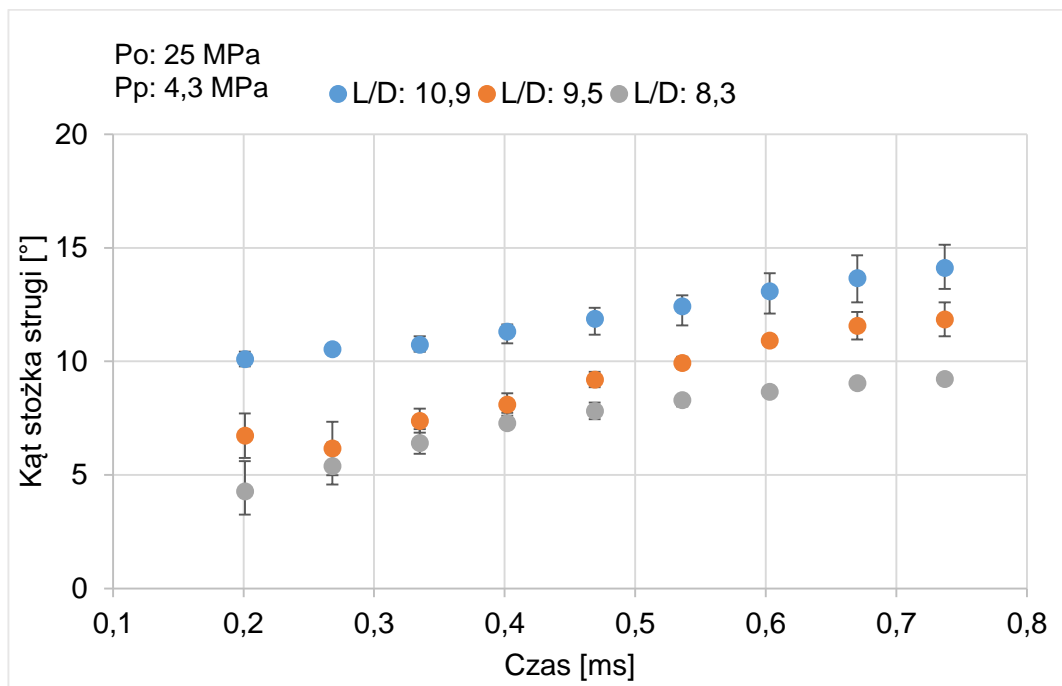
a.





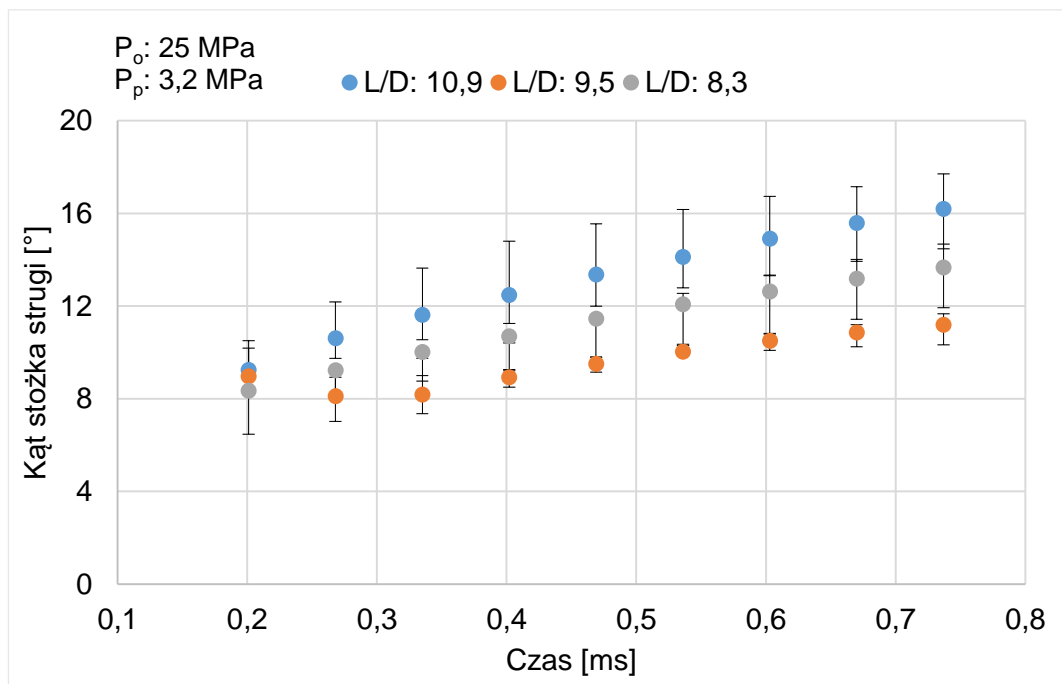
Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

b.



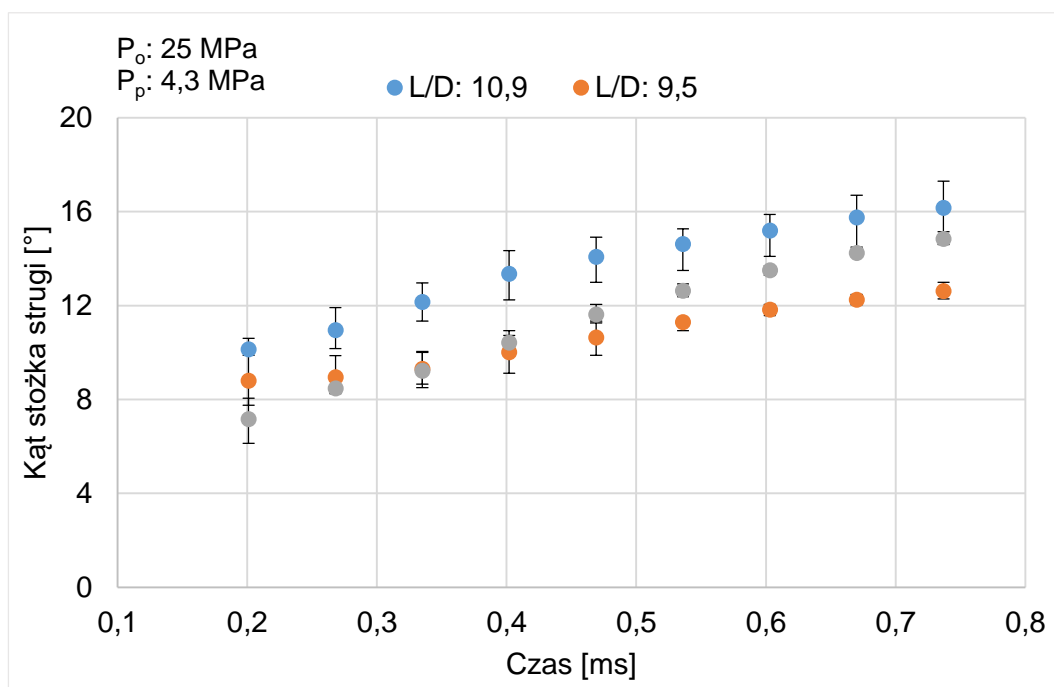
Rys. 5.6 Kąt stożka strugi dla  $P_o$ : 15 MPa, oraz  $P_p$ : a. 3,2 MPa, b. 4,3 MPa

a.



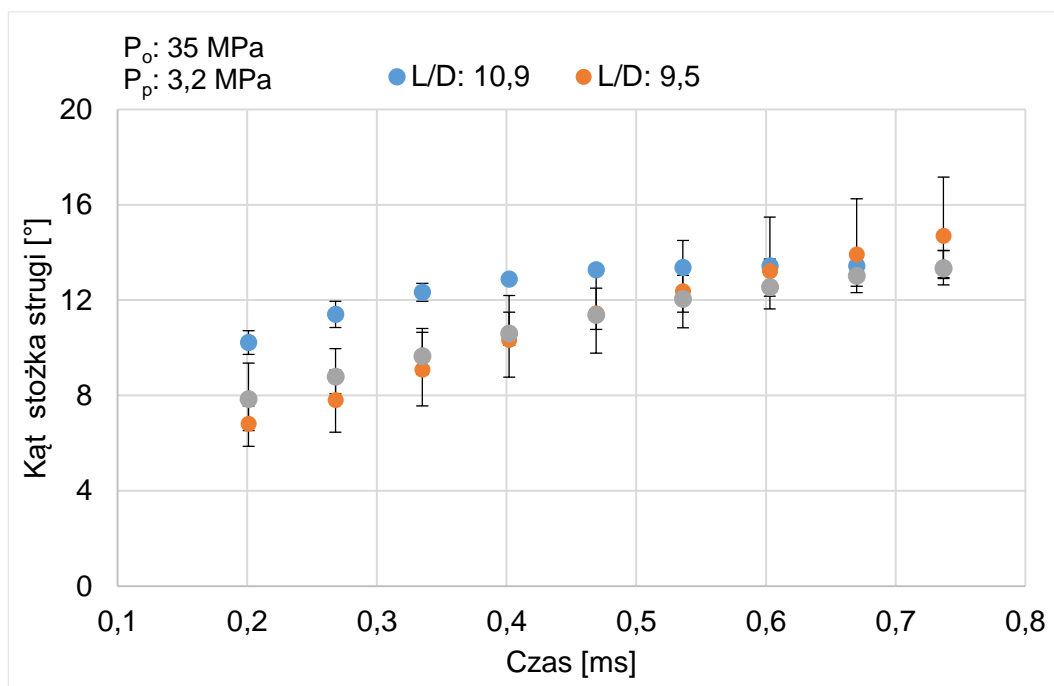
Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

b.



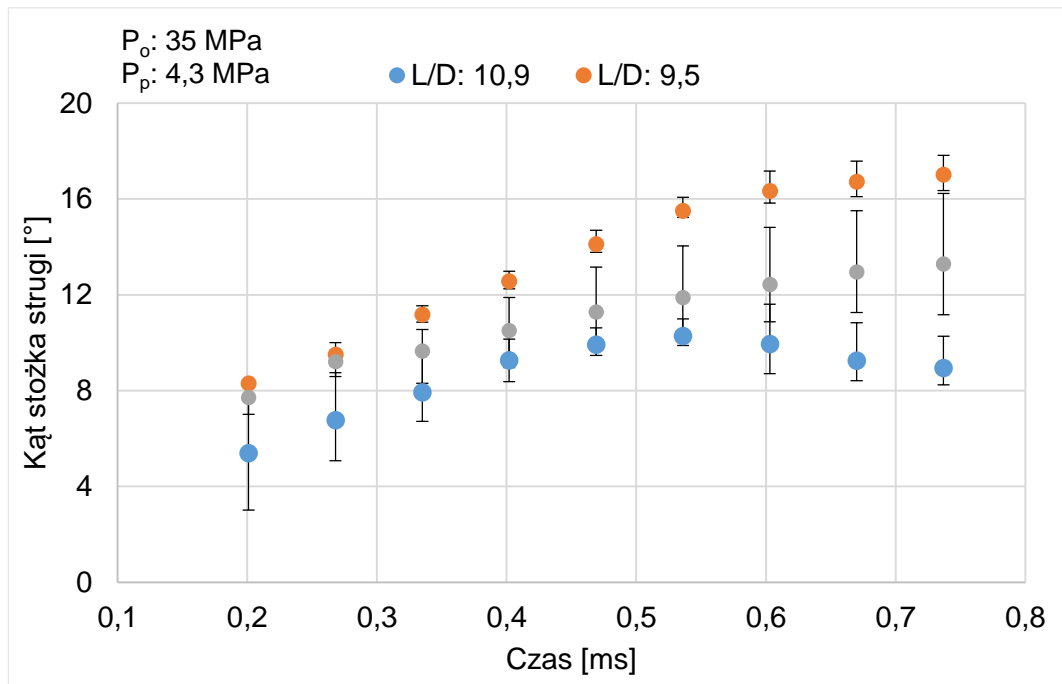
Rys. 5.7 Kąt stożka strugi dla  $P_0: 25 \text{ MPa}$ , oraz  $P_p$ : a.  $3,2 \text{ MPa}$ , b.  $4,3 \text{ MPa}$

a.



Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

b.



Rys. 5.8 Kąt stożka strugi dla  $P_o$ : 35 MPa, oraz  $P_p$ : a. 3,2 MPa, b. 4,3 MPa

Największa wartość kąta stożka strugi występuje dla wartości  $L/D = 10,9$  otworu wylotowego w większości rozpatrywanych obserwacji. Zmniejszenie wartości  $L/D$  powoduje zmniejszenie kąta stożka strugi, co jest związane ze zmianą warunków przepływu paliwa w otworze wylotowym wtryskiwacza. Zmniejszenie prędkości przy ściankach jest wynikiem występujących sił tarcia pomiędzy warstwą oleju napędowego a ścianką otworu. W związku z tym, zmniejszenie średnicy otworu (czyli zwiększenie  $L/D$ ), oleju napędowego i gęstości gazu w komorze powoduje, że w warstwach przyściennych siła tarcia wzrasta, co doprowadza do intensyfikacji sił ścinających warstw strugi. Wystąpienie sił ścinających jest wynikiem efektu lepkości. W związku z tym, w strudze wtryskiwanego oleju napędowego dochodzi do powstawania zwiększonych zaburzeń w wyniku intensyfikacji występowania sił ścinających warstw przyściennych strugi. Dlatego dla  $L/D = 10,9$  z reguły zaobserwowano większy kąt stożka strugi w porównaniu do wartości  $L/D = 9,5$  i  $8,3$  otworu wylotowego. Zmniejszenie  $L/D$ , czyli zwiększenie średnicy otworu wylotowego wtryskiwacza (z 0,285 mm do 0,325 i 0,375 mm), powoduje zmniejszenie sił

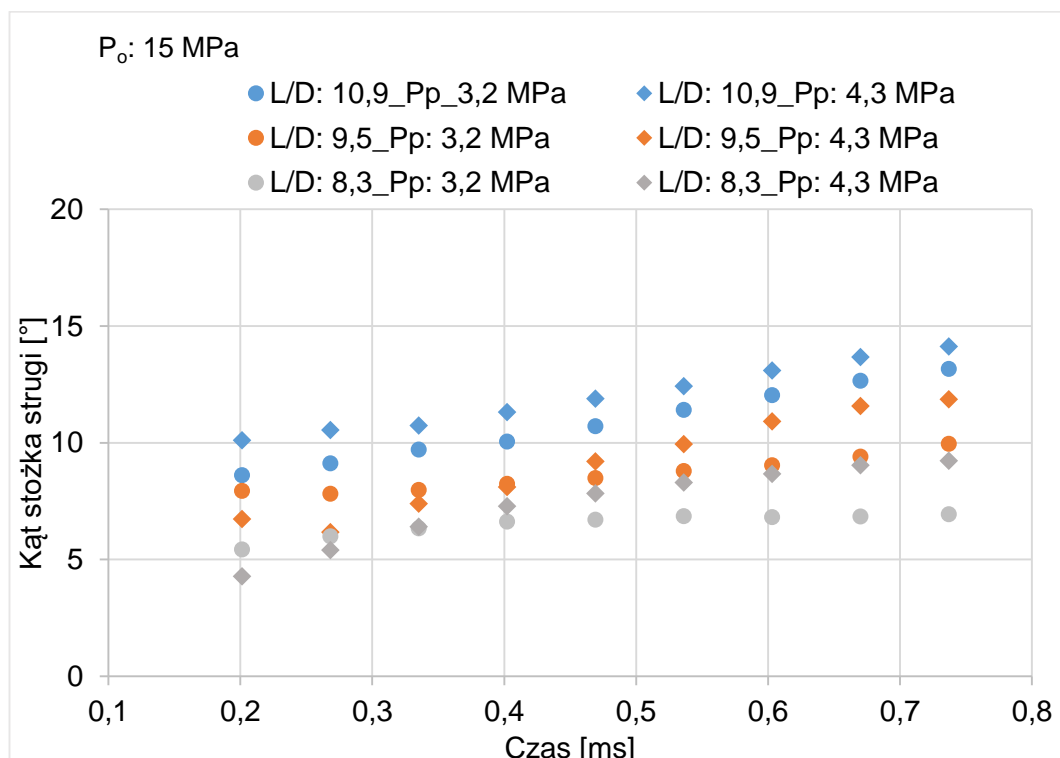
## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

ściągających w przypowierzchniowych warstwach strugi oraz zmniejszeniem prędkości wypływu z otworu, co wiąże się z wystąpieniem mniejszych turbulencji w strudze i zredukowaniem kąta stożka strugi w początkowej fazie rozpylania (Rys. 5.6 - 5.8).

Dla największego rozpatrywanego ciśnienia otwarcia wtryskiwacza ( $P_o$ : 35 MPa) i przeciwcisnienia 4,3 MPa najmniejszy kąt stożka strugi uzyskano dla obserwacji z wartością  $L/D = 10,9$  zaprezentowany na Rys. 5.8 b. Ciśnienie otwarcia wtryskiwacza 35 MPa oraz przeciwcisnienie w komorze 4,3 MPa spowodowało najbardziej sprzyjające warunki do intensywnego rozpadu strugi na krople. W związku z tym, prędkość propagacji chmury intensywnie rozpylonych kropeł została znacznie szybciej wyhamowana przez zwiększoną gęstość gazu w komorze [51, 59, 62, 74], a krople o niewielkich rozmiarach znajdujące się w obszarach krańcowych strugi uległy odparowaniu.

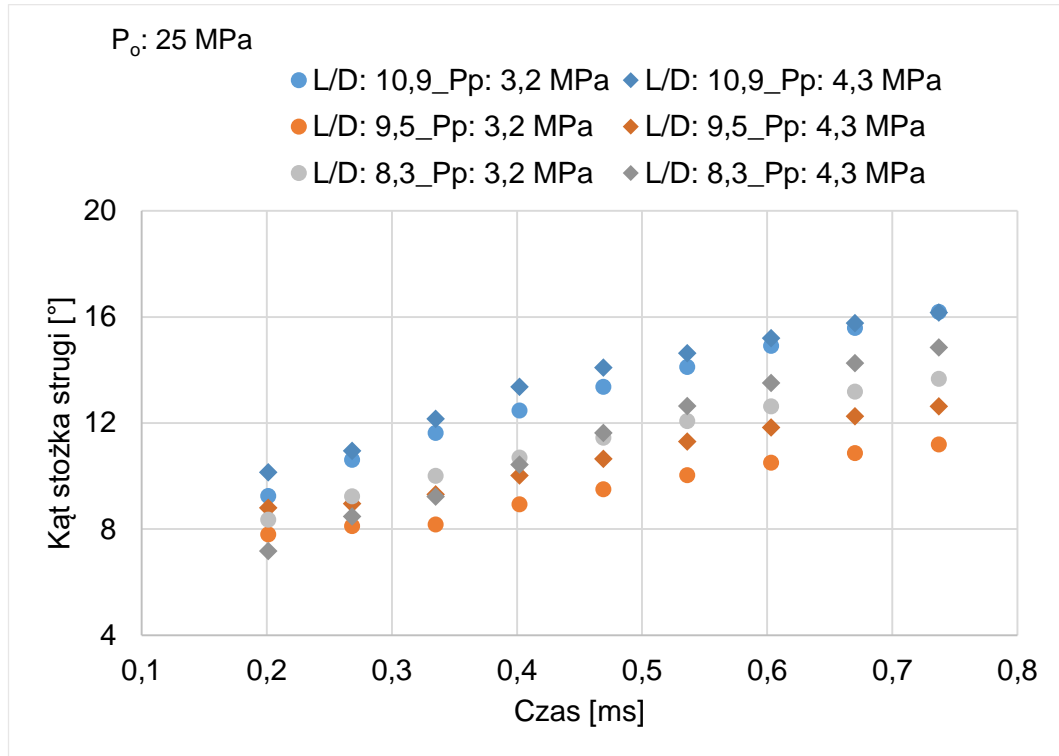
Na Rys. 5.9 zaprezentowano charakterystyki kąta stożka strugi w zależności od przeciwcisnienia w komorze o stałej objętości 3,2 MPa i 4,3 MPa, rozpatrywanych współczynników  $L/D$  oraz ciśnień otwarcia wtryskiwacza 15, 25 i 35 MPa.

a.

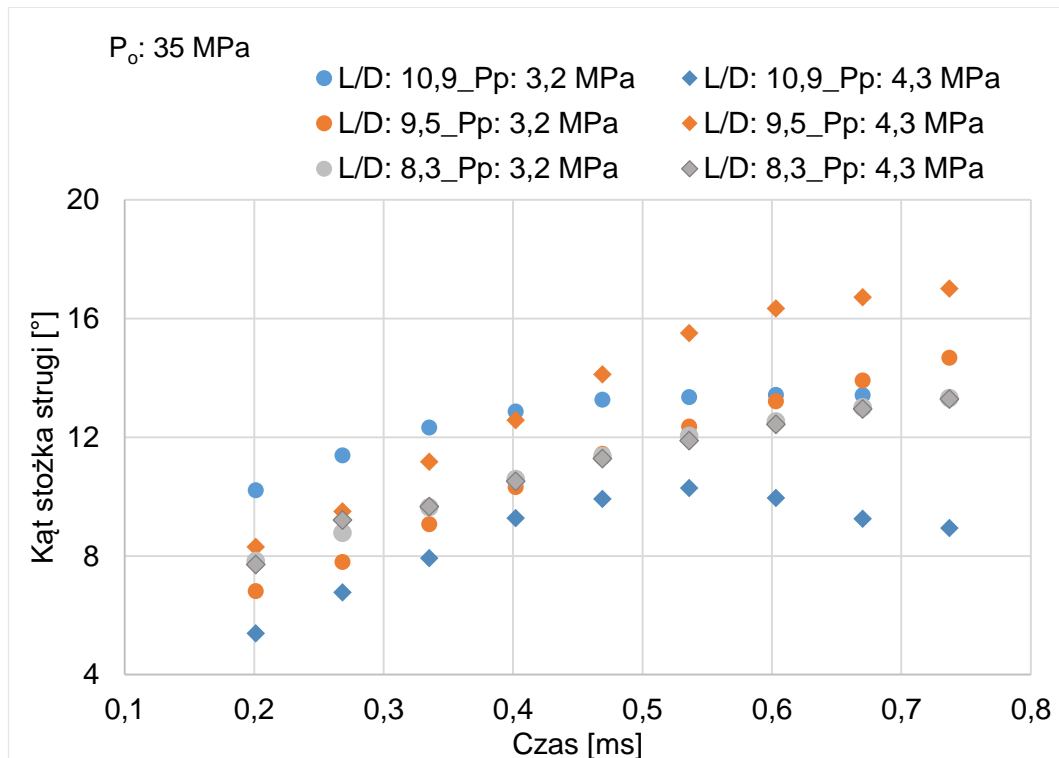


Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

b.



c.



Rys. 5.9 Kąt stożka strugi rozpylonego oleju napędowego w zależności od  $P_p$ : 3,2 MPa i 4,3 MPa, L/D: 10,9; 9,5 i 8,3 oraz  $P_o$ : a. 15 MPa, b. 25 MPa, c. 35 MPa

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

Na podstawie wyników badań eksperymentalnych zaprezentowanych na Rys. 5.9, można stwierdzić, że kąt stożka strugi rozpylanego paliwa zwiększa się wraz ze wzrostem oporów aerodynamicznych panujących w przestrzeni. Zwiększona gęstość gazu w komorze powoduje, że wtryskiwana struga oleju napędowego wytraca początkową energię kinetyczną propagacji w kierunku osiowym strugi, jednocześnie powodując rozproszenie kropeł w kierunku promieniowym, co przekłada się na rozszerzenie kąta stożka strugi [74, 85].

W ramach podsumowania analizy wyników badań eksperymentalnych kąta stożka strugi w początkowej fazie rozpylania określono następujące wnioski:

- Kąt stożka strugi wtryskiwanego oleju napędowego do komory o stałej objętości zmienia się w czasie,
- Wzrost wartości  $L/D$  powoduje zwiększenie kąta stożka strugi w początkowej fazie rozpylania oleju napędowego,
- Zwiększenie przeciwności gazu (wzrost gęstości gazu) w komorze o stałej objętości z 3,2 MPa do 4,3 MPa spowodowało zwiększenie wartości kąta strugi rozpylanego oleju napędowego,
- Dla  $L/D = 10,9$  otworu wylotowego wtryskiwacza,  $P_o$ : 35 MPa i  $P_p$ : 4,3 MPa, zwiększenie gęstości gazu spowodowało zmniejszenie kąta stożka strugi, ze względu na wystąpienie warunków sprzyjających intensywnemu rozpadowi wtryskiwanej strugi oleju napędowego w początkowej fazie rozpylania.

## 5.2 Wyniki zasięgu strugi rozpylonego oleju napędowego

W niniejszym rozdziale zaprezentowano wyniki eksperymentalnych badań głównych zasięgu strugi rozpylonego oleju napędowego w początkowej fazie rozpylania.

Zgodnie z definicją zaprezentowaną w Rozdziale 1.2 zasięg strugi definiowany jest jako długość osiowa strugi, określona od miejsca położenia otworu dyszy rozpylającej wtryskiwacza do miejsca zasięgu czoła tej strugi. Na Rys. 5.10 zaprezentowano wybrane fotografie wraz z definicją zasięgu strugi rozpylanego oleju napędowego.

a.



b.





## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

c.



Rys. 5.10 Definicja zasięgu strugi rozpylanego oleju napędowego w ramach analizy głównych badań eksperymentalnych: a. 3,62 ms, b. 4,29 ms, c. 4,96 ms

Na Rys. 5.11 zaprezentowano przykładowe charakterystyki zasięgu strugi od początku wtrysku do pełnego rozwinięcia dla rozpatrywanych wartości  $L/D$ . Pomiar zasięgu strugi został przeprowadzony na podstawie tych samych obrazów co kąt stożka strugi.

Wraz z propagacją strugi oleju napędowego w komorze o stałej objętości wzrasta zasięg strugi w czasie. Okresy narastania zasięgu umownie podzielono na [46, 83] :

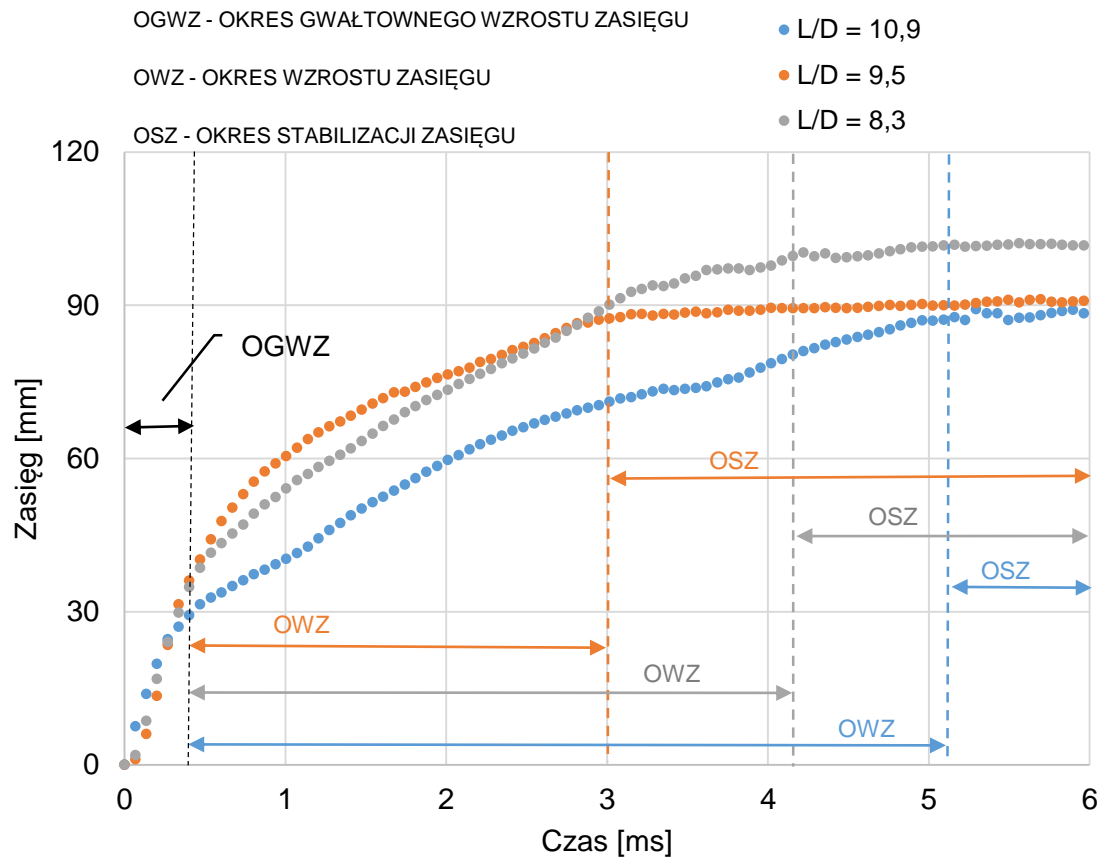
- okres gwałtownego wzrostu zasięgu (OGWZ),
- okres wzrostu zasięgu (OWZ),
- okres stabilizacji zasięgu (OSZ).

Początkowy OGWZ jest konsekwencją nadanej strudze prędkości początkowej będącej wynikiem różnicy ciśnień pomiędzy ciśnieniem wtryskiwanego paliwa, a przeciwcieniem w komorze o stałej objętości. Następnie obserwuje się bardziej łagodny okres przyrostu zasięgu strugi. W czasie tego okresu struga propaguje w głąb komory ulegając jednocześnie procesowi rozpadu wtórnego na krople.

Po okresie OWZ zasięg strugi osiąga maksymalną stałą wartość. Okres stabilizacji zasięgu na Rys. 5.11 opisano jako OSZ, jest to maksymalny zasięg

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

osiągnięty przez czoło strugi dla danych warunków ciśnienia, konstrukcji wtryskiwacza i właściwości fizyko – chemicznych oleju napędowego. W okresie stabilizacji struga paliwa jest maksymalnie rozpylona na krople, z których część w zależności od warunków odparowuje.



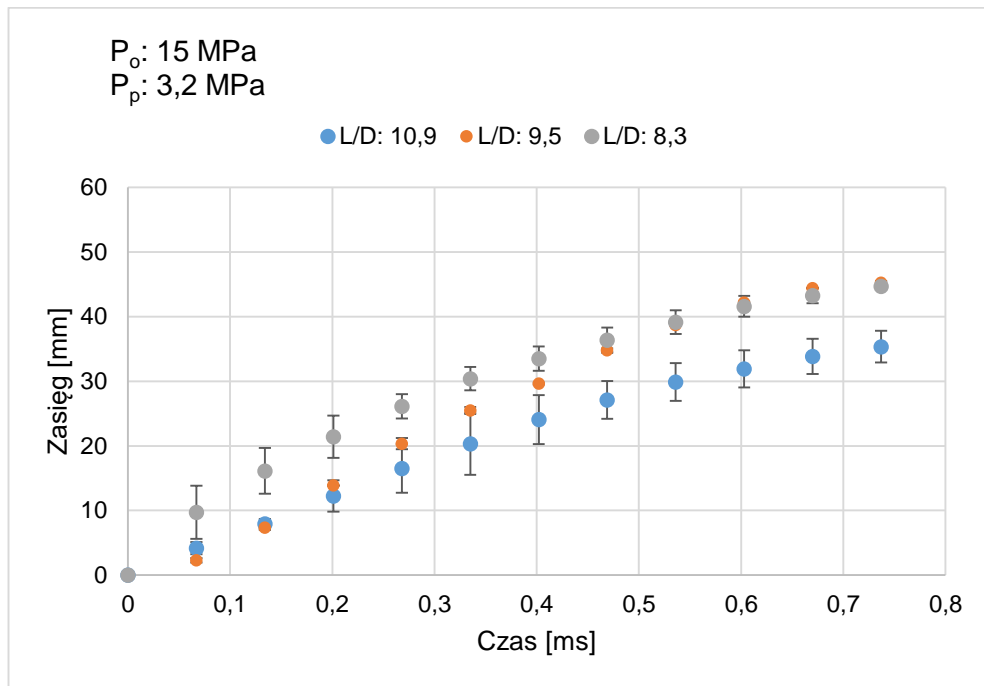
Rys. 5.11 Przykładowe charakterystyki zasięgu oleju napędowego w zależności od  $L/D = 10,9; 9,5; 8,3$ ; dla  $P_o: 25 \text{ MPa}$  i  $P_p: 3,2 \text{ MPa}$

Zasięg strugi wtryskiwanego do komory oleju napędowego rozpatrywany jest w tym samym okresie czasu co kąt stożka strugi, czyli od rozpoczęcia wtrysku strugi oleju napędowego do 0,7 ms. Czas ten odpowiada okresowi od początku wtrysku do samozapłonu mieszanki palnej.

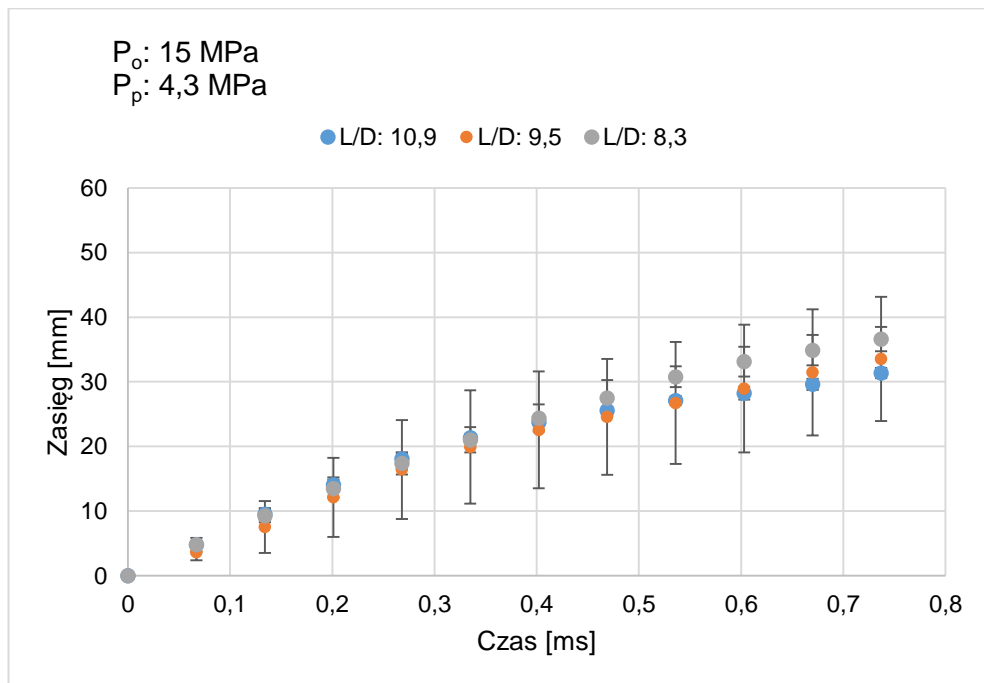
Na wykresach Rys. 5.12 - 5.14 zaprezentowano średnie wartości zasięgu strugi rozpylonego oleju napędowego w zależności od rozpatrywanych  $L/D$ . Słupki błędów dla każdej charakterystyki przedstawiają maksymalną i minimalną wartość z przeprowadzonej obserwacji.

Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

a.



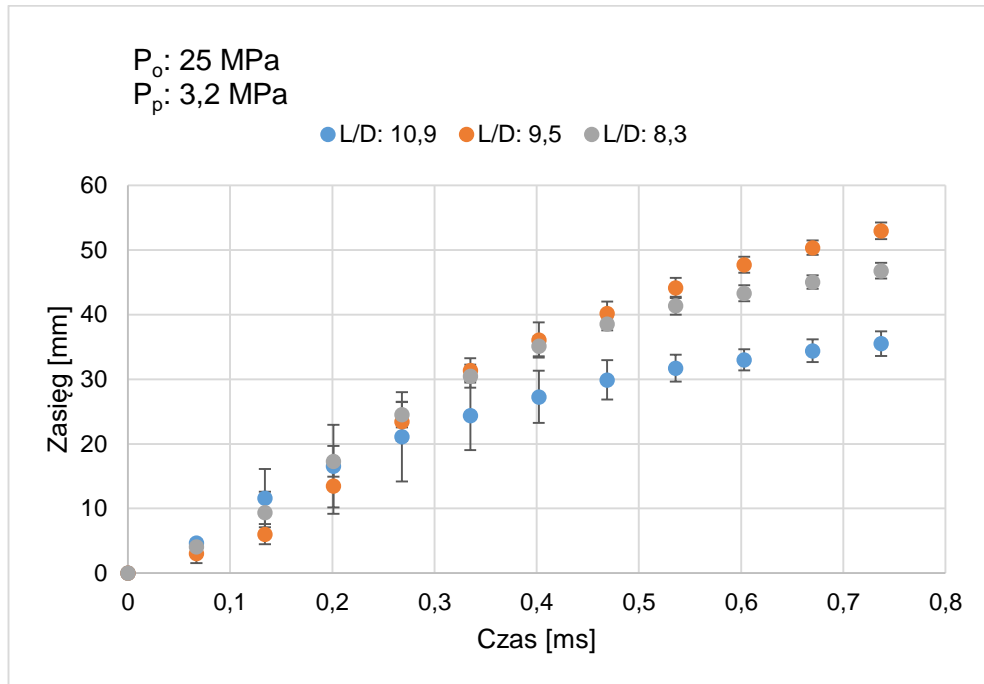
b.



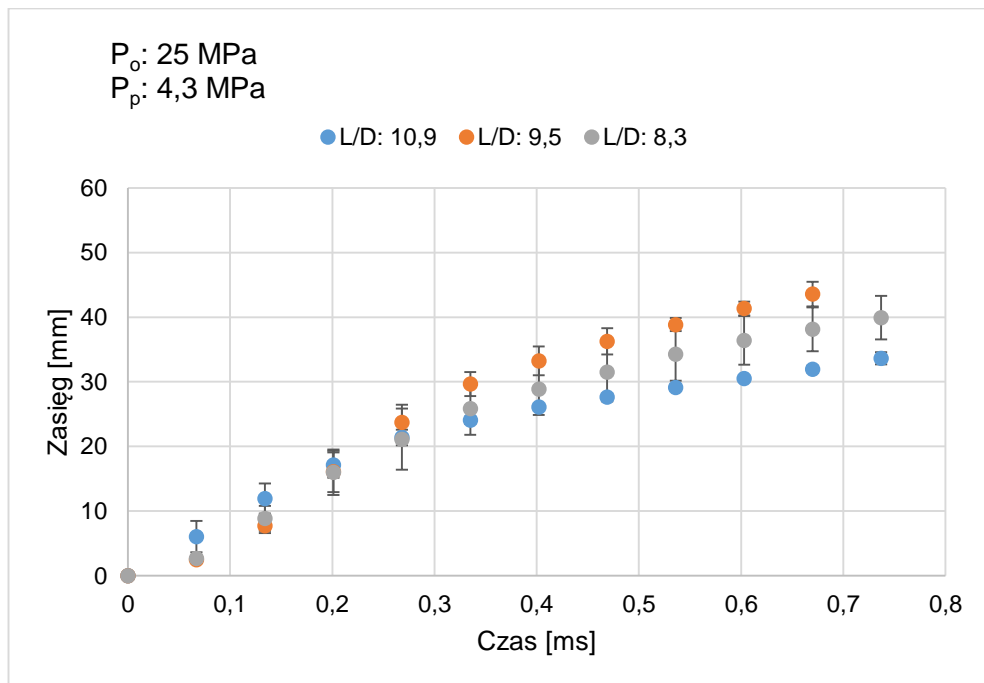
Rys. 5.12 Zasięg strugi rozpylanego oleju napędowego dla  $P_o = 15 \text{ MPa}$ , oraz  $P_p$ : a. 3,2 MPa, b. 4,3 MPa

Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

a.



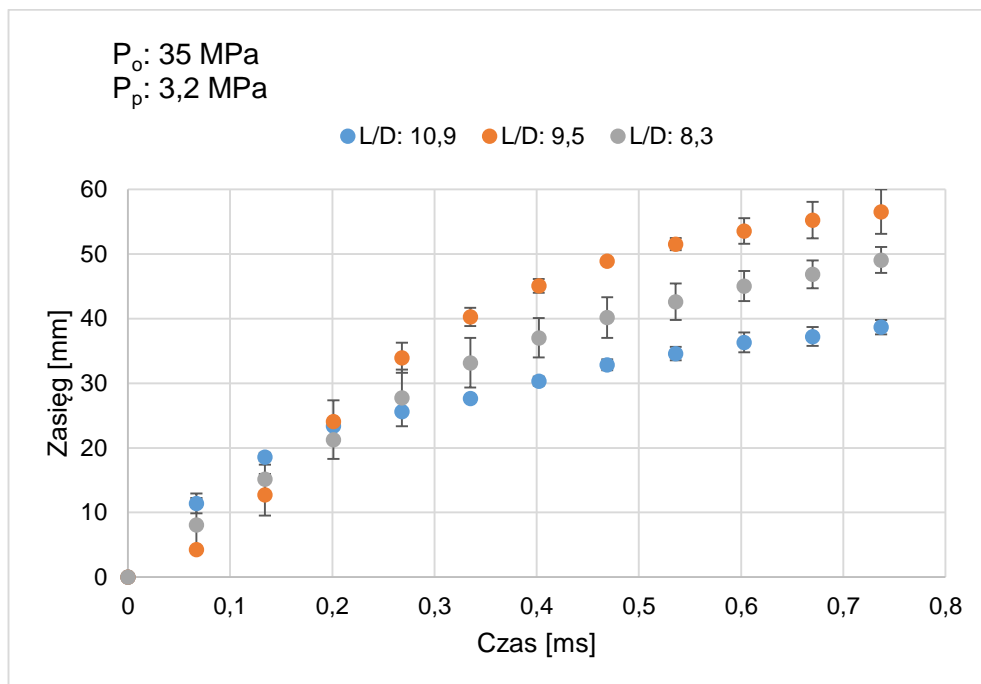
b.



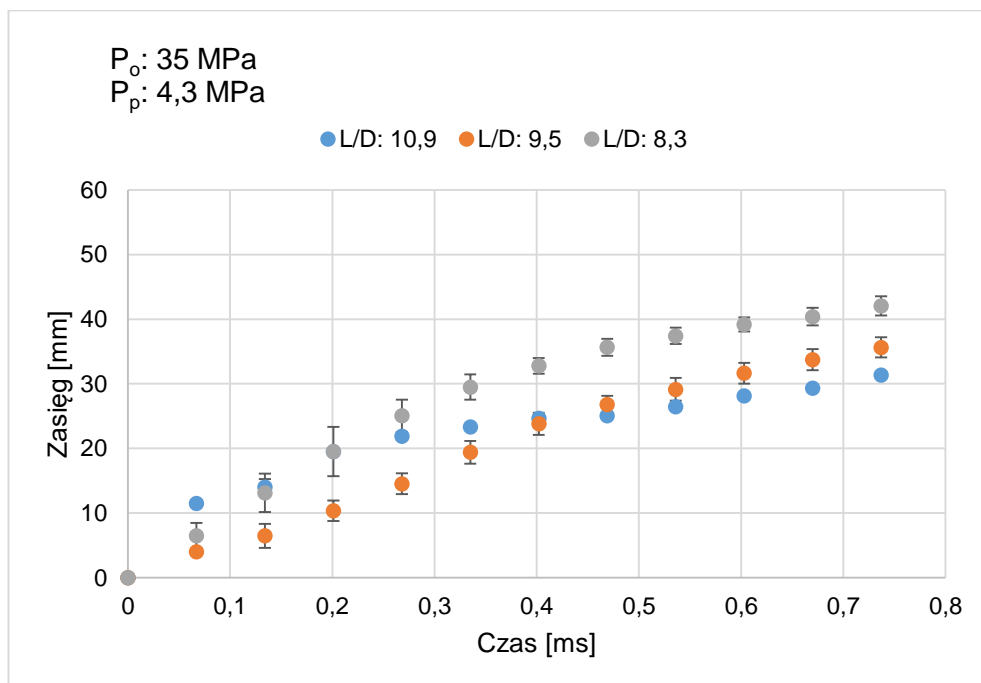
Rys. 5.13 Zasięg strugi rozpylanego oleju napędowego dla  $P_o = 25 \text{ MPa}$ , oraz  $P_p$ : a. 3,2 MPa, b. 4,3 MPa

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

a.



b.



Rys. 5.14 Zasięg strugi rozpylanego oleju napędowego dla  $P_o: 35 \text{ MPa}$ , oraz  $P_p$ : a.  $3,2 \text{ MPa}$ , b.  $4,3 \text{ MPa}$

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

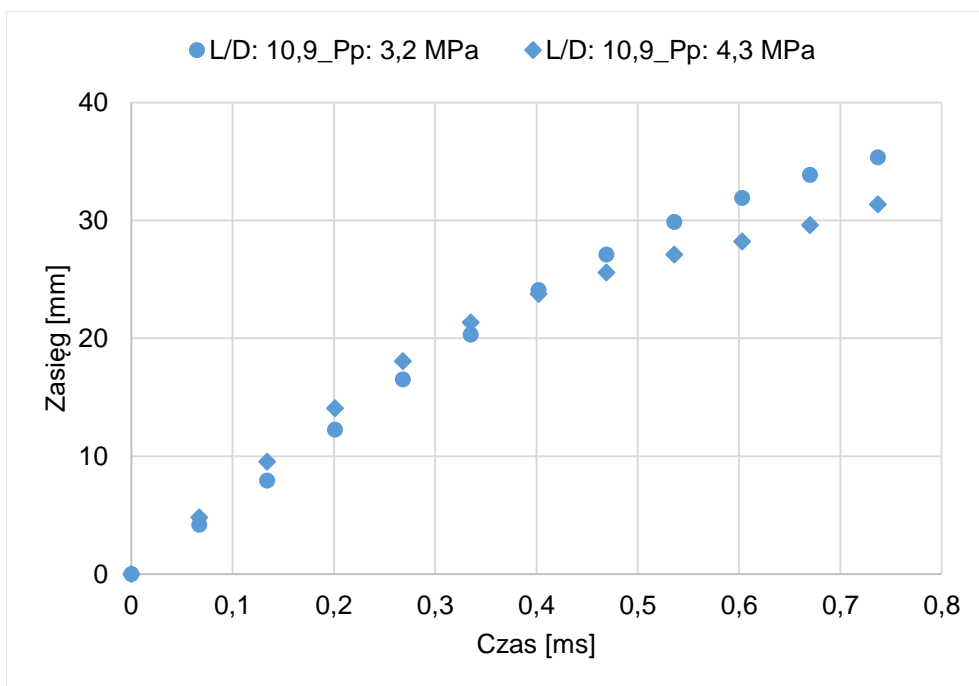
Na podstawie Rys. 5.12 - 5.14, zaobserwowano, że wraz ze wzrostem wartości  $L/D$  zasięg strugi wzrasta. Wzrost  $L/D$ , czyli zmniejszenie średnicy otworu wylotowego (dla stałej długości otworu  $L$ ), powoduje, że zmianie uległy warunki przepływu przy określonych warunkach ciśnienia paliwa. Takie same wnioski przedstawili w swojej pracy W. Guan i Z. He [56], którzy przeprowadzili analizę przepływu oleju napędowego w otworach wylotowych wtryskiwacza uwzględniając różną ich geometrię.

Dla ciśnienia otwarcia wtryskiwacza 25 i 35 MPa początkowy zasięg strugi jest większy dla wartości  $L/D = 10,9$  otworu wylotowego w porównaniu do pozostałych rozpatrywanych wartości  $L/D$  otworu wylotowego wtryskiwacza. Jednak po określonym bardzo krótkim czasie zasięg dla wartości  $L/D = 10,9$  zostaje zredukowany. Jest to efekt zwiększonego rozpadu strugi oleju napędowego z powodu wpływu zwiększonej gęstości gazu w komorze. Większa różnica ciśnień powoduje, że dla wartości  $L/D = 10,9$  otworu wylotowego, powstają warunki w których struga szybciej i intensywniej rozpada się co wiąże się ze zmniejszeniem zasięgu czoła strugi.

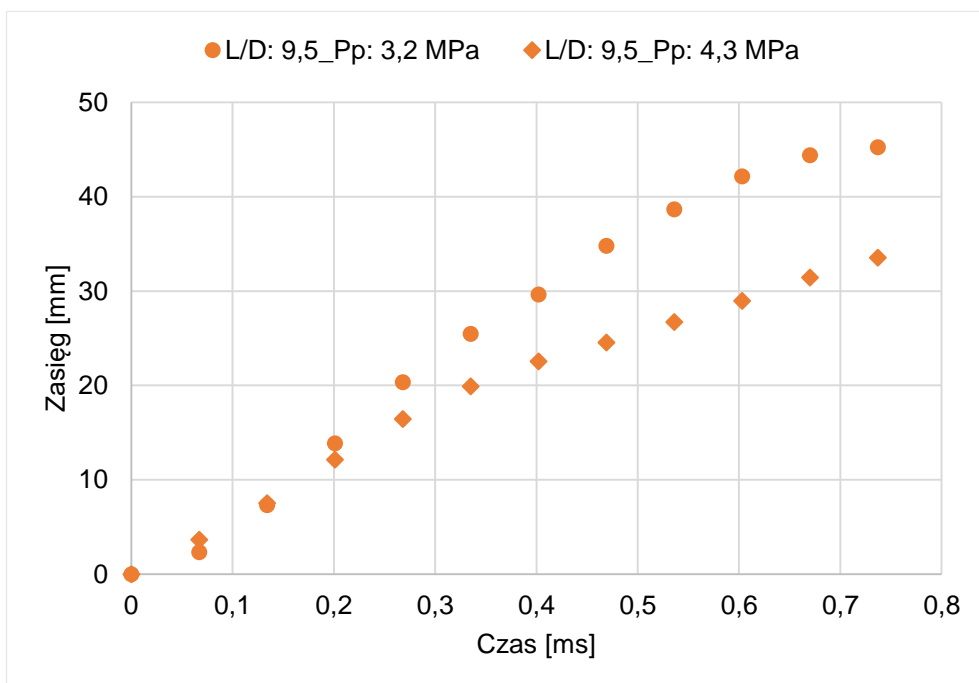
W związku z zaobserwowaniem istotnego wpływu gęstości gazu za zasięg strugi rozpylanego oleju napędowego na Rys. 5.15 - 5.17 zaprezentowano zasięg strugi w zależności od przeciwności 3,2 MPa i 4,3 MPa w komorze o stałej objętości.

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

a.



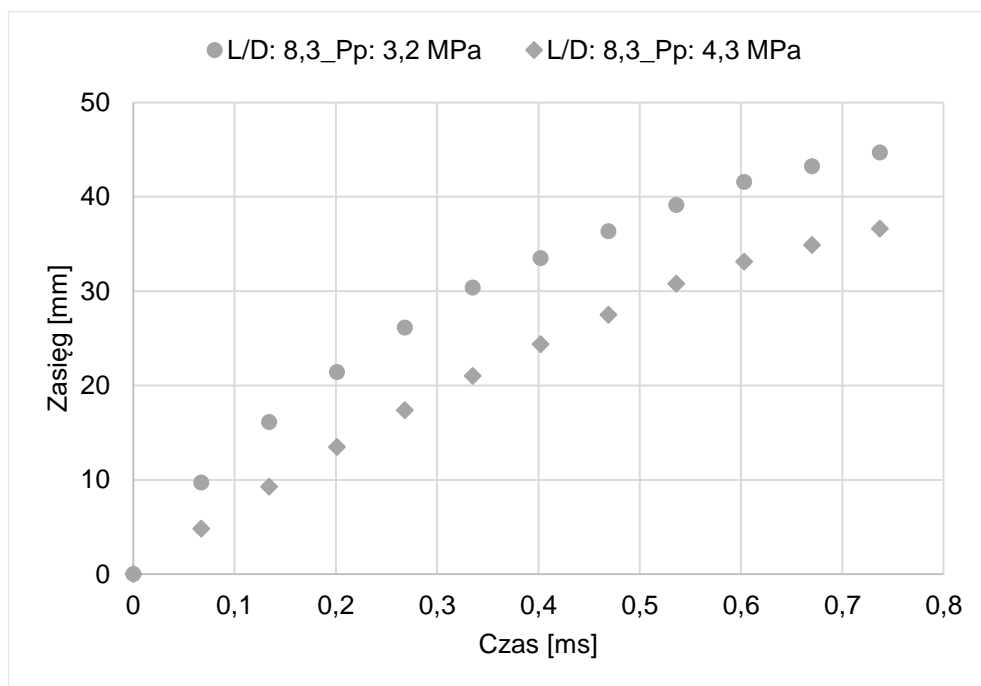
b.





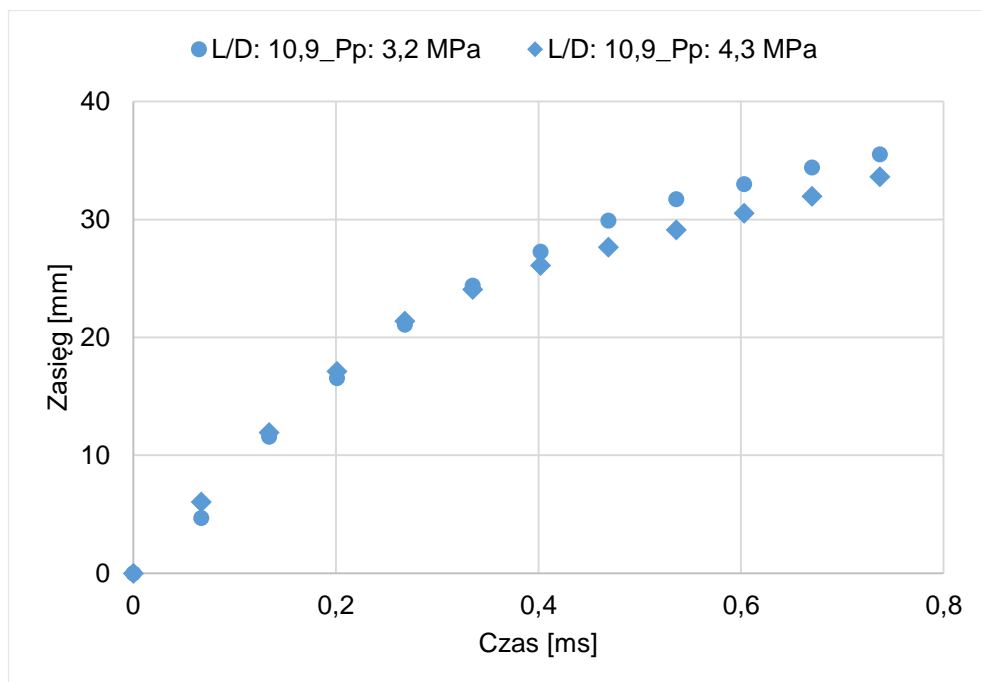
Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

c.



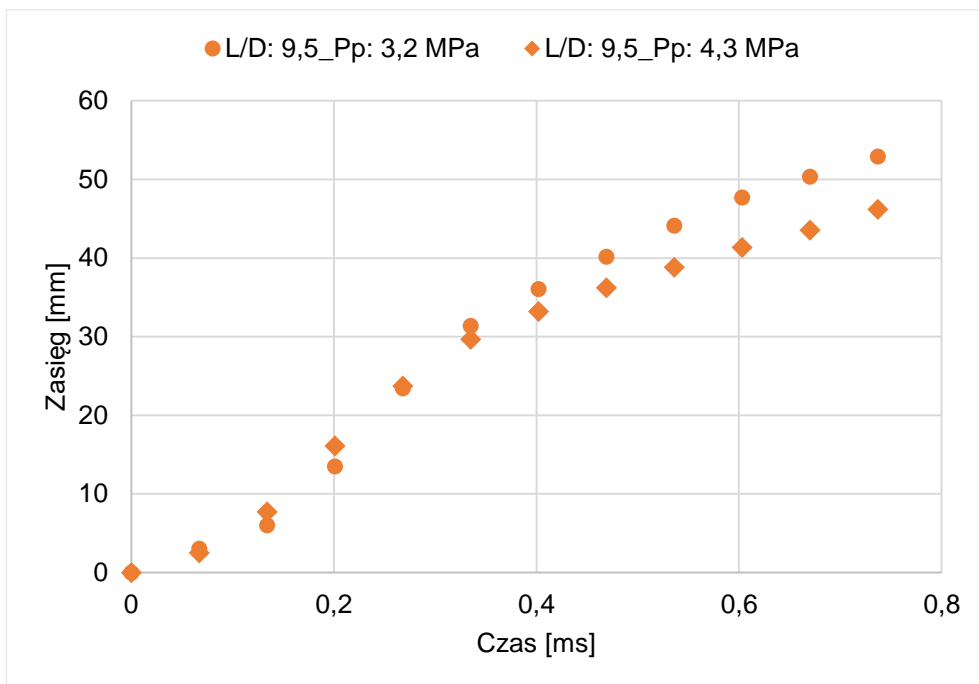
Rys. 5.15 Zasięg strugi w zależności od przeciwności w komorze  $P_p: 3,2$  MPa i  $4,3$  MPa, dla  $P_o: 15$  MPa i L/D: a. 10,9; b. 9,5; c. 8,3

a.

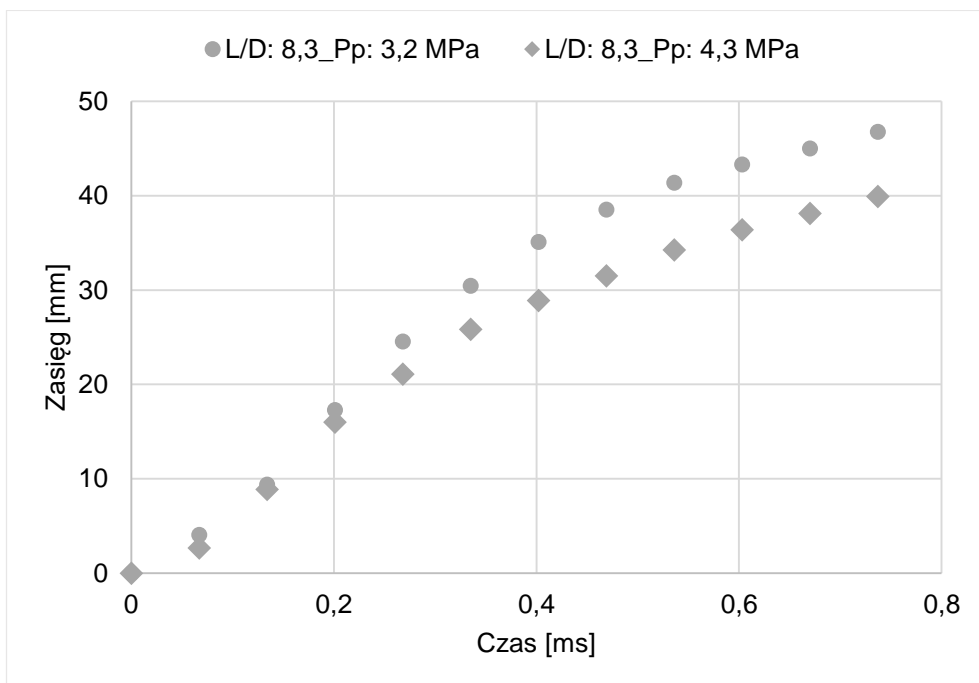


Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

b.



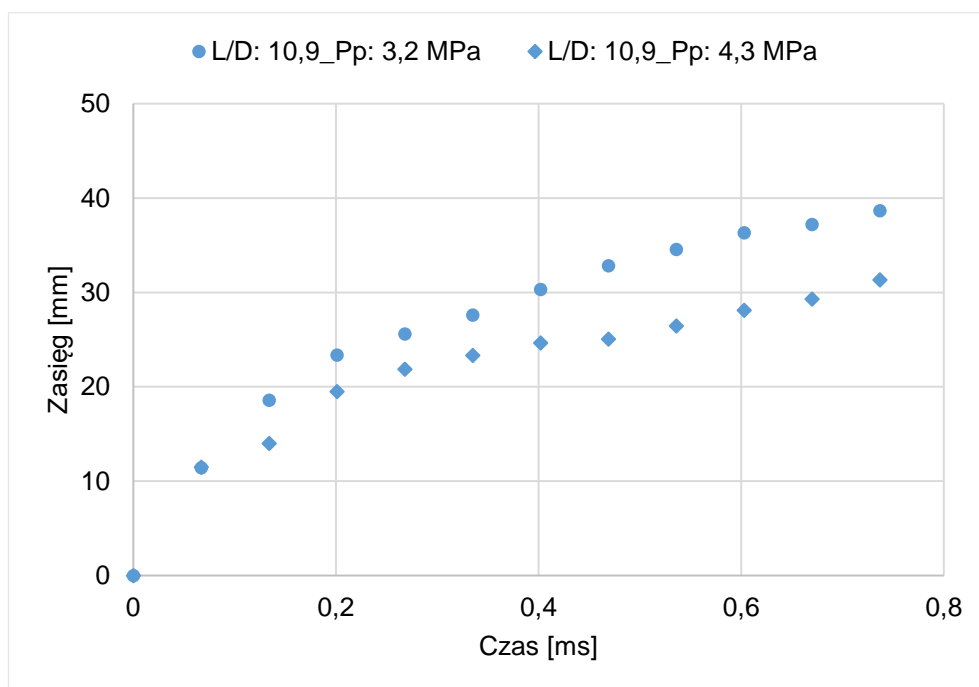
c.



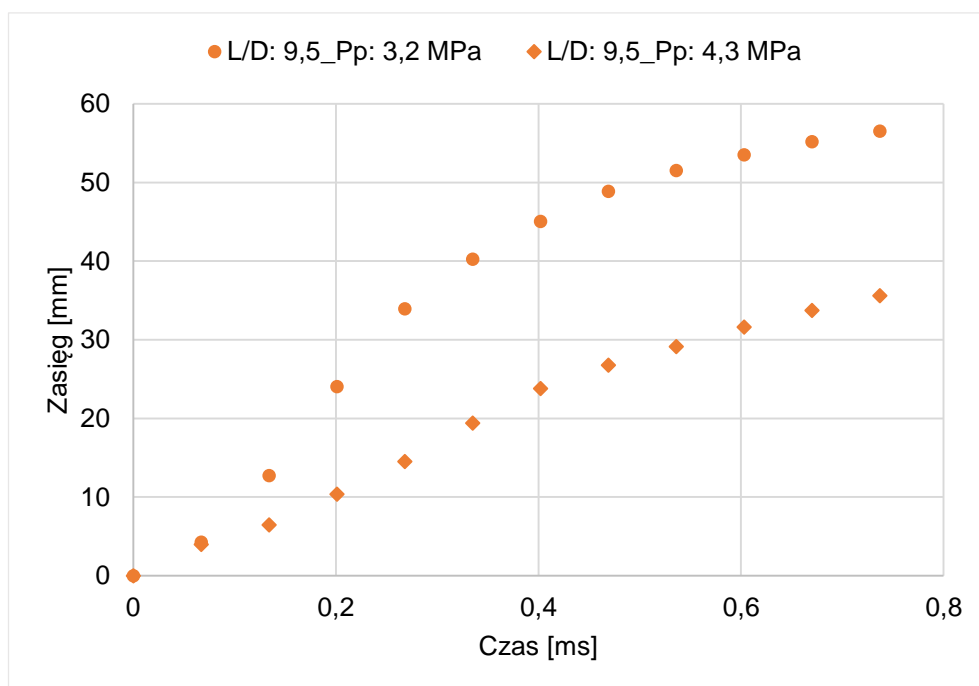
Rys. 5.16 Zasięg strugi w zależności od przeciwności w komorze  $P_p$ : 3,2 MPa i 4,3 MPa, dla  $P_o$ : 25 MPa i L/D: a. 10,9; b. 9,5; c. 8,3

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

a.

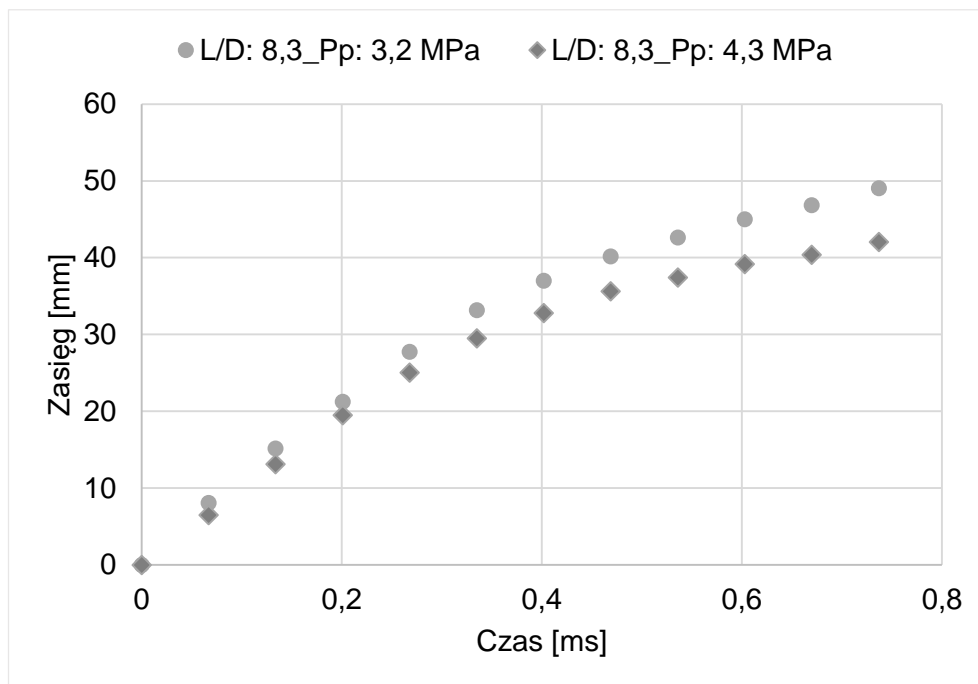


b.



## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

c.



Rys. 5.17 Zasięg strugi w zależności od przeciwności w komorze  $P_p$ : 3,2 MPa i 4,3 MPa, dla  $P_o$ : 35 MPa i L/D: a.10,9; b.9,5; c.8,3

Na podstawie Rys. 5.15 - 5.17 zaobserwowano, że wraz ze zwiększeniem gęstości gazu w komorze zasięgu strugi rozpylanego oleju napędowego w początkowej fazie rozpylania zasięg strugi został zredukowany. Należy wspomnieć, że zwiększenie przeciwności w komorze powoduje zwiększenie oporów aerodynamicznych, co skutkuje zmniejszeniem zasięgu i redukcją prędkości propagacji strugi.

Podsumowując, na podstawie przeprowadzonej analizy wyników zasięgu strugi w początkowej fazie rozpylania, określone zostały następujące wnioski:

- Wzrost gęstości gazu w komorze o stałej objętości powoduje zmniejszenie zasięgu strugi.
- Zwiększenie L/D powoduje zmniejszenie zasięgu strugi.
- Dla ciśnień otwarcia wtryskiwacza 25 i 35 MPa większy zasięg strugi w we wczesnej etapie początkowej fazy rozpylania uzyskano dla

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

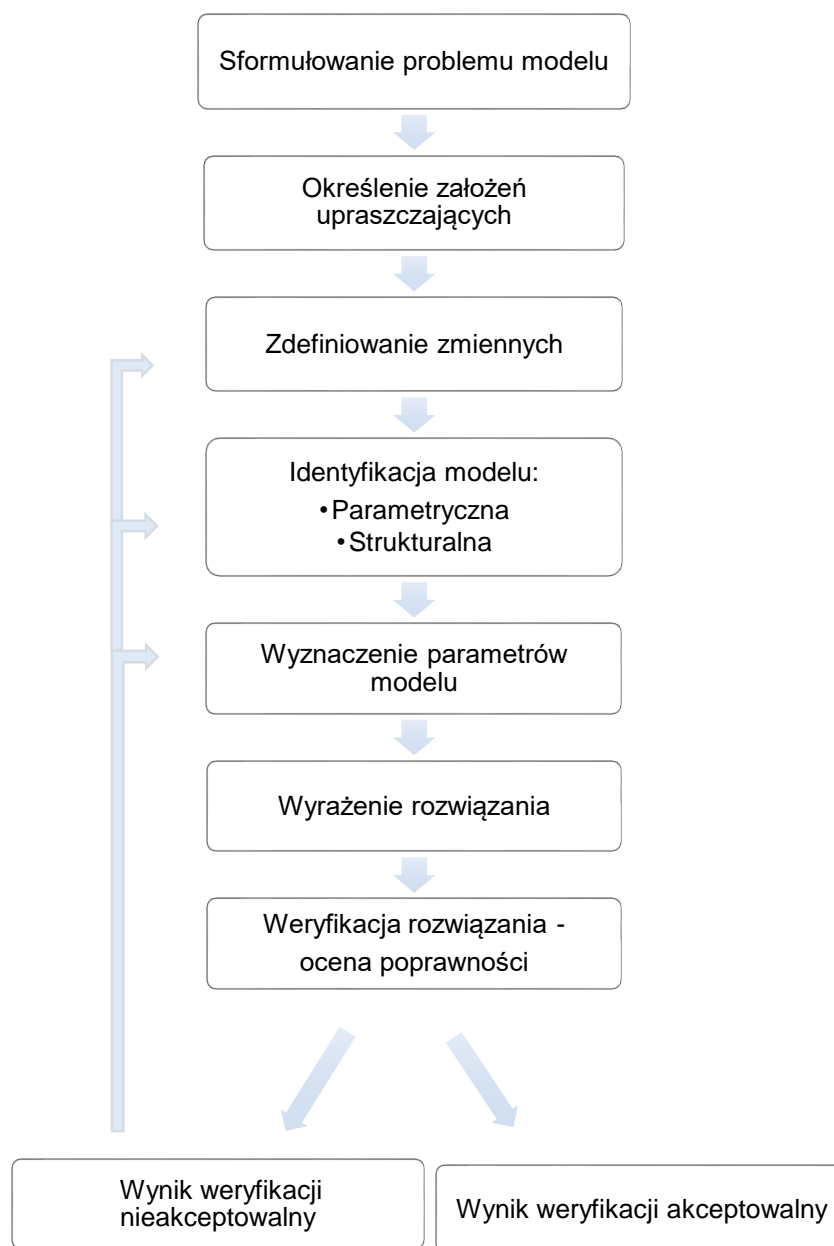
wartości  $L/D = 10,9$  otworu wylotowego wtryskiwacza, a wraz z upływem czasu zasięg strugi został zredukowany.

- Wraz ze wzrostem ciśnienia otwarcia wtryskiwacza zasięg strugi oleju napędowego wzrasta.

### 5.2.1 Model kąta stożka strugi

Model kąta stożka strugi rozpylonego oleju napędowego z wtryskiwacza silnika okrętowego ZS został opracowany w oparciu o zebrane dane eksperymentalne przedstawione w Rozdziale 5.1. Budowa modelu matematycznego do obliczania kąta stożka strugi oleju napędowego z wtryskiwacza silnika okrętowego ZS przebiegała według ogólnych zasad rozwiązywania problemu metodą modelowania matematycznego przedstawionych na schemacie Rys. 5.18.

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania



Rys. 5.18 Schemat procedury modelowania matematycznego

Problemem modelowania jest zdefiniowanie wyrażenia modelu matematycznego kąta stożka strugi rozpylonego oleju napędowego zależnego w czasie w początkowej fazie rozpylania.

Głównymi uproszczeniami przyjętymi w procesie modelowania były założenia:

- jednakowej temperatury podczas przeprowadzanych badań eksperymentalnych,
- stałej ustalonej wartości przeciwności ciśnienia gazu w komorze o stałej objętości,

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

- niezmiennej gęstość oraz lepkość oleju napędowego.

Zdefiniowane zostały zmienne modelu kąta stożka strugi w czasie oraz zależności występujące między zmiennymi na podstawie analizy przeprowadzonej w Rozdziale 5.

Wspomniane zmienne to:

- współczynniki  $L/D$ ,
- przeciwności w komorze o stałej objętości ( $P_p$ ) oraz
- zmienne ciśnienia paliwa w instalacji w momencie wtrysku oleju napędowego do komory o stałej objętości ( $P_i$ ).

Budowę modelu matematycznego kąta stożka strugi poprzedziły prace nad określeniem struktury modelu. Na podstawie analiz wyników wstępnych i głównych badań eksperymentalnych, ogólną formę modelu zdefiniowano jako nieliniową o charakterze logarytmicznym. W związku z tym, na podstawie wyników wstępnych badań eksperymentalnych zastosowano aproksymację funkcją logarytmiczną.

Ostateczna postać nieliniowego modelu matematycznego do obliczania kąta strugi rozpylanego oleju napędowego z wtryskiwacza silnika okrętowego ZS w początkowej fazie rozpylania przyjmuje postać wyrażenia:

$$\text{Kąt stożka strugi} = A \cdot \ln [1 + (L/D)^C \cdot P_i^B \cdot P_p^D \cdot t] \quad (24)$$

Parametry modelu A, B, C, D są parametrami wolnymi, które zostały określone poprzez najlepsze dopasowanie określonej funkcji do wyników badań eksperymentalnych. W Tab. 5.3 został przedstawiony błąd standardowy dla każdego z parametrów. Dodatkowo zostały zawarte w tabeli 95 - procentowe przedziały ufności. Oznacza to, że z pewnością 95 % wyznaczone parametry modelu A, B, C, D znajdują się w przedziałach zawartych w Tab. 5.3.

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

Tab. 5.3 Parametry modelu kąta stożka strugi wraz z obliczonymi wskaźnikami statystycznymi

Parametr	Wartość parametru	Błąd standardowy	Przedział ufności 95%
A	4,94	0,23	4,49 ÷ 5,38
B	0,87	0,04	0,80 ÷ 0,95
C	2,75	0,07	2,60 ÷ 2,89
D	0,70	0,09	0,52 ÷ 0,88

Po podstawieniu wartości liczbowych w modelu (24), wyrażenie modelu przyjmuje postać równania:

$$\text{Kąt stożka strugi} = 4,94 \cdot \ln [1 + L/D^{2,75} \cdot P_i^{0,87} \cdot P_p^{0,70} \cdot t] [^\circ] \quad (25)$$

Do budowy nieliniowego modelu matematycznego do obliczenia kąta stożka strugi rozpylonego oleju napędowego zmiennego w czasie, zastosowano funkcję optymalizacyjną w celu minimalizacji współczynnika determinacji  $R^2$ . Ten problem można rozwiązać stosując funkcję *NonLinearModelFit* w Mathematica [86]. Funkcja *NonLinearModelFit* optymalizuje parametry nieliniowego modelu pod względem  $R^2$ . W związku z tym, wspomniana funkcja została wykorzystana do minimalizacji  $R^2$  budowanego modelu względem danych eksperymentalnych. Podsumowując, współczynnik determinacji  $R^2$  zaproponowanego modelu matematycznego dla kąta stożka strugi oleju napędowego zależnego od czasu w początkowej fazie rozpylania wynosi 0,987.

W celu weryfikacji prawdziwości wyników obliczeń otrzymanych za pomocą modelu (25) porównano je z:

- wynikami badań eksperymentalnych,
- wynikami obliczeń za pomocą wybranego modelu literaturowego.



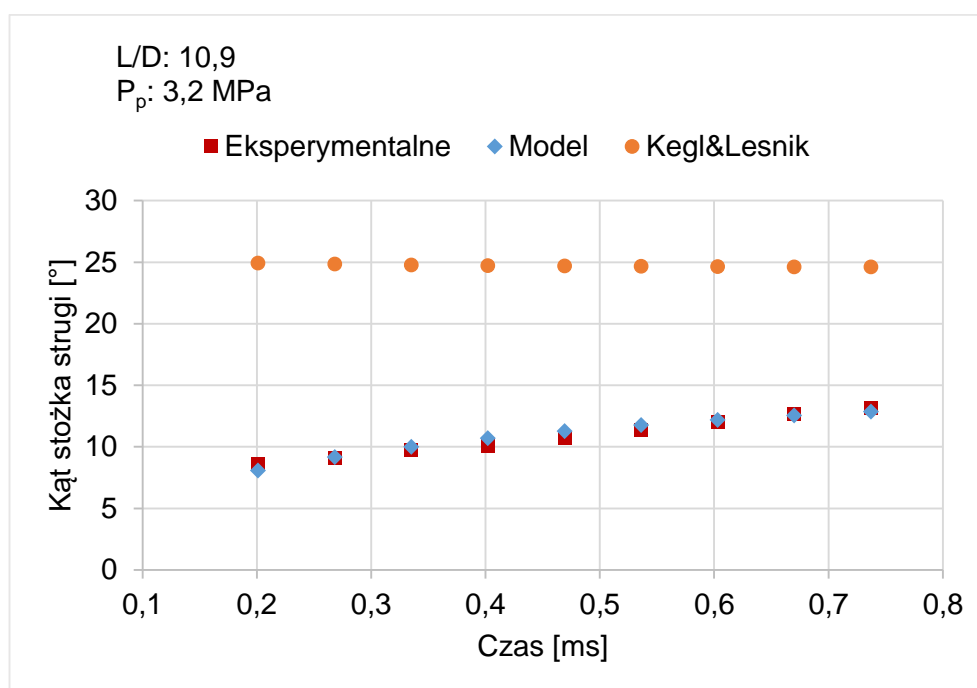
## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

Wybrany modelem literaturowym był model Kegla i Lesnika [69], ponieważ uzależnia wartość kąta stożka strugi od czasu.

Na Rys. 5.19 - 5.24 zaprezentowano wspomniane porównanie. Na Rys. 5.24 a przedstawiono wyniki obliczeń kąta stożka strugi według modelu określonego przez Kegla i Lesnika [69]. Należy zwrócić uwagę, że model według Kegla i Lesnika nie jest odpowiednim modelem matematycznym do obliczenia kąta stożka strugi rozpylonego oleju napędowego z wtryskiwacza silnika okrętowego ZS w początkowej fazie rozpylania, ponieważ błąd względny jest większy od 100%. W związku z tym, na pozostałych wykresach nie prezentowano wyników obliczeń według modelu Kegla i Lesnika.

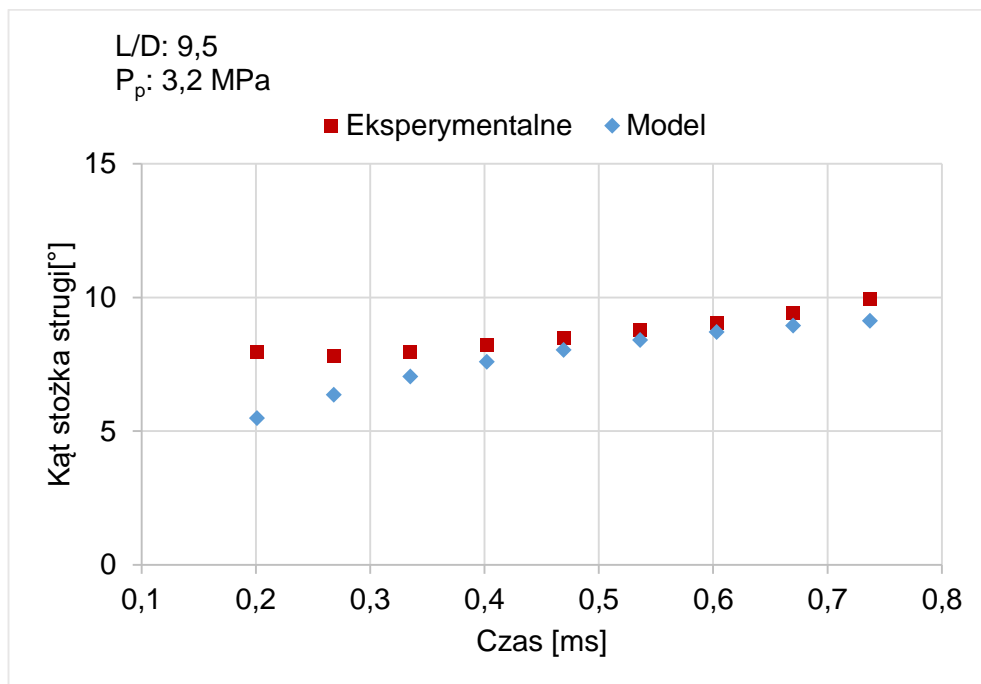
Zgodnie z przedstawionymi wynikami, wartości kąta stożka strugi obliczone za pomocą modelu (25) są zbliżone do wyników badań eksperymentalnych. Średnie błędy względne przybliżenia wyników eksperymentalnych wynikami modelowymi wynoszą od 5,13% do 16,57%.

a.

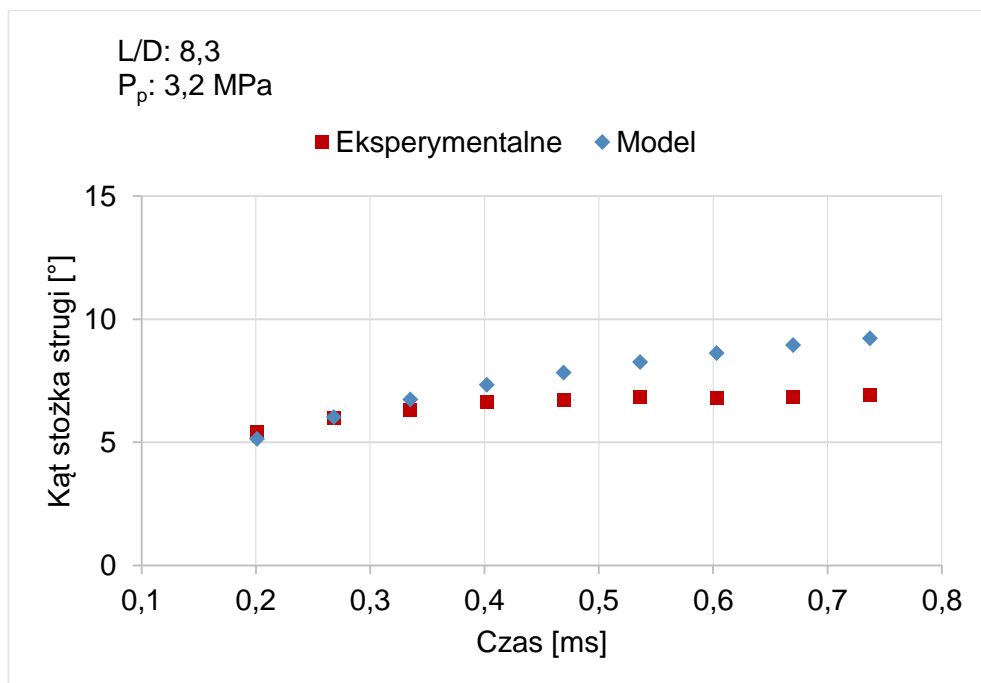


Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

b.



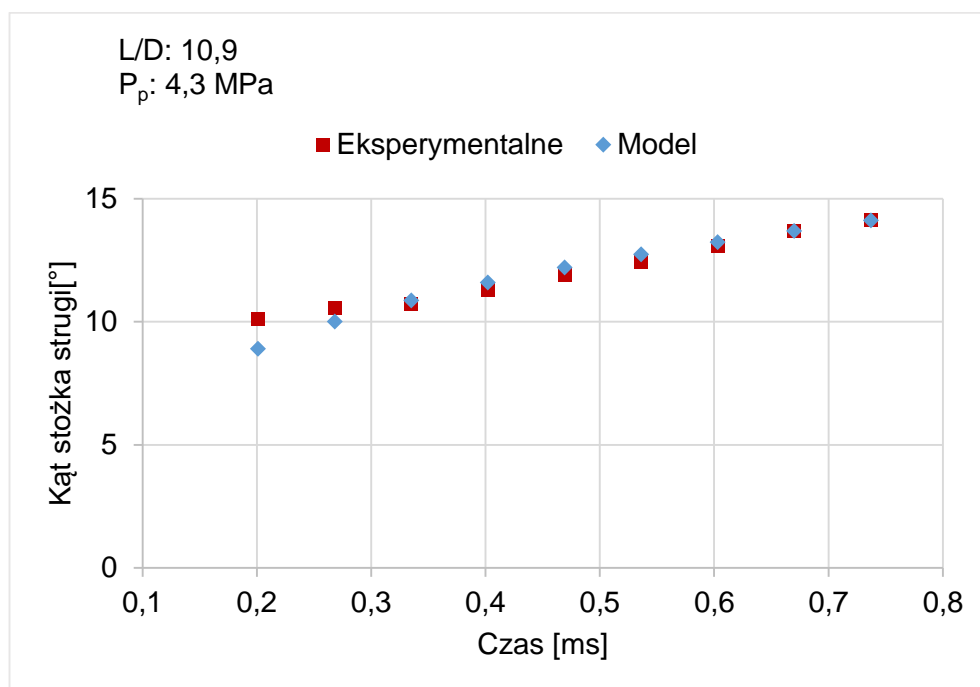
c.



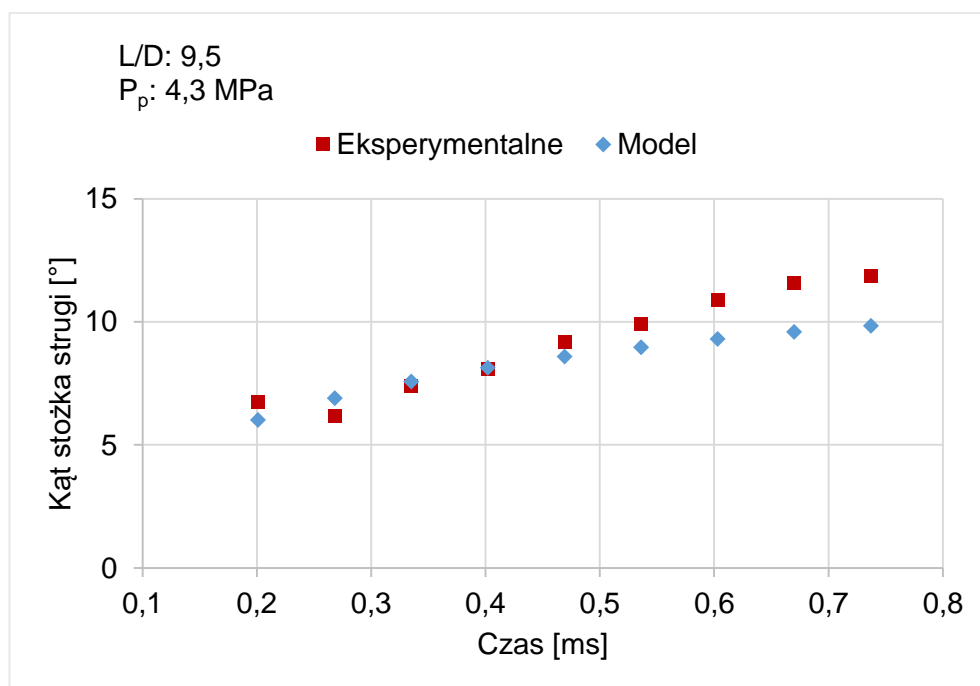
Rys. 5.19 Weryfikacja wyników kąta stożka strugi obliczonych według modelu (25) z wynikami badań eksperymentalnych w zależności od L/D: a. 10,9; b. 9,5; c. 8,3;  $P_i$ , i  $P_p$ : 3,2 MPa

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

a.

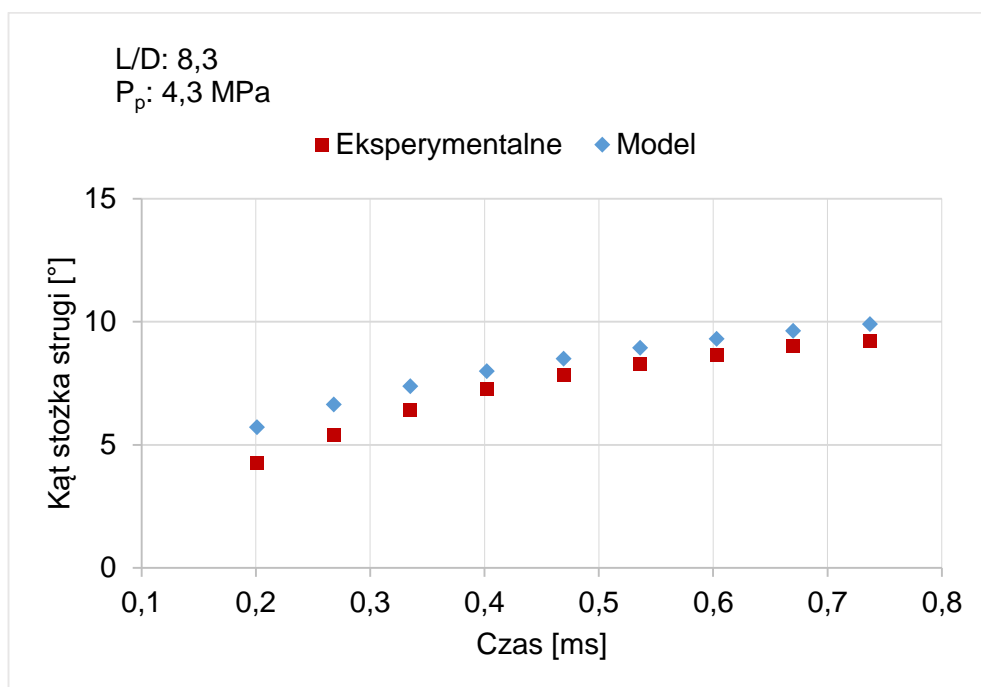


b.



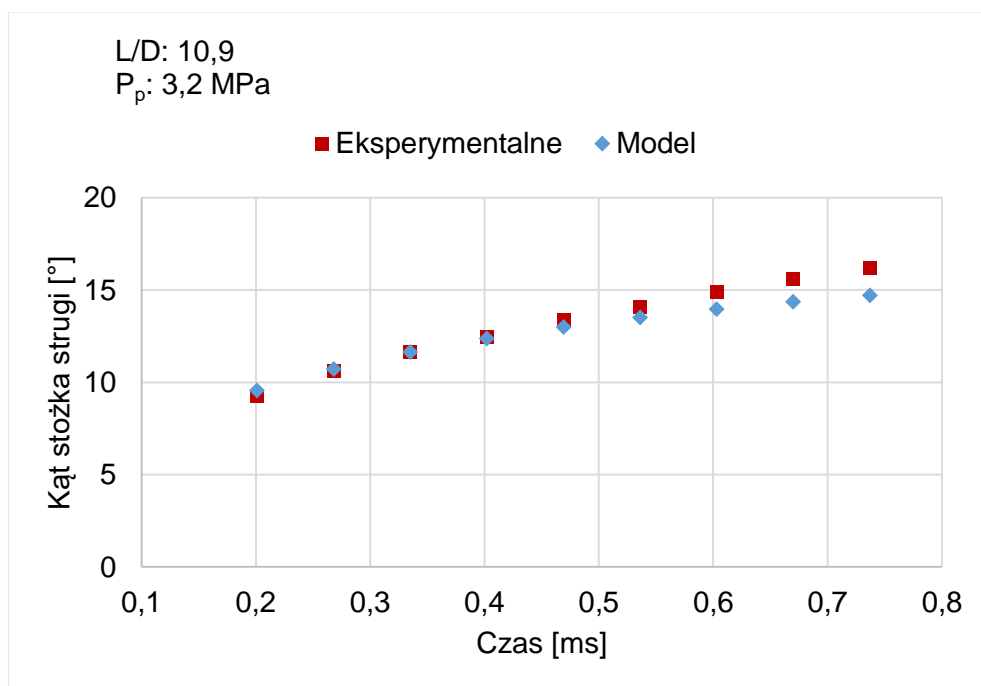
## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

c.



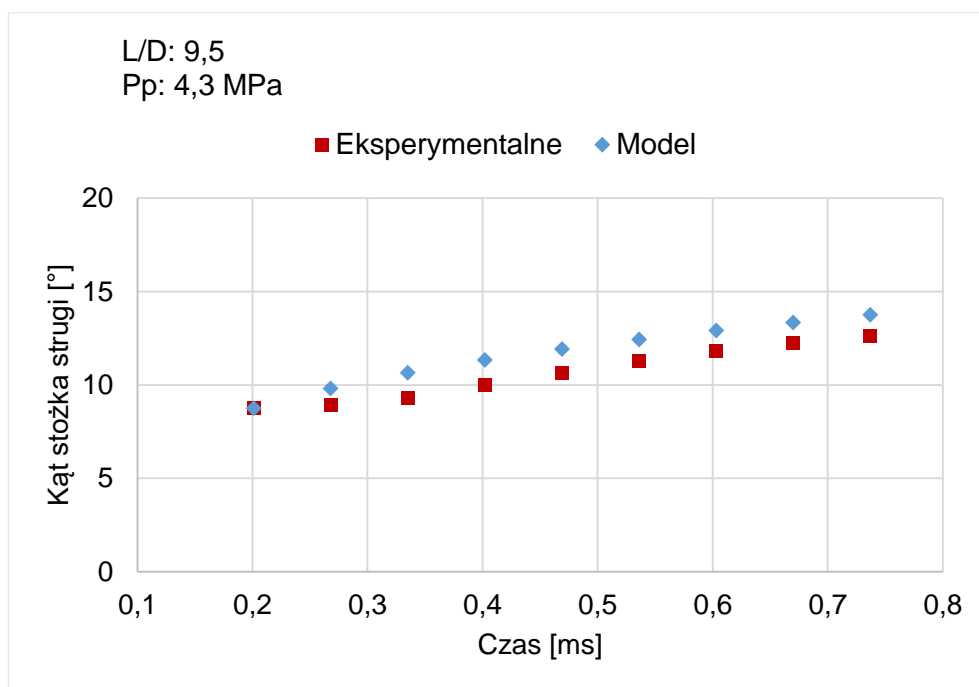
Rys. 5.20 Weryfikacja wyników kąta stożka strugi obliczonych według modelu (25) z wynikami badań eksperymentalnych w zależności od  $L/D$ : a. 10,9; b. 9,5; c. 8,3;  $P_i$ , i  $P_p: 4,3 \text{ MPa}$

a.

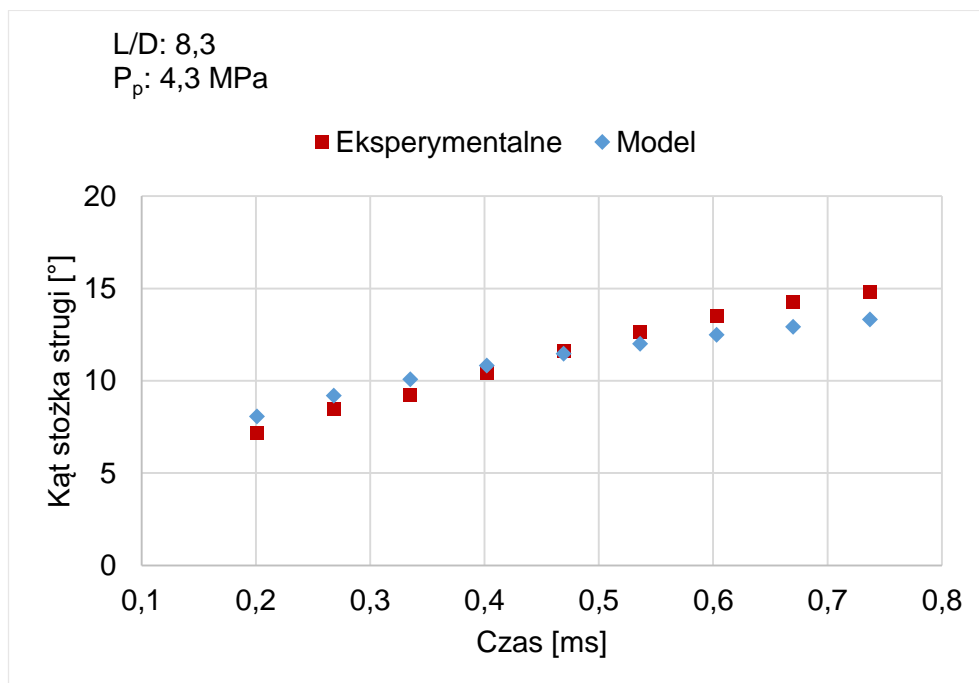


Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

b.



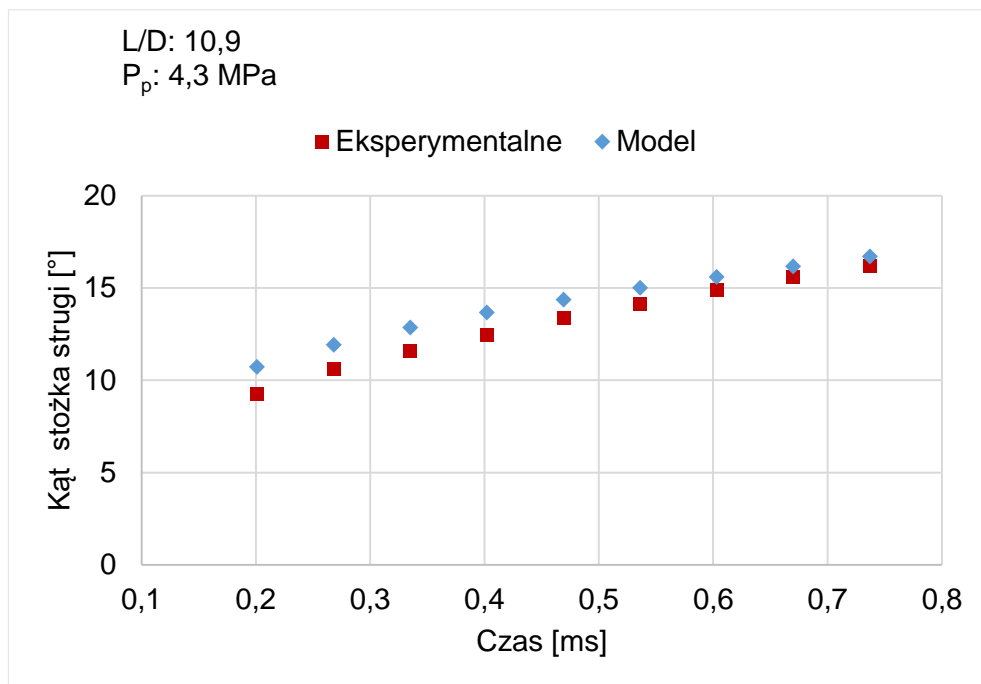
c.



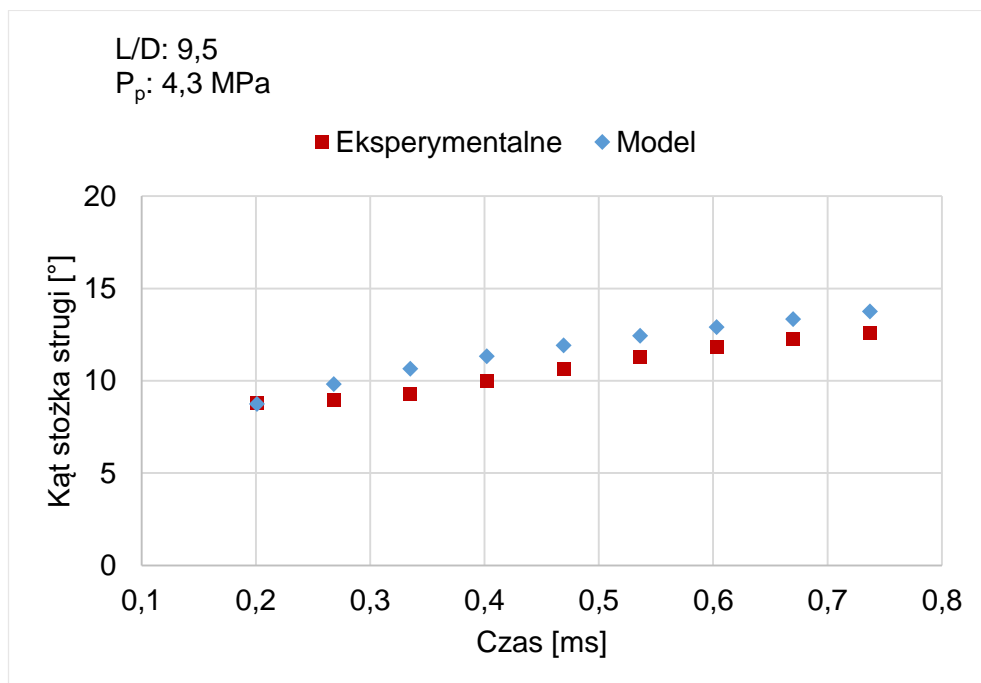
Rys. 5.21 Weryfikacja wyników kąta stożka strugi obliczonych według modelu (25) z wynikami badań eksperymentalnych w zależności od L/D: a. 10,9; b. 9,5; c. 8,3; P<sub>o</sub>: 25 MPa, i P<sub>p</sub>: 3,2 MPa

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

a.

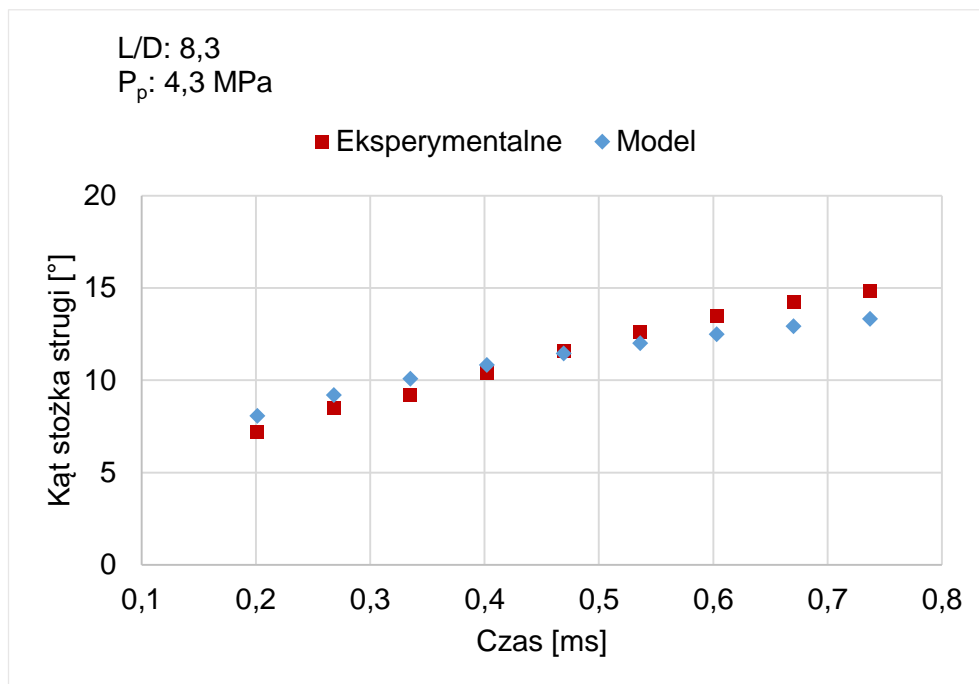


b.



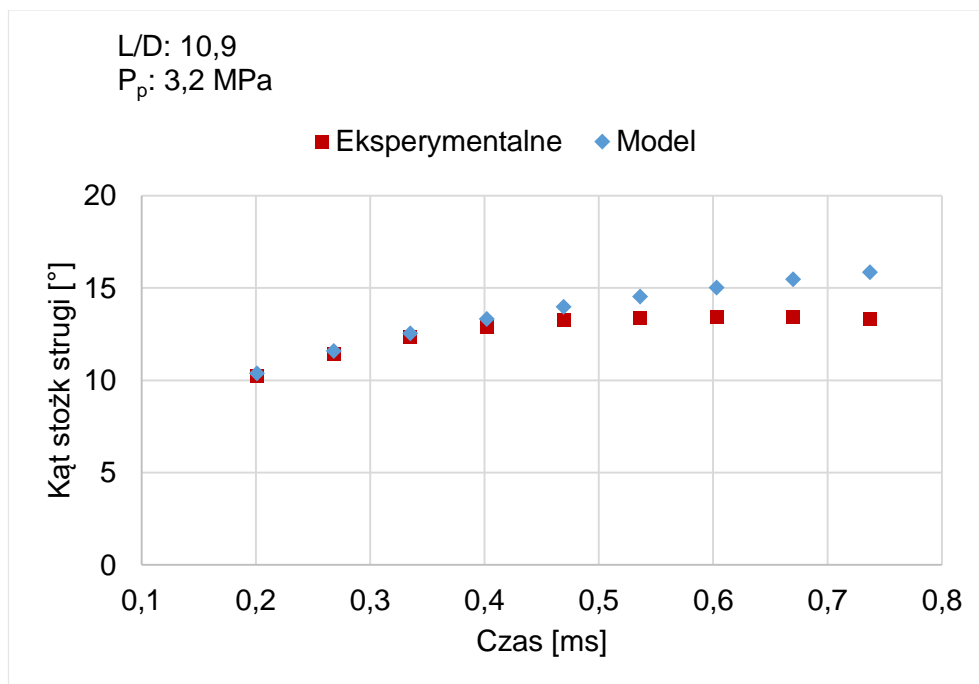
Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

c.



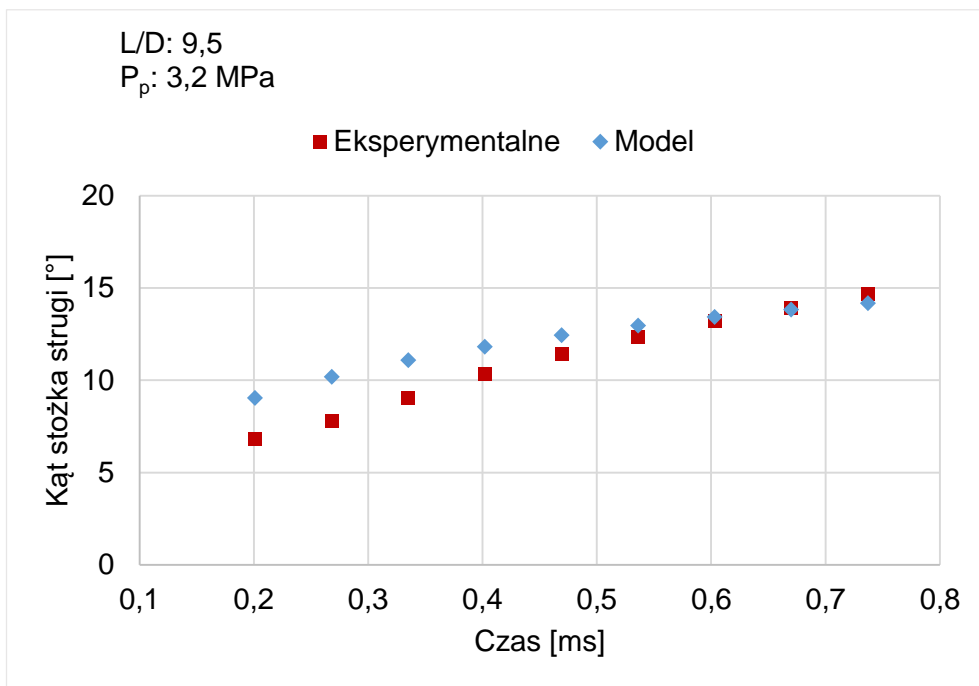
Rys. 5.22 Weryfikacja wyników kąta stożka strugi obliczonych według modelu (25) z wynikami badań eksperymentalnych w zależności od L/D: a. 10,9; b. 9,5; c. 8,3;  $P_o$ : 25 MPa, i  $P_p$ : 4,3 MPa

a.

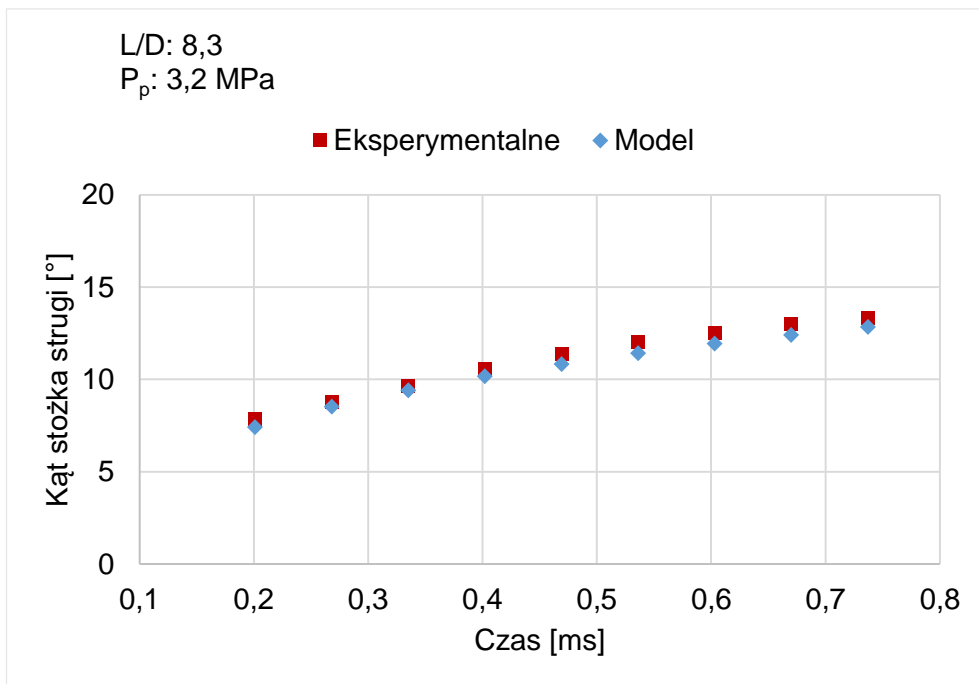


Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

b.



c.

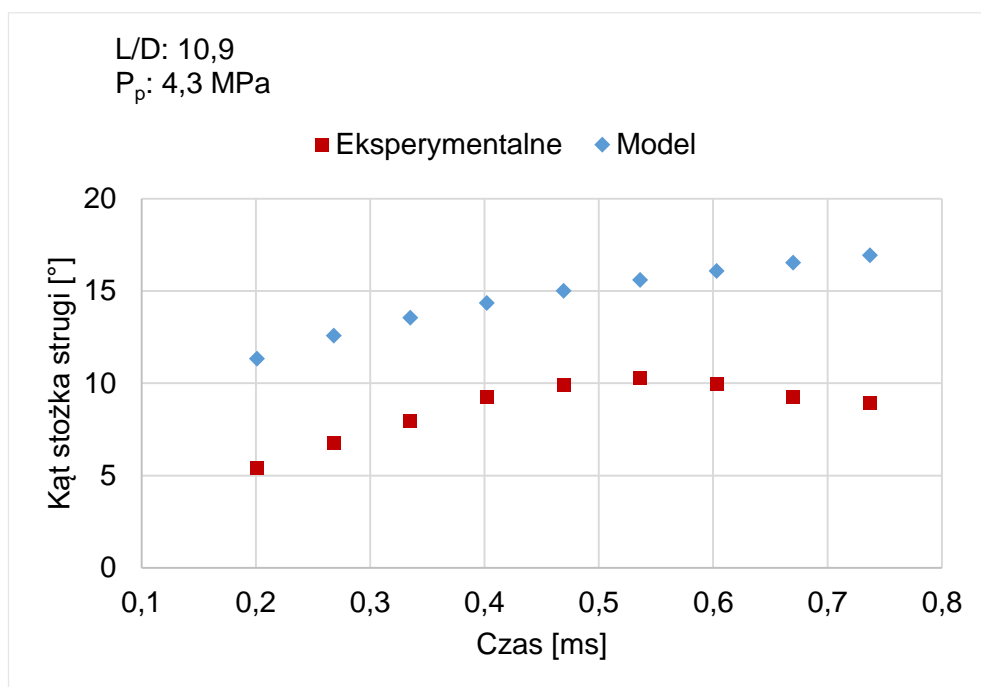


Rys. 5.23 Wyniki badań eksperymentalnych i obliczeniowych według modelu (25) w zależności od L/D: a. 10,9; b. 9,5; c. 8,3; P<sub>o</sub>: 35 MPa i P<sub>p</sub>: 3,2 MPa

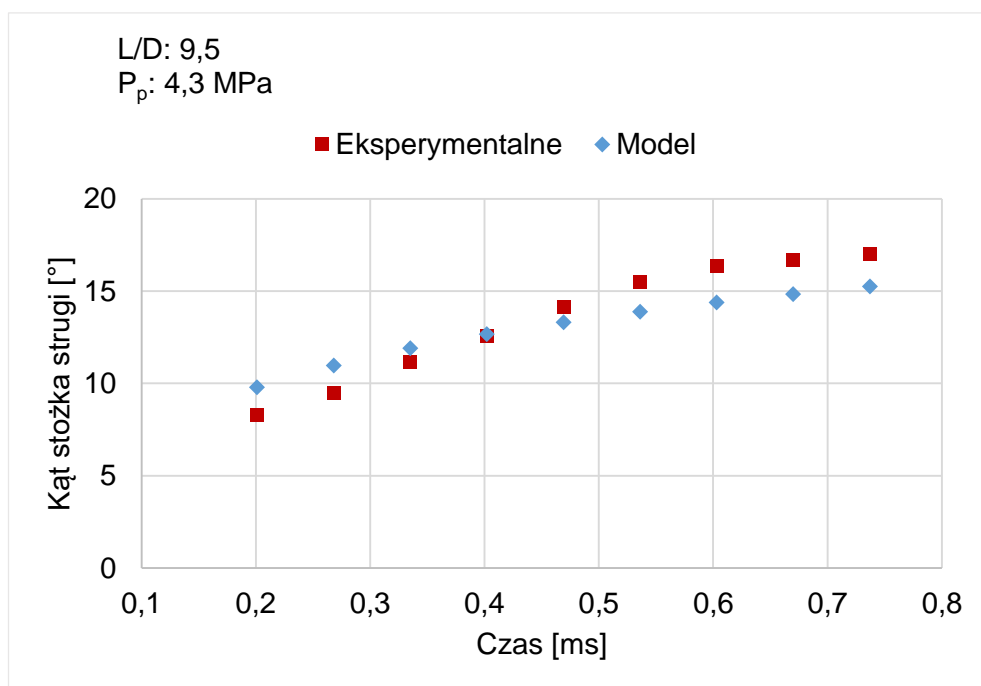


## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

a.

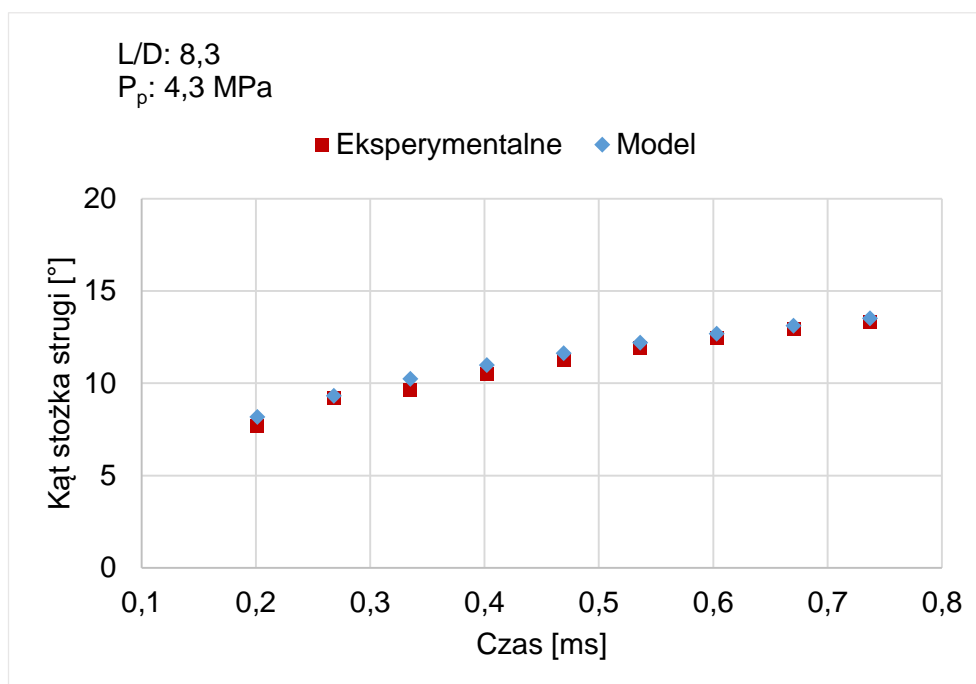


b.



## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

c.



Rys. 5.24 Wyniki badań eksperymentalnych i obliczeniowych według modelu (25) w zależności od L/D: a. 10,9; b. 9,5; c. 8,3; P<sub>o</sub>: 35 MPa i P<sub>p</sub>: 4,3 MPa

### 5.2.2 Model zasięgu strugi

Model zasięgu strugi rozpylanego oleju napędowego został zbudowany według tego samego schematu jak model kąta stożka strugi. Wspomniany schemat został zaprezentowano w Rozdziale 5.2.1 na Rys. 5.18.

W pierwszej kolejności zostały określone założenia upraszczające. Główne założenia upraszczające to :

- stała ustalona wartości przeciwności gazu w komorze o stałej objętości,
- niezmienna gęstość oraz lepkość oleju napędowego,
- jednakowa temperatury podczas przeprowadzanych badań eksperymentalnych.

Następnie zostały zdefiniowane zmienne modelu zasięgu strugi w czasie oraz zależności występujące pomiędzy zmiennymi na podstawie analizy wyników badań eksperymentalnych oraz ich analizy w Rozdziale 5.2.

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

Zdefiniowane zmienne modelu to:

- współczynniki  $L/D$ ,
- przeciwcisnienia w komorze o stałej objętości ( $P_p$ ) oraz
- zmienne ciśnienia paliwa w instalacji w momencie wtrysku oleju napędowego do komory o stałej objętości ( $P_i$ ).

Ponadto w modelu zostały uwzględnione parametry:  $L/D$  otworu wylotowego, przeciwcisnienia w komorze o stałej objętości  $P_p$  oraz zmienne ciśnienia paliwa w czasie wtrysku do komory  $P_i$ .

Budowę modelu matematycznego zasięgu strugi rozpoczęto od określenia struktury modelu. Na podstawie analiz wyników wstępnych i głównych badań eksperymentalnych ogólną formę modelu zdefiniowano jako nieliniową o charakterze potęgowym.

Ostateczna postać nieliniowego modelu matematycznego do obliczania zasięgu strugi w początkowej fazie rozpylania przyjmuje postać następującego wyrażenia:

$$\text{Zasięg} = E \cdot \left[ F \cdot \left( \frac{L}{D} \right) \cdot \sqrt{P_i - P_p} \right] t^G \quad (26)$$

Parametry  $E$ ,  $F$ ,  $G$  modelu zasięgu strugi oleju napędowego są parametrami wolnymi i zostały dopasowane do danych eksperymentalnych. W Tab. 5.4 zaprezentowano wartości parametrów modelu. Dla oceny statystycznej parametrów zostały obliczone błędy standardowe oraz zakresy parametrów dla 95% przedziału ufności.

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

Tab. 5.4 Parametry modelu zasięgu strugi rozpylonego oleju napędowego wraz z  
wyznaczonymi wskaźnikami statystycznymi

Parametr	Wartość parametru	Błąd standardowy	Przedział ufności 95%
F	22,87	4,67	13,67 ÷ 32,08
E	22,96	4,66	13,79 ÷ 32,12
G	0,90	5	0,80 ÷ 1,00

Opracowany model matematyczny z uwzględnieniem dopasowanych parametrów określa wyrażenie (27).

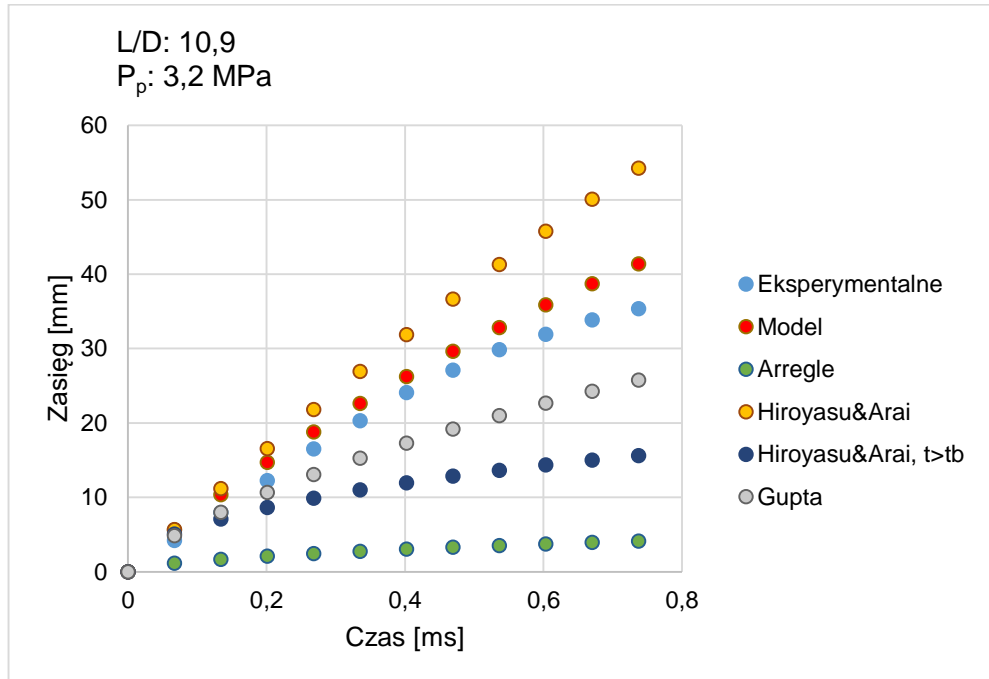
$$\text{Zasięg} = 22,96 \cdot [22,87 \cdot (L/D) \cdot \sqrt{P_i - P_p}] \cdot t^{0,9} \text{ [mm]} \quad (27)$$

Do budowy nieliniowego modelu zastosowaną tę samą metodologię, czyli z wykorzystaniem funkcji optymalizacyjnej, co w Rozdziale 5.2.1. Obliczony współczynnik determinacji  $R^2$  wynosi 0,90.

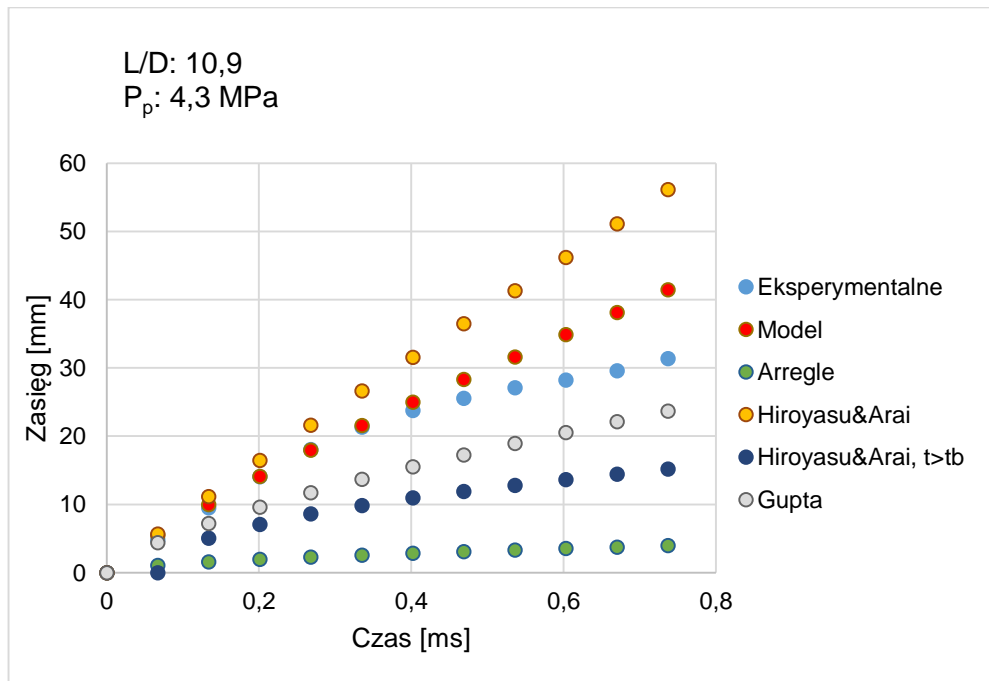
Na Rys. 5.25 - 5.33 zaprezentowano charakterystyki zasięgu strugi wyników eksperymentalnych oraz obliczonych modelem (27). Dodatkowo przedstawiono zasięg strugi obliczony według literaturowych modeli matematycznych. Modele opisano nazwiskiem autorów, a ich wyrażenia zawarto w Załączniku 1.

Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

a.



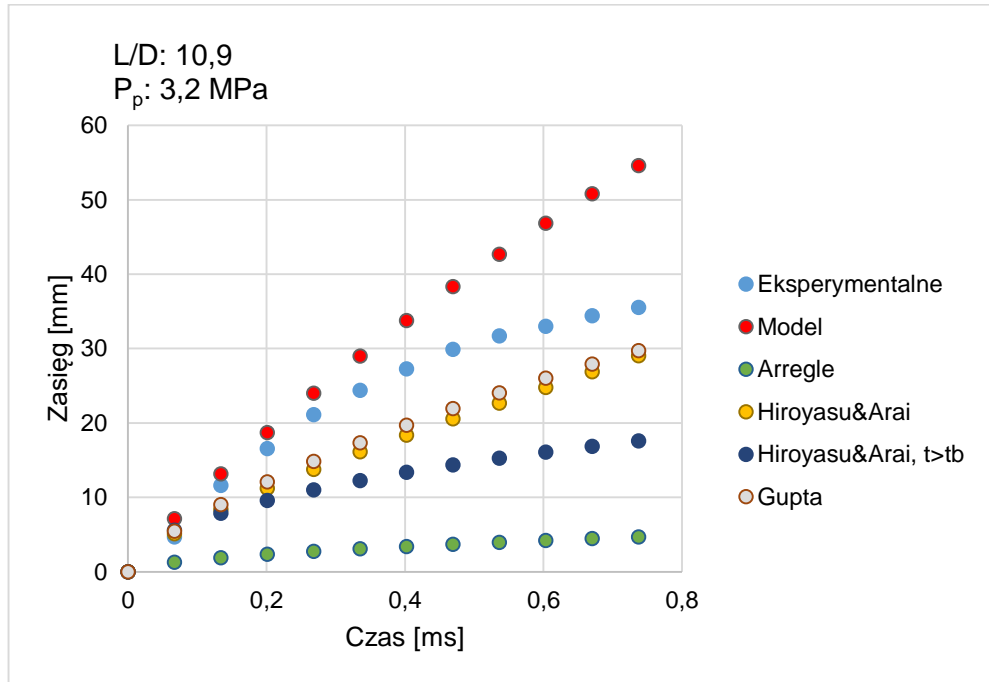
b.



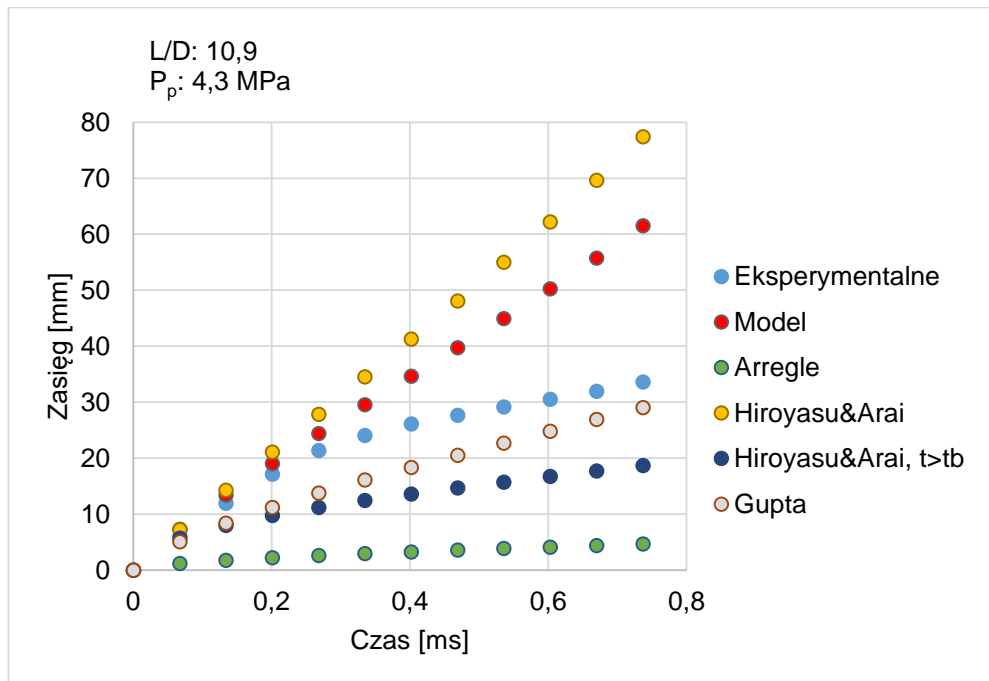
Rys. 5.25 Wyniki badań eksperymentalnych i obliczeniowych według modelu (27) oraz modeli literaturowych dla wartości  $L/D = 10,9$ ,  $P_o = 15$  MPa oraz  $P_p$ : a. 3,2 MPa, b. 4,3 MPa

Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

a.



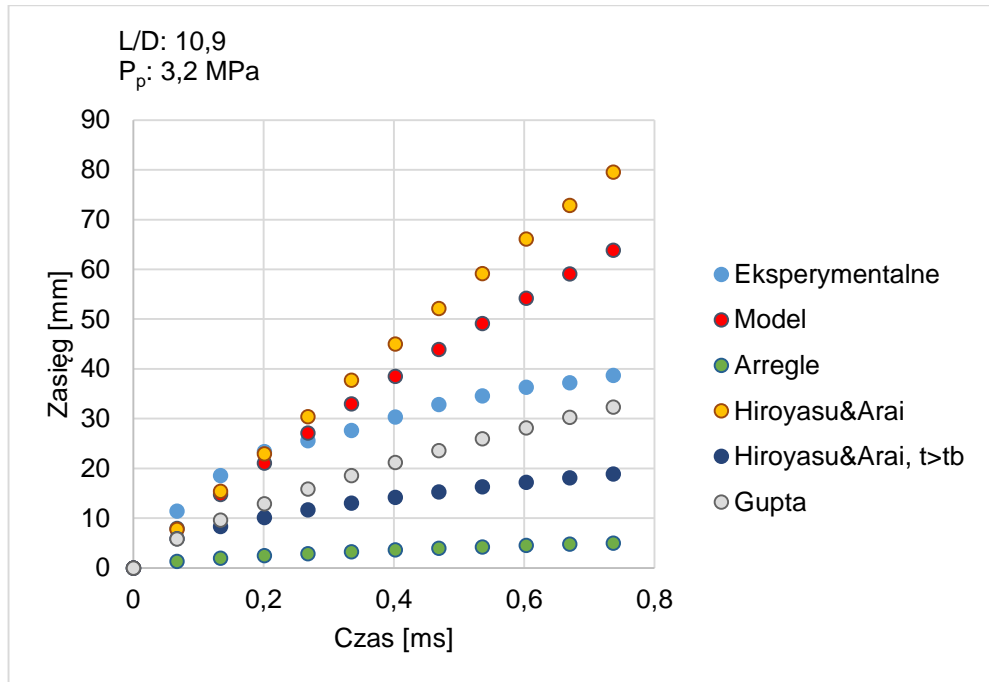
b.



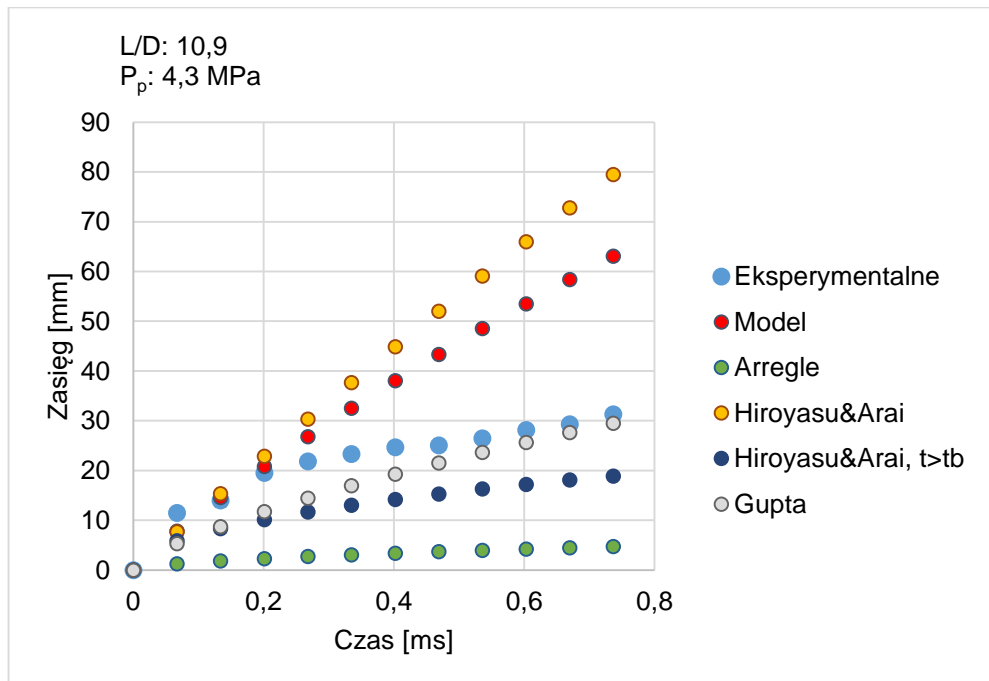
Rys. 5.26 Wyniki badań eksperymentalnych i obliczeniowych według modelu (27) oraz modeli literaturowych dla wartości  $L/D = 10,9$ ,  $P_o: 25 \text{ MPa}$  oraz  $P_p$ : a.  $3,2 \text{ MPa}$ , b.  $4,3 \text{ MPa}$

a.

Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania



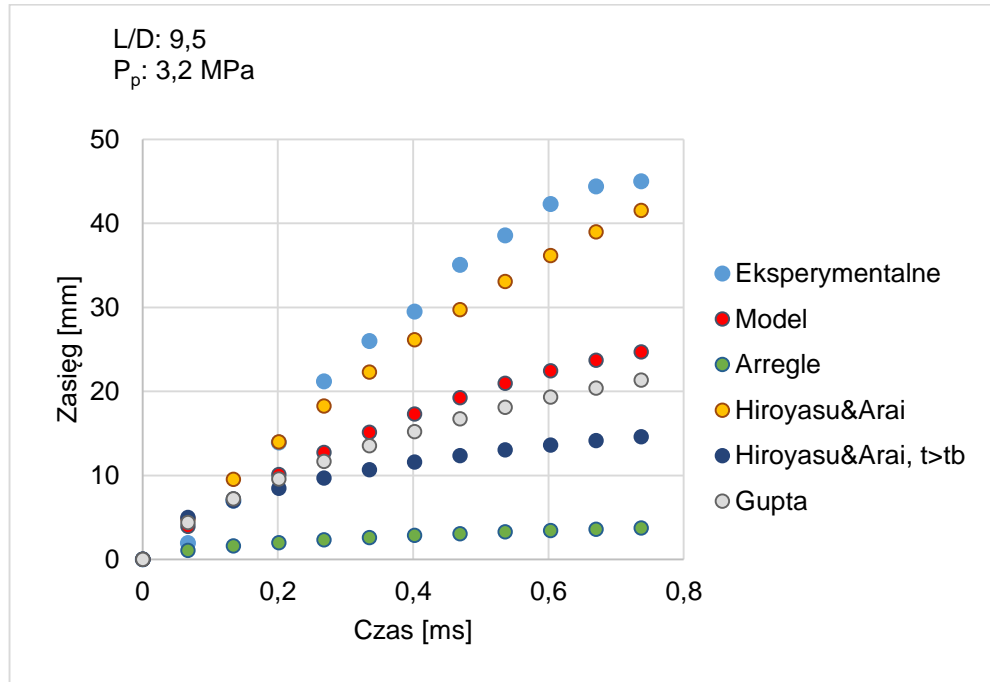
b.



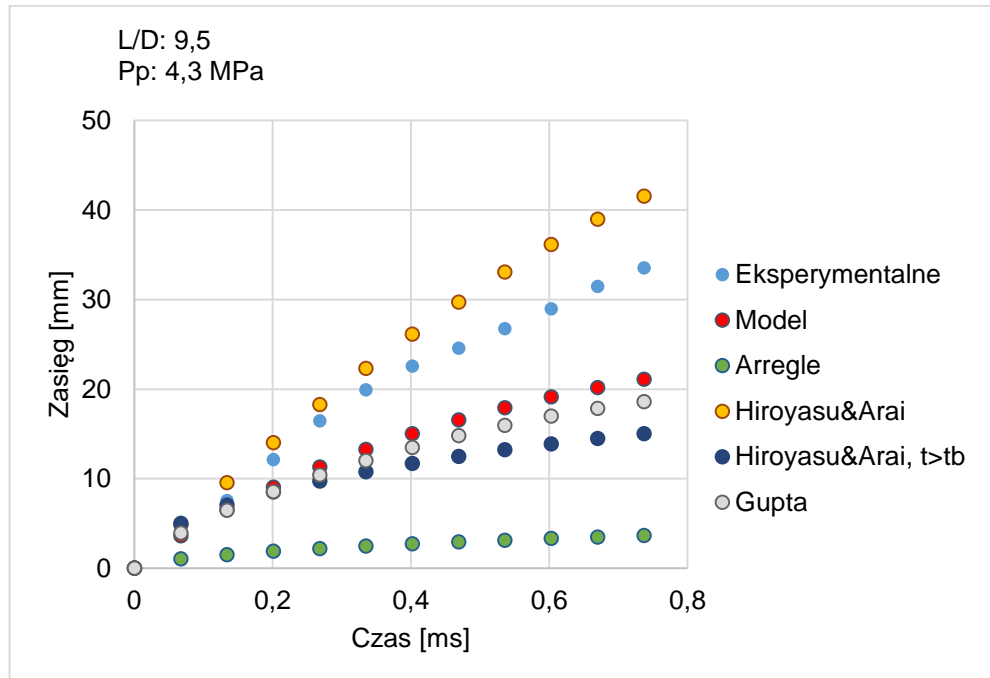
Rys. 5.27 Wyniki badań eksperymentalnych i obliczeniowych według modelu (27) oraz modeli literaturowych dla wartości L/D = 10,9, P<sub>0</sub>: 35 MPa oraz P<sub>p</sub>: a. 3,2 MPa, b. 4,3 MPa

Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

a.



b.

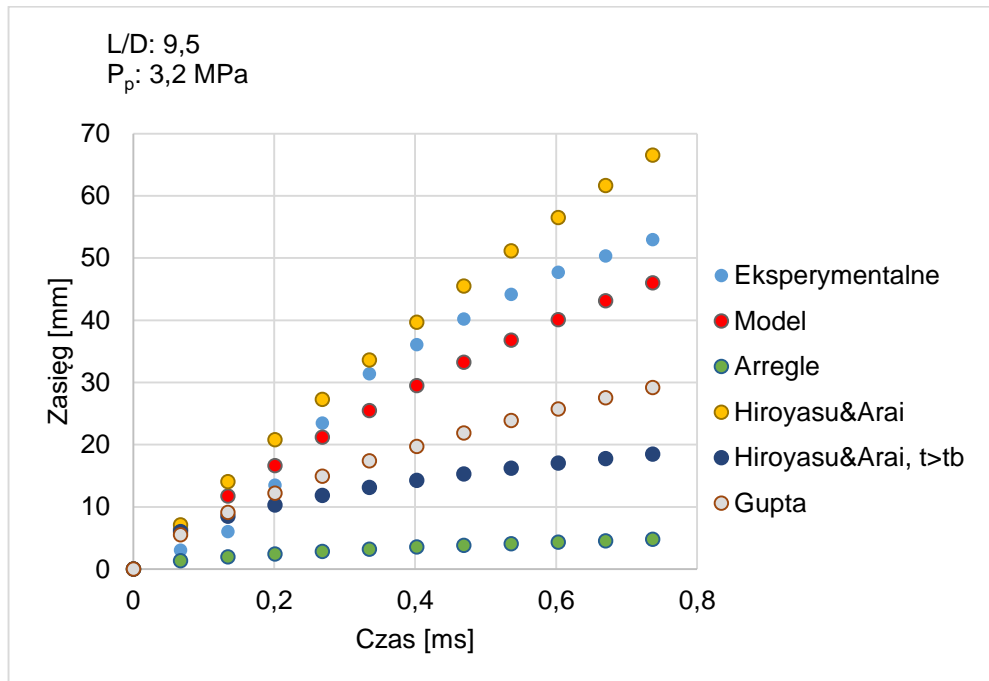


Rys. 5.28 Wyniki badań eksperymentalnych i obliczeniowych według modelu (27) oraz modeli literaturowych dla wartości L/D = 9,5, P<sub>o</sub>: 15 MPa oraz P<sub>p</sub>: a. 3,2 MPa, b. 4,3 MPa

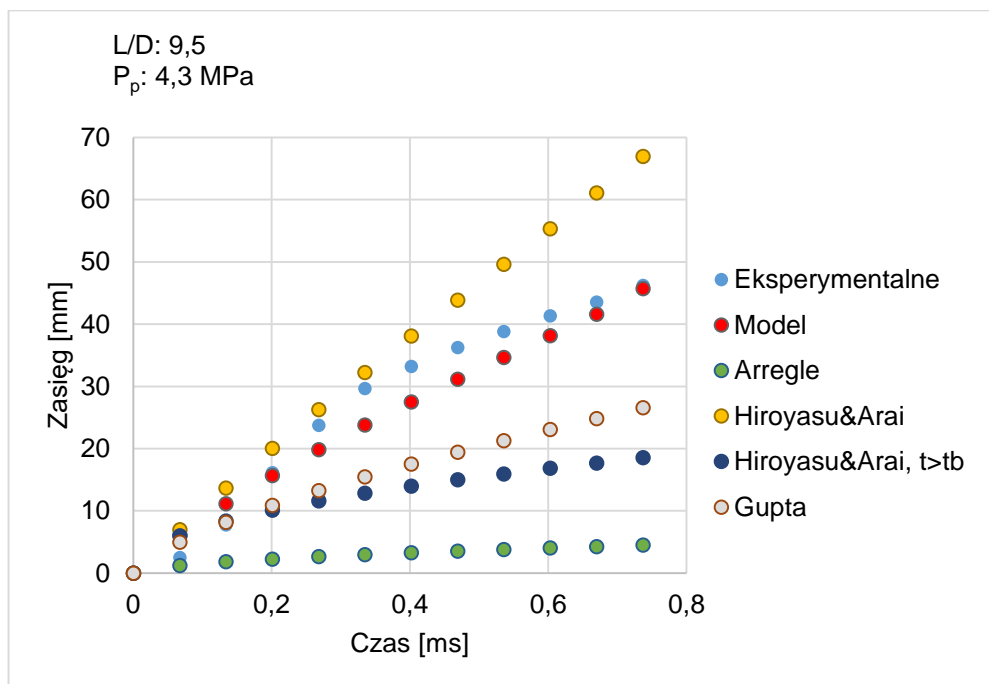


Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

a.



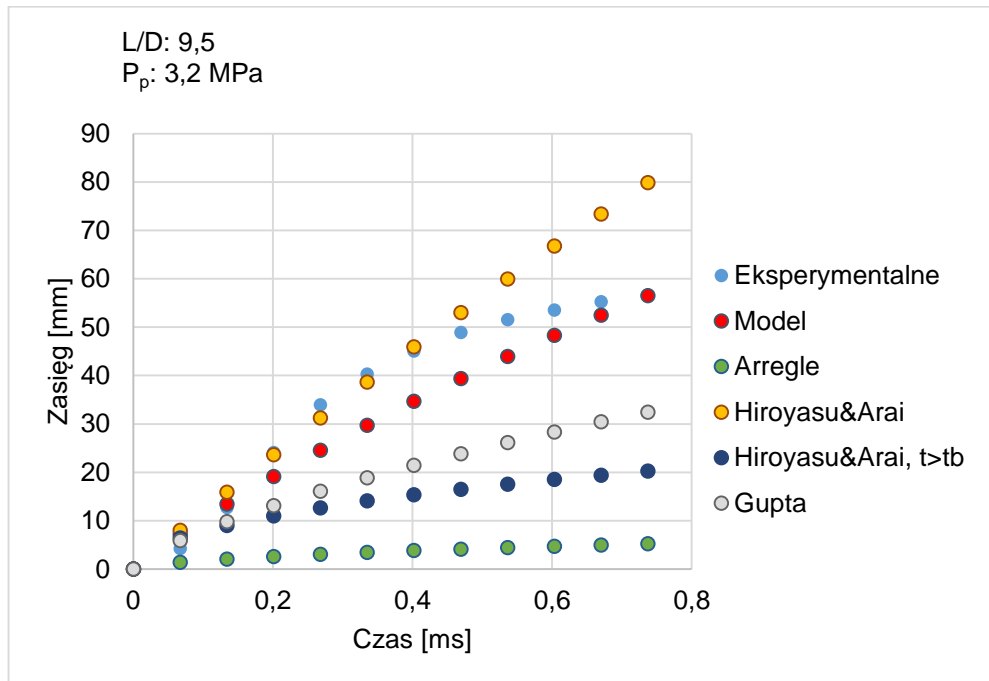
b.



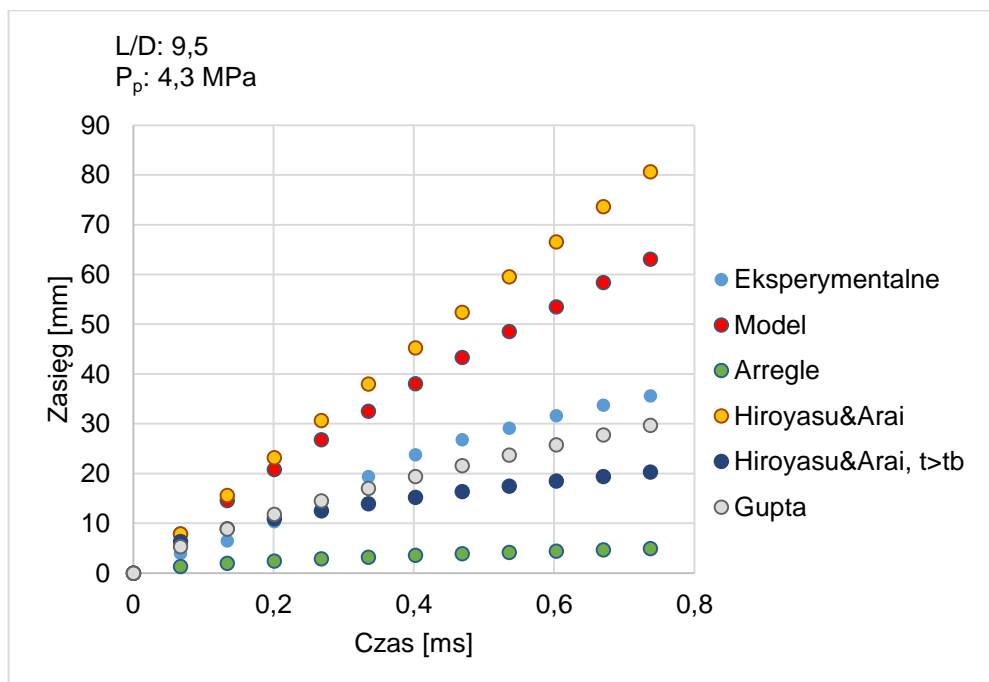
Rys. 5.29 Wyniki badań eksperymentalnych i obliczeniowych według modelu (27) oraz modeli literaturowych dla wartości L/D = 9,5, P<sub>o</sub>: 25 MPa oraz P<sub>p</sub>: a. 3,2 MPa, b. 4,3 MPa

Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

a.



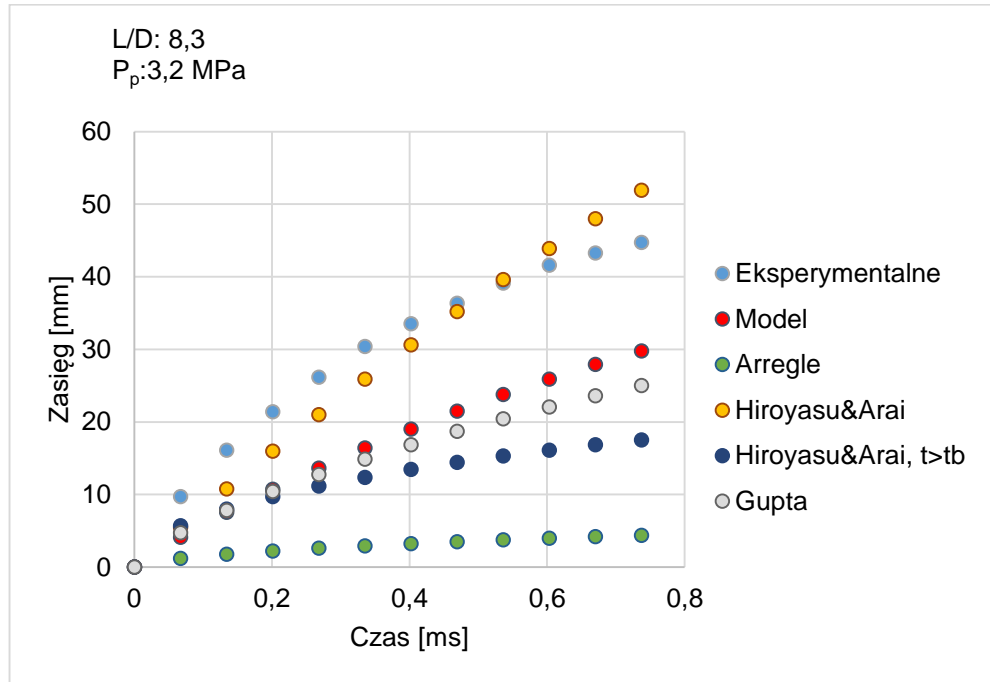
b.



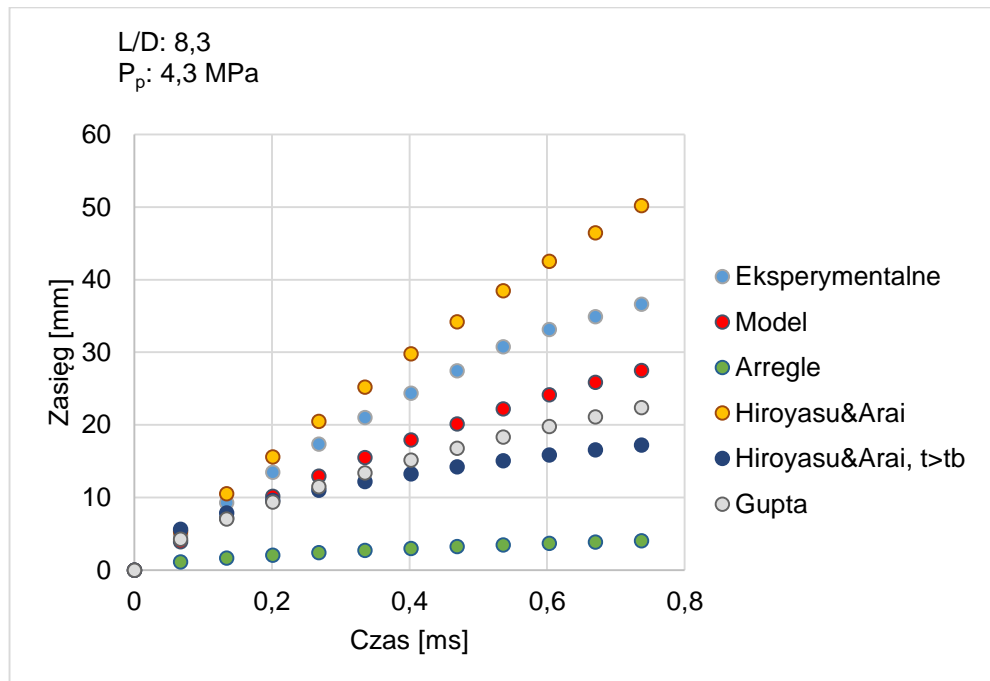
Rys. 5.30 Wyniki badań eksperymentalnych i obliczeniowych według modelu (27) oraz modeli literaturowych dla wartości L/D = 9,5, P<sub>0</sub>: 35 MPa oraz P<sub>p</sub>: a. 3,2 MPa, b. 4,3 MPa

Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

a.



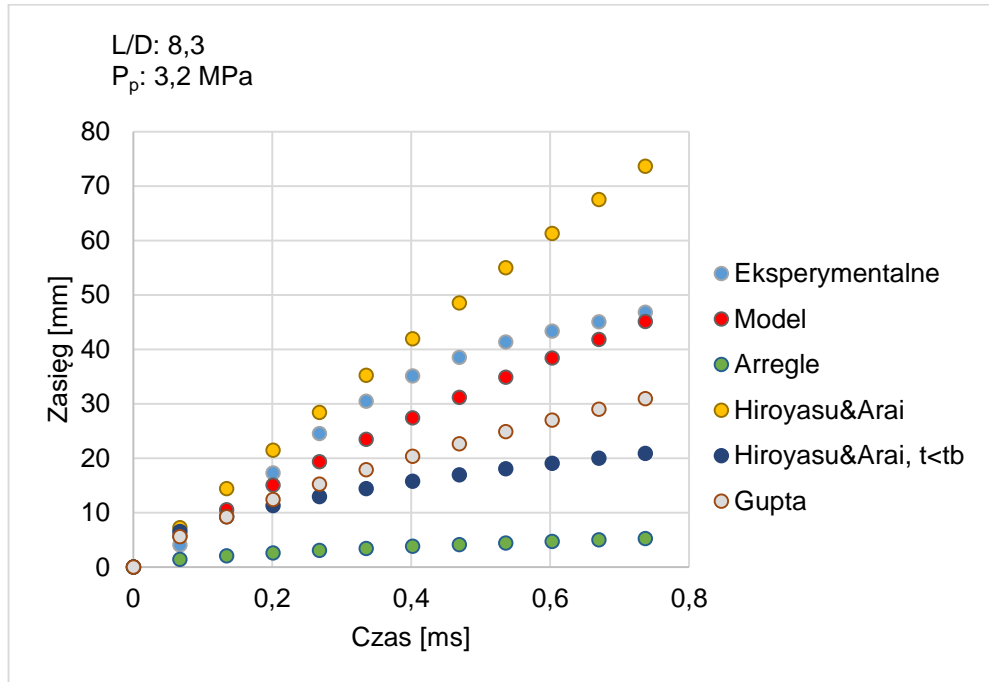
b.



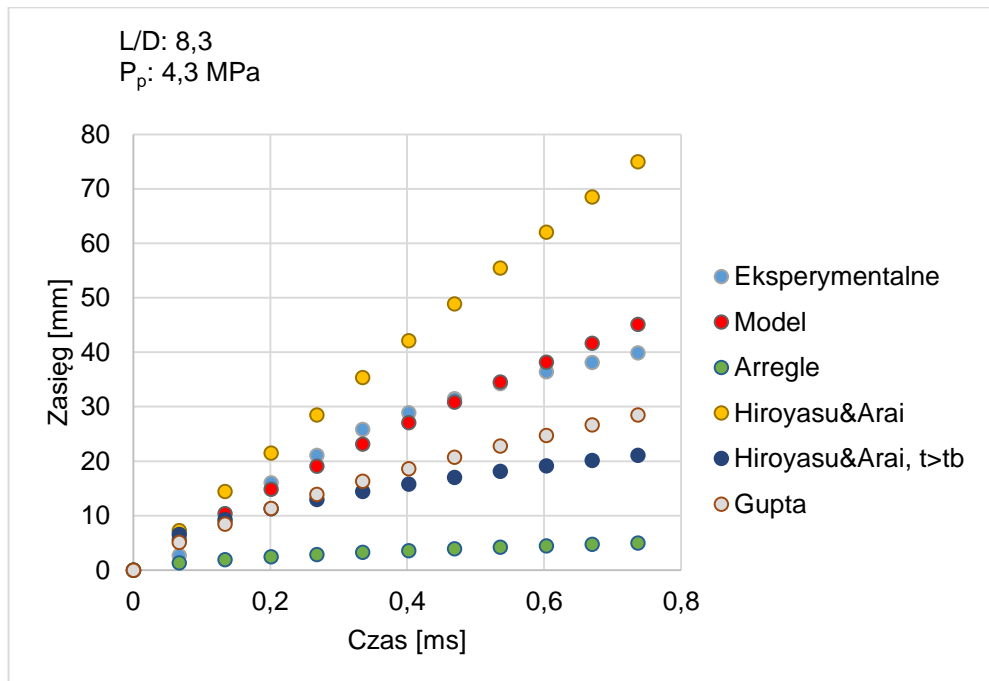
Rys. 5.31 Wyniki badań eksperymentalnych i obliczeniowych według modelu (27) oraz modeli literaturowych dla wartości L/D = 8,3, P<sub>o</sub>: 15 MPa oraz P<sub>p</sub>: a. 3,2 MPa, b. 4,3 MPa

Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

a.



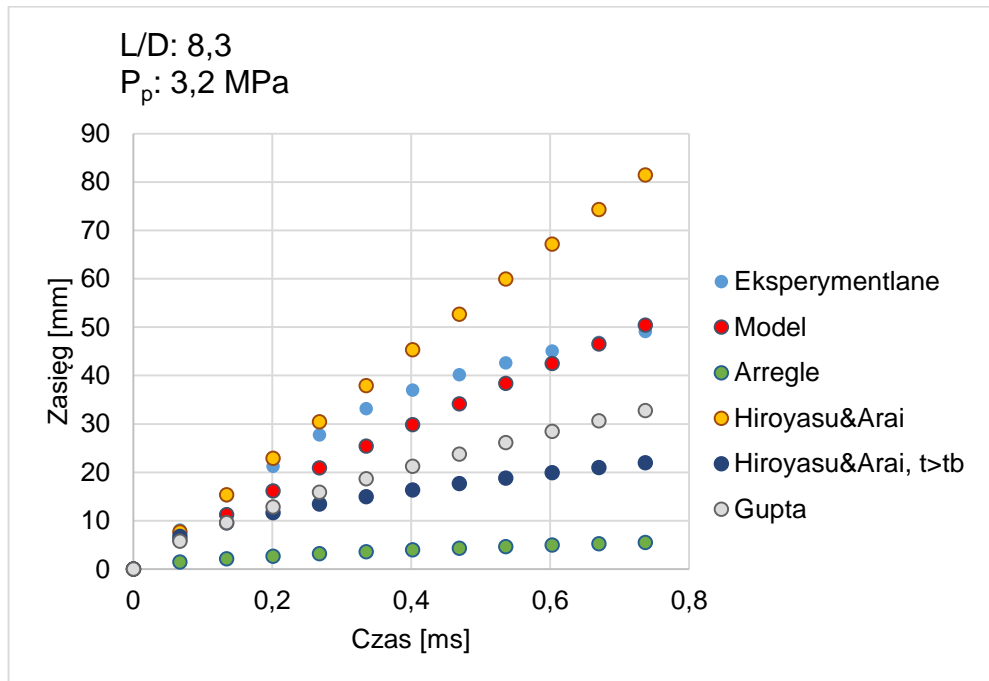
b.



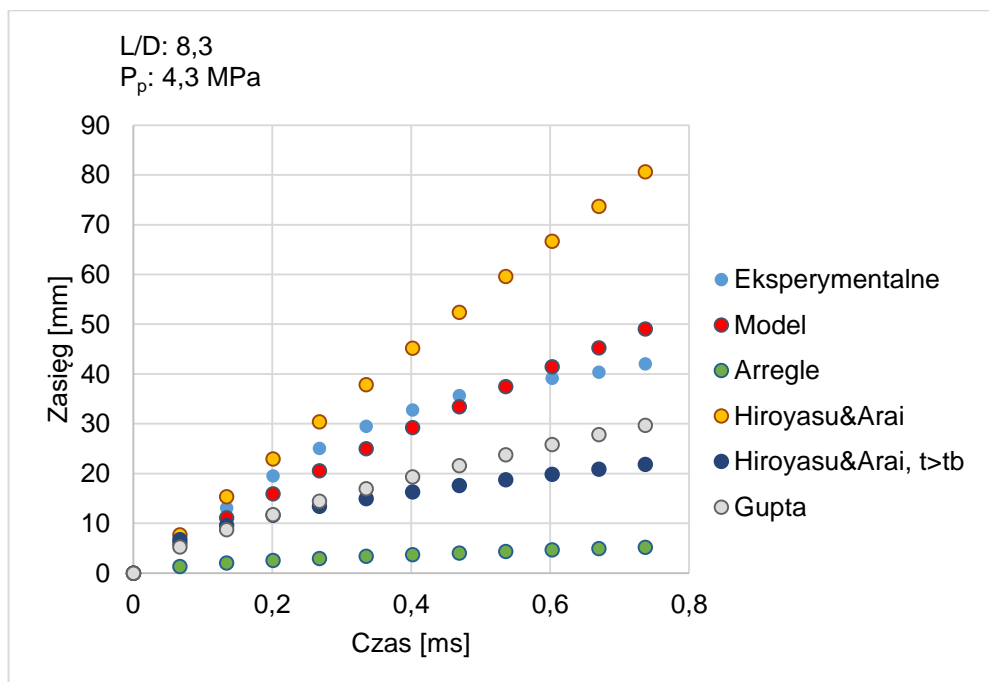
Rys. 5.32 Wyniki badań eksperymentalnych i obliczeniowych według modelu (27) oraz modeli literaturowych dla wartości L/D = 8,3, P<sub>o</sub>: 25 MPa oraz P<sub>p</sub>: a. 3,2 MPa, b. 4,3 MPa

Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

a.



b.



Rys. 5.33 Wyniki badań eksperymentalnych i obliczeniowych według modelu (27) oraz modeli literaturowych dla wartości L/D = 8,3, P<sub>o</sub>: 35 MPa oraz P<sub>p</sub>: a. 3,2 MPa, b. 4,3 MPa

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

Należy zaznaczyć, że zaprezentowany model zasięgu strugi rozpylonego oleju napędowego ma zastosowanie tylko do warunków oraz parametrów procesu wtrysku i rozpylania oleju napędowego badań eksperymentalnych zaprezentowanych w niniejszej pracy. Model zasięgu strugi dla równania (27) w początkowej fazie rozpylania wykazuje mniejszy średni błąd względny od wybranych modeli przedstawionych w literaturze. Średnie błędy względne przybliżenia wyników eksperymentalnych wynikami modelowymi wynoszą od 30,2 do 32,6 % , a dla wybranych modeli przedstawionych w literaturze 36,5 – 86,4 %.

## 6 Podsumowanie

W pracy przedstawiono analizę wyników badań makro struktury strugi wtryskiwanego oleju napędowego do komory o stałej objętości. Wyniki badań makro parametrów strugi wtryskiwanego oleju napędowego uzyskano w drodze przeprowadzonego eksperymentu z wykorzystaniem wtryskiwacza silnika okrętowego ZS i komory o stałej objętości. W badanym procesie wtrysku i rozpylania uwzględnione zostały różne parametry procesów takie jak: ciśnienia otwarcia wtryskiwacza, przeciwcisnienia gazu w komorze o stałej objętości oraz różne wartości  $L/D$  otworu wylotowego końcówek rozpylających wtryskiwacza. Do pomiaru makro struktury strugi wykorzystano metodę optyczną techniką Mie scattering a do wizualizacji badanego zjawiska w komorze o stałej objętości kamerę o dużej szybkości rejestracji. Wtryskiwacz zasilany był w olej napędowy za pomocą wysokociśnieniowego systemu common rail, wyposażonego w specjalistyczny zawór elektromagnetyczny. Natomiast zmiany ciśnienia paliwa w instalacji podczas procesu wtrysku były mierzone za pomocą piezorezystancyjnego czujnika ciśnienia.

Motywacją do podjęcia badań była występująca luka w literaturze, która dotyczyła braku danych o wpływie zmiany geometrii otworu wylotowego wtryskiwacza na charakterystyki makro parametrów strugi rozpylanego oleju napędowego z wtryskiwacza silnika okrętowego ZS w początkowej fazie rozpylania. W związku z tym, zostały przeprowadzone wstępne badania eksperymentalne, których analiza wyników umożliwiła sformułowanie celu głównego oraz tezy pracy.

W ramach przeprowadzonych głównych prac badawczych, cel pracy został spełniony a teza rozprawy doktorskiej potwierdzona.

Zostało wykazane, że zmiana geometrii dyszy rozpylającej wtryskiwacza silnika okrętowego ZS, wyrażona zmianą wartości współczynnika  $L/D$ , wpływa na makro parametry strugi wtryskiwanego do cylindra oleju napędowego w początkowej fazie rozpylania. Końcowym rezultatem przeprowadzonych prac badawczych była budowa modeli matematycznych do obliczania zasięgu oraz kąta stożka strugi w czasie wtryskiwanego oleju napędowego w początkowej fazie rozpylania, które uwzględniają zmianę wartości współczynnika  $L/D$ .

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

Została przeprowadzona weryfikacja wyników obliczeń nowymi modelami matematycznymi makro parametrów strugi rozpylanego oleju napędowego wynikami badań eksperymentalnych oraz wynikami obliczeń według wybranych modeli prezentowanych w literaturze.

Należy zaznaczyć, że wyniki obliczeń makro parametrów w początkowej fazie rozpylania nowymi modelami matematycznymi wykazały mniejszy średni błąd względny niż wybrane modele literaturowe w stosunku do wyników badań eksperymentalnych.

Należy zwrócić uwagę, że zaprezentowana praca posiada oryginalne rezultaty, którymi są:

- Modele matematyczne do obliczania kąta stożka i zasięgu strugi w czasie w początkowej fazie rozpylania, uwzględniające  $L/D$  otworu wylotowego paliwa wtryskiwacza, zmienne ciśnienia oleju napędowego w instalacji podczas procesu wtrysku i rozpylania oraz przeciwciśnienia w komorze o stałej objętości,
- Unikatowy proces pomiarowy makro struktury strugi wtryskiwanego i rozpylanego oleju napędowego z wtryskiwacza silnika okrętowego z wykorzystaniem komory o stałej objętości. Należy zwrócić uwagę, że do przeprowadzenia procesu pomiarowego konieczna była budowa specjalistycznego stanowiska laboratoryjnego, które zostało zaprezentowane w niniejszej rozprawie doktorskiej.



## Bibliografia

- [1] I. Piotrowski i K. Witkowski, *Okrętowe silniki spalinowe*. Gdynia: Trademar, 2013.
- [2] J. Kowalski, "Model of the combustion process in the marine 4-stroke diesel engine," *Mechanik*, no. 10, pp. 833/49-833/58, 2015.
- [3] J. Carlton, *Marine propellers and propulsion*, Second., vol. 4, no. 1. Bodmin Cornwall: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2007.
- [4] M. Viana *et al.*, "Impact of maritime transport emissions on coastal air quality in Europe," *Atmos. Environ.*, vol. 90, pp. 96–105, 2014.
- [5] N. Hu, P. Zhou, i J. Yang, "Reducing emissions by optimising the fuel injector match with the combustion chamber geometry for a marine medium-speed diesel engine," *Transp. Res. Part D Transp. Environ.*, vol. 53, pp. 1–16, 2017.
- [6] MAN Energy Solutions, "Technology for ecology," *Technology for ecology*, 2021. [Online]. Available: [www.https://www.man-es.com/](https://www.man-es.com/).
- [7] J. Herdzik, "Uwagi do eksploatacyjnego wskaźnika efektywności energetycznej statku," *Bezpieczeństwo i Ekol.*, vol. 6, pp. 209–213, 2017.
- [8] J. Kowalski, "Tendencje rozwojowe okrętowych silników spalinowych," *Przegląd Mech.*, vol. 12, 2016.
- [9] A. Kowalewicz, *Podstawy procesów spalania*. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo - Techniczne, 2000.
- [10] P. Zając i L. M. Kołodziejczyk, *Silniki spalinowe*. Warszawa: Wydawnictwo Szkolne i Pedagogiczne Spółka Akcyjna, 2001.
- [11] M. Idzior, "Tendencje zmian konstrukcyjnych wtryskiwaczy silników o zapłonie samoczynnym," *MOTOROL*, vol. 8, pp. 81–91, 2006.
- [12] B. Mohan, W. Yang, and S. K. Chou, "Fuel injection strategies for

Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

performance improvement and emissions reduction in compression ignition engines - A review,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 28, no. x, pp. 664–676, 2013.

- [13] J. Mańczak, “Silnik okrętowy RT-flex 60C,” vol. 118, no. 1, pp. 10–19, 2004.
- [14] J. A. Wajand i J. T. Wajand, *Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe*. Wydawnictwa Naukowo - Techniczne, 2000.
- [15] Z. Orzechowski i J. Prywer, *Wytwarzanie i zastosowanie rozpylonej cieczy*. War: Wydawnictwo Naukowe PWN SA, 2018.
- [16] A. Jankowski i M. Kowalski, “Wpływ jakości rozpylenia paliwa na emisję toksycznych składników spalin silników spalinowych,” *J. KONBiN*, vol. 36, no. 1, pp. 43–50, 2015.
- [17] H. Zhao i N. Ladommatos, “Optical diagnostics for in-cylinder mixture formation measurements in IC engines,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 24, no. 4, pp. 297–336, 1998.
- [18] J. Kaluzny, J. Czajka, I. Pielecha, i K. Wislocki, “Investigations of the fuel injection and atomization with the use of laser illumination,” *Combust. Engines*, vol. 154, no. 3, pp. 469–475, 2013.
- [19] S. N. Soid i Z. A. Zainal, “Spray and combustion characterization for internal combustion engines using optical measuring techniques - A review,” *Energy*, vol. 36, no. 2, pp. 724–741, 2011.
- [20] J. Lewińska, “Analysis of measurement methods for fuel injection spray parameters from marine engine injector,” *J. KONES*, vol. 23, no. 4, pp. 275–282, 2016.
- [21] H. Horvath, “Gustav Mie and the scattering and absorption of light by particles: Historic developments and basics,” *J. Quant. Spectrosc. Radiat. Transf.*, vol. 110, no. 11, pp. 787–799, 2009.
- [22] D. R. Emberson, B. Ihracska, S. Imran, i A. Diez, “Optical characterization of Diesel and water emulsion fuel injection sprays using

Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

shadowgraphy,” *Fuel*, vol. 172, no. x, pp. 253–262, 2016.

- [23] R. J. H. Klein-Douwel, P. J. M. Frijters, L. M. T. Somers, W. A. de Boer, i R. S. G. Baert, “Macroscopic diesel fuel spray shadowgraphy using high speed digital imaging in a high pressure cell,” *Fuel*, vol. 86, no. 12–13, pp. 1994–2007, 2007.
- [24] H. Li, R. Verschaeren, T. Beji, i S. Verhelst, “Investigation of evaporating sprays in a medium speed marine engine,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 121, no. April 2020, 2021.
- [25] K. H. Lee, C. H. Lee, i C. S. Lee, “An experimental study on the spray behavior and fuel distribution of GDI injectors using the entropy analysis and PIV method,” *Fuel*, vol. 83, no. 7–8, pp. 971–980, 2004.
- [26] Spraying System, “Spray.pdf,” *Experts in Spray Technology*. [Online]. Available: <https://www.spray.com/pl-pl>. [Accessed: 13-Jan-2023].
- [27] J. M. Desantes, J. V. Pastor, J. M. Pastor, i J. E. Juliá, “Limitations on the use of the planar laser induced exciplex fluorescence technique in diesel sprays,” *Fuel*, vol. 84, no. 18, pp. 2301–2315, 2005.
- [28] D. S. Choi, G. M. Choi, i D. J. Kim, “Spray structures and vaporizing characteristics of a GDI fuel spray,” *KSME Int. J.*, vol. 16, no. 7, pp. 999–1008, 2002.
- [29] J. Lewińska i Ł. J. Kapusta, “Analysis of the microstructure of the fuel spray atomized by marine injector,” vol. 169, no. 2, pp. 120–124, 2017.
- [30] D. Jing, F. Zhang, Y. Li, H. Xu, i S. Shuai, “Experimental investigation on the macroscopic and microscopic spray characteristics of diesel fuel,” *Fuel*, vol. 199, pp. 478–487, 2017.
- [31] C. Schulz, *Optical diagnostics in diesel combustion engines*. Woodhead Publishing Limited, 2009.
- [32] Ł. J. Kapusta, M. Sutkowski, R. Rogóż, M. Zommara i A. Teodorczyk, “Characteristics of water and urea-water solution sprays,” *Catalysts*, vol. 9, no. 9, 2019.

Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

- [33] C. Heimgärtner i A. Leipertz, "Investigation of the primary spray breakup close to the nozzle of a common - Rail high pressure diesel injection system," *SAE Tech. Pap.*, no. 724, 2000.
- [34] R. D. Reitz i F. V. Bracco, "Mechanisms of breakup of round liquid jets," *Encycl. Fluid Mech.*, no. January 1986, pp. 233–249, 1986.
- [35] C. Baumgarten, "Mixture Formation in Internal Combustion Engines," *Heat Mass Transf.*, 2006.
- [36] G. Stiesch, *Modeling Engine Spray and Combustion Processes*. 2003.
- [37] J. Drozdowski, *Studium obciążeń cieplnych, kawitacji i niezawodności rozpylaczy silników okrętowych*. 1998.
- [38] S. Gupta, R. Poola i R. Sekar, "Injection Parameter Effects on Diesel Spray Characteristics," *SAE Tech. Pap.*, 2000.
- [39] R. Balz, B. von Rotz i D. Sedarsky, "In-nozzle flow and spray characteristics of large two-stroke marine diesel fuel injectors," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 180, no. May, p. 115809, 2020.
- [40] S. Yu *et al.*, "An experimental comparison of the elliptical and circular nozzles spray and mixing characteristics under different injection pressures," *Fuel*, vol. 236, no. May 2018, pp. 1474–1482, 2019.
- [41] A. Matsson i S. Andersson, "The effect of non-circular nozzle holes on combustion and emission formation in a heavy duty diesel engine," *SAE Tech. Pap.*, no. 724, 2002.
- [42] F. J. Salvador, J. Gimeno, J. De la Morena i L. A. González-Montero, "Experimental analysis of the injection pressure effect on the near-field structure of liquid fuel sprays," *Fuel*, vol. 292, no. December 2020, 2021.
- [43] C. Bocheński, "Wpływ ciśnienia wtrysku i lepkości oleju napędowego na proces rozpylenia paliwa w silnikach z ZS," *Motrol. Motoryz. i Energ. Rol.*, vol. 06, pp. 5–14, 2004.
- [44] C. H. Achebe, B. M. O. Ogunedo, J. L. Chukwuneke i N. B. Anosike,

Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

“Analysis of diesel engine injector nozzle spray characteristics fueled with residual fuel oil,” *Heliyon*, vol. 6, no. 8, p. e04637, 2020.

- [45] J. D. Naber i D. L. Siebers, “Effects of gas density and vaporization on penetration and dispersion of diesel sprays,” *SAE Tech. Pap.*, no. 412, 1996.
- [46] L. Chen *et al.*, “Experimental and numerical study on the initial tip structure evolution of diesel fuel spray under various injection and ambient pressures,” *Energy*, vol. 186, p. 115867, 2019.
- [47] H. Hiroyasu i M. Arai, “Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines,” *SAE Tech. Pap.*, 1990.
- [48] R. Payri, J. Gimeno, G. Bracho i D. Vaquerizo, “Study of liquid and vapor phase behavior on Diesel sprays for heavy duty engine nozzles,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 107, pp. 365–378, 2016.
- [49] C. Yao, P. Geng, Z. Yin, J. Hu, D. Chen i Y. Ju, “Impacts of nozzle geometry on spray combustion of high pressure common rail injectors in a constant volume combustion chamber,” *Fuel*, vol. 179, pp. 235–245, 2016.
- [50] J. Grochowalska, “Analysis of the macrostructure of the fuel spray atomized with marine engine injector,” *Combust. Engines*, vol. 179, no. 4, pp. 80–85, 2019.
- [51] H. K. Suh i C. S. Lee, “Effect of cavitation in nozzle orifice on the diesel fuel atomization characteristics,” *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 29, no. 4, pp. 1001–1009, 2008.
- [52] Z. He, X. Tao, W. Zhong, X. Leng, Q. Wang i P. Zhao, “Experimental and numerical study of cavitation inception phenomenon in diesel injector nozzles,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 65, pp. 117–124, 2015.
- [53] X. Wang, Z. Han i W. Su, “Numerical study of the impact on high-pressure and evaporating spray behavior of nozzle cavitation at typical

Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

diesel engine conditions,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 81, pp. 175–182, Feb. 2017.

- [54] J. M. Desantes, R. Payri, F. J. Salvador i J. De la Morena, “Influence of cavitation phenomenon on primary break-up and spray behavior at stationary conditions,” *Fuel*, vol. 89, no. 10, pp. 3033–3041, Oct. 2010.
- [55] Y. Gao, M. Wei, F. Yan, L. Chen, G. Li i L. Feng, “Effects of cavitation flow and stagnant bubbles on the initial temporal evolution of diesel spray,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 87, pp. 69–79, Oct. 2017.
- [56] W. Guan *et al.*, “Effect of asymmetric structural characteristics of multi-hole marine diesel injectors on internal cavitation patterns and flow characteristics: A numerical study,” *Fuel*, vol. 283, no. September 2020, p. 119324, 2021.
- [57] F. Brusiani, S. Falfari i P. Pelloni, “Influence of the diesel injector hole geometry on the flow conditions emerging from the nozzle,” *Energy Procedia*, vol. 45, no. December 2014, pp. 749–758, 2014.
- [58] J. G. Raul Payri\*, S. Molina, F. J. Salvador, “A Study of the Relation Between Nozzle Geometry, Internal flow and Sprays Characteristics in Diesel Fuel Injection Systems,” *KSME Int. J.*, vol. 18, 2004.
- [59] C. Schugger i U. Renz, “Experimental investigation of the primary breakup zone of high pressure Diesel sprays from multi-orifice nozzles,” *Conf. Pap.*, no. July 2003, 2003.
- [60] C. Arcoumanis, M. Gavaises, J. M. Nouri, E. Abdul-Wahab i R. W. Horrocks, “Analysis of the flow in the nozzle of a vertical multi-hole diesel engine injector,” *SAE Tech. Pap.*, no. February 1999, 1998.
- [61] J. Benajes, J. V. Pastor, R. Payri i A. H. Plazas, “Analysis of the influence of diesel nozzle geometry in the injection rate characteristic,” *J. Fluids Eng. Trans. ASME*, vol. 126, no. 1, pp. 63–71, 2004.
- [62] S. G. Koo, Ja Ye, Seung Tae Hong, Seung Taer Hong, Joseph S. Shakal, “Influence of Fuel Injector Nozzle Geometry on Internal and

Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

External Flow Characteristics,” *SAE Int.*, vol. 106, no. 3, pp. 568–580, 1997.

- [63] J. J. Heckman, R. Pinto i P. A. Savelyev, *Handbook of Atomization and Sprays Theory and Applications*. 2011.
- [64] R. Payri, F. J. Salvador, J. Gimeno i J. de la Morena, “Effects of nozzle geometry on direct injection diesel engine combustion process,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, no. 10, pp. 2051–2060, 2009.
- [65] R. Payri, F. J. Salvador, J. Gimeno i L. D. Zapata, “Diesel nozzle geometry influence on spray liquid-phase fuel penetration in evaporative conditions,” vol. 87, pp. 1165–1176, 2008.
- [66] R. Payri, J. P. Viera, V. Gopalakrishnan i P. G. Szymkowicz, “The effect of nozzle geometry over the evaporative spray formation for three different fuels,” *Fuel*, vol. 188, pp. 645–660, 2017.
- [67] P. Bergstrand, “The Effects of Orifice Shape on Diesel Combustion,” *SAE Tech. Pap. 2004-01-2920*, 2004.
- [68] S. Martínez-martínez i F. a Sánchez-cruz, “Liquid Sprays Characteristics in Diesel Engines,” *Fuel Inject.*, pp. 19–48, 2010.
- [69] B. Kegl i L. Lešnik, “Modeling of macroscopic mineral diesel and biodiesel spray characteristics,” *Fuel*, vol. 222, pp. 810–820, Jun. 2018.
- [70] T. R. Wakuri Yutaro, Fujii Masaru, Amitani Tatsuo, “Studies on the Penetration of Fuel Spray in a Diesel Engine,” *Chem. Pharm. Bull.*, no. 43, pp. 123–130, 1960.
- [71] J. C. Dent, “A basis for the comparison of various experimental methods for studying spray penetration,” *SAE Tech. Pap.*, pp. 1881–1884, 1971.
- [72] J. Arrègle, J. V. Pastor i S. Ruiz, “The influence of injection parameters on diesel spray characteristics,” *SAE Tech. Pap.*, no. 724, 1999.
- [73] H. Hiroyasu i M. Arai, “Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines,” *SAE Tech. Pap. Ser.*, 1990.



Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

- [74] D. Jung i D. N. Assanis, "Multi-zone diesel spray combustion model for cycle simulation studies of engine performance and emissions," *SAE Tech. Pap.*, no. January 2001, 2001.
- [75] J. Kostas, D. Honnery i J. Soria, "Time resolved measurements of the initial stages of fuel spray penetration," *Fuel*, vol. 88, no. 11, pp. 2225–2237, 2009.
- [76] T. Bohl, G. Tian i A. Smallbone, "Macroscopic spray characteristics of next-generation bio-derived diesel fuels in comparison to mineral diesel," *Appl. Energy*, vol. 186, pp. 562–573, 2017.
- [77] R. D. Reitz i F. B. Bracco, "On the dependence of spray angle and other spray parameters on nozzle design and operating conditions," *SAE Tech. Pap.*, 1979.
- [78] D. L. Siebers, "Scaling liquid-phase fuel penetration in diesel sprays based on mixing-limited vaporization," *SAE Tech. Pap.*, no. 724, 1999.
- [79] E. Delacourt, B. Desmet i B. Besson, "Characterisation of very high pressure diesel sprays using digital imaging techniques," *Fuel*, vol. 84, no. 7–8, pp. 859–867, 2005.
- [80] Jastra - wyposażenie okrętowe, "Morskie i przemysłowe silniki z serii AL20 i A25," 2023. [Online]. Available: <http://www.sulzer-al20.com/indexp.htm>.
- [81] Kistler, "Piezoresistive High Pressure Sensor [Online]," 2014.
- [82] C. T. Chang i P. V. Farrell, "A study on the effects of fuel viscosity and nozzle geometry on high injection pressure diesel spray characteristics," *SAE Tech. Pap.*, no. 412, 1997.
- [83] J. Grochowalska, P. Jaworski, Ł. J. Kapusta i J. Kowalski, "A new model of fuel spray shape at early stage of injection in a marine diesel engine," *Int. J. Numer. Methods Heat Fluid Flow*, 2021.
- [84] R. Payri, F. J. Salvador, J. Gimeno i A. García, "Flow regime effects over non-cavitating diesel injection nozzles," *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J.*



Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

*Automob. Eng.*, vol. 226, no. 1, pp. 133–144, 2012.

- [85] J. Park, J. H. Jang i S. Park, “Effect of fuel temperature on heavy fuel oil spray characteristics in a common-rail fuel injection system for marine engines,” *Ocean Eng.*, vol. 104, pp. 580–589, 2015.
- [86] Wolfram Language&System, “NonLinearModelFit,” *Documentation Center*, 2022. [Online]. Available: <https://reference.wolfram.com/language/ref/NonlinearModelFit.html>. [Accessed: 05-Oct-2022].
- [87] C. Tang, Z. Feng, C. Zhan, W. Ma i Z. Huang, “Experimental study on the effect of injector nozzle K factor on the spray characteristics in a constant volume chamber: Near nozzle spray initiation, the macroscopic and the droplet statistics,” *Fuel*, vol. 202, pp. 583–594, 2017.

Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

## Załącznik 1

Tab. 0.1 Modele matematyczne zasięgu strugi rozpylonego paliwa

	Zasięg strugi	Rodzaj rozpylanej cieczy	Rodzaj gazu w komorze	Ciśnienie wtrysku [MPa]	D [mm]	Ciśnienie lub gęstość
Wakuri i in., (1960) [70]	$STP = 1.189 C_c^{0.25} \cdot \left(\frac{p_{inj} - p_g}{\rho_g}\right)^{0.25} \cdot \left(\frac{d_0 t}{\tan \theta}\right)^{0.5}$	Olej napędowy	-	40-75	0,31-0,38	2,4
Dent, 1971 [71]	$STP = 3.07 \cdot \left(\frac{p_{inj} - p_g}{\rho_g}\right)^{0.25} \cdot (d_0 t)^{0.5} \cdot \left(\frac{294}{T_g}\right)^{0.25}$	Olej napędowy	-	-	-	-
Hiroyasu i in., (1990) [47]	$STP = 0.39 \cdot \sqrt{\left(\frac{2(p_{inj} - p_g)}{\rho_f}\right)} \cdot t, 0 < t < t_B$ $STP = 2.95 \cdot \left(\frac{\Delta p}{\rho_f}\right)^{0.25} \cdot \sqrt{(D \cdot t)}, t > t_B$ $t_B = 29 \cdot \frac{\rho_f \cdot D}{(\rho_a \cdot \Delta P)^{0.5}}$	Olej napędowy	N <sub>2</sub>	Do 80	0,3 (L/D = 4)	3 MPa
Arregle, (1999) [72]	$STP = 10^{-3} \cdot d_0^{0.307} \cdot p_{inj}^{0.262} \cdot \rho_g^{-0.406} \cdot t^{0.568}$	Olej napędowy	-	30,50/70/80/110	0,11, 0,19, 0,27	10/20/30 [kg/m <sup>3</sup> ]
Jung, Assanis (2001) [74]	$STP = C_d \sqrt{\left(\frac{2(p_{inj} - p_g)}{\rho_f}\right)} \cdot t, 0 < t < t_B$ $STP = 2.95 \cdot \left(\frac{\Delta p}{\rho_f}\right)^{0.25} \cdot \sqrt{(D \cdot t)}, t > t_B$ $t_B = 4,351 \frac{\rho_f \cdot D}{C_d^2 (\rho_a \cdot \Delta P)^{0.5}}$	N – 3 dekan/ Olej napędowy	-	55/77/99/120	0,2 (L = 1,1)	1,5
Gupta i in. (2000) [38]	$STP = 0,139 \cdot \rho_a^{-0,29} \cdot \Delta p^{0,257} \cdot t^{0,733}$	Olej napędowy	N <sub>2</sub>	50,75,100,120	0,173	1,18/34,6/54,9 /74,5 [kg/m <sup>3</sup> ]
Kostas i in., (2009) [75]	$STP = A_e \cdot t^{\frac{3}{2}}, 0 < t < t_B$ $STP = 2,95 \cdot \left(\frac{\Delta p}{\rho_f}\right)^{0,25} \cdot \sqrt{(D \cdot t)}, t > t_B$ $t_B = 29 \frac{\rho_f \cdot D}{(\rho_a \cdot \Delta P)^{0,5}}$	Olej napędowy	N <sub>2</sub>	50,100	0,2 (L/D=6)	0,1/1/5
Martinez-Martinez i in., (2010) [68]	$STP = 6,47 \cdot d_n^{0,56} \cdot \rho_a^{-0,027} \cdot P_{inj}^{0,23} \cdot C_d^{0,08} \cdot t^{0,5}, 0 < t < t_r$	Olej napędowy		30/70/110/130	0,115; 0,13; 0,17; 0,2	0,13 MPa
Bohl, (2017) [76]	$STP = 0,39 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_{inj} - p_g)}{\rho_f}} \cdot \frac{t}{1000}, 0 < t < t_B$ $STP = 0,342 \cdot \left(\frac{\Delta p}{\rho_g}\right)^{0,25} \cdot (d_0)^{0,5} \cdot \rho_f^{0,3387} \cdot t^{0,5432}, t > t_B$	hydro rafinowany olej roślinny, estry metylowe oleju palmowego,	N <sub>2</sub>	60/180	0,16	60-70 [kg/m <sup>3</sup> ]

Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika  
okrętowego na początkową fazę rozpylania

	$t_B = 28,65 \frac{\rho_f d_0}{(\rho_a \Delta P)^{0.5}}$	estry metylowe oleju sojowego, ester metylowy oleju spożywcze go				
Tang i in., (2017) [87]	$STP = C_1 \cdot \left(\frac{2\Delta P}{\rho_a}\right)^{0.25} \cdot D^{0.5} \cdot t^{0.5+C_2K}$	Olej napędowy	N <sub>2</sub>	220	0,18 - 0,225	6 MPa
<p>C<sub>c</sub> – współczynnik przewężenia, p<sub>inj</sub> – ciśnienie wtrysku [Pa], p<sub>g</sub> – ciśnienie w komorze [Pa], ρ<sub>g</sub> – gęstość gazu w komorze [kg/m<sup>3</sup>], d<sub>0</sub> – średnica otworu dyszy wtryskiwacza [m], t – czas [ms], θ – kąt rozpylonej strugi paliwa [°], T<sub>g</sub> – temperatura w komorze [K], ρ<sub>f</sub> – gęstość paliwa [kg/m<sup>3</sup>], A<sub>e</sub> – indywidualny parametr badań eksperymentalnych, L – zasięg strugi paliwa [m], C<sub>d</sub> – współczynnik natężenia przepływu.</p>						

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

Tab. 0.2 Modele matematyczne kąta strugi rozpylonego paliwa

Autorzy	Kąt strugi	Rodzaj rozpylanej cieczy	Gaz w komorze	Ciśnienie wtrysku [MPa]	D [mm]	Ciśnienie lub gęstość
Reitz i in., (1979) [77]	$\theta = 2 \operatorname{atan} \left[ \frac{\sqrt{3}}{6} \cdot \frac{4\pi \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0,5}}{\left(3 + 0,28 \cdot \left(\frac{l_0}{d_0}\right)\right)} \cdot (1 - e^{-10\gamma}) \right]$	Woda + Glicerol	Powietrze/ N <sub>2</sub> /He/Xe	3,3 – 16,8	0,34	Do 4 MPa
Hiroyasu i in., (1990) [47]	$\theta = 83,5 \cdot \left(\frac{l_0}{d_0}\right)^{-0,22} \cdot \left(\frac{d_0}{d_{sac}}\right)^{0,15} \cdot \left(\frac{\rho_g}{\rho_f}\right)^{0,26}$	Olej napędowy	N <sub>2</sub>	Do 80	0,3 (L/D = 4)	3 MPa
Arregle, (1999) [72]	$\theta = 2 \operatorname{atan} \left( (d_0)^{0,508} \cdot (p_{inj})^{0,00943} \cdot (\rho_g)^{0,33} \right)$	Olej napędowy	-	30,50/70/80/110	0,11, 0,19, 0,27	10/20/30 [kg/m <sup>3</sup> ]
Siebers, (1999) [78]	$\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) = C \cdot \left[\frac{\rho_a}{\rho_f}\right]^{0,19} - 0,0043 \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_a}}$	Olej napędowy	N <sub>2</sub> + CO <sub>2</sub> + H <sub>2</sub> O	40-190	0,18- 0,3 (L/D: 5,1 - 2,9)	3,3 – 60 kg/m <sup>3</sup>
Gupta i in. (2000) [38]	$\frac{\theta}{2} = 17,74 \cdot \rho_a^{0,184} \cdot \Delta p^{-0,115} \cdot t^{-0,4}$	Olej napędowy	N <sub>2</sub>	50,75, 100, 120	0,173	1,18/34,6/54, 9/74,5 [kg/m <sup>3</sup> ]
Delacourt (2005) [79]	$\theta = \frac{360}{\pi} \arctan \left[ 0,31 \cdot \left(\frac{\rho_a}{\rho_f}\right)^{0,2} \right]$	Olej napędowy	CO <sub>2</sub>	80-250	0,15	15-45 kg/m <sup>3</sup>
Kegli i in., (2018) [69]	$\theta = 0,045 \cdot \left(\frac{\rho_g \cdot d_0^2 \cdot  p_{inj} - p_g }{\eta_g^2}\right)^{0,25} \cdot \left[\left(\frac{\eta_g}{\eta_f}\right)^{0,25} + \left(\frac{5 \cdot 10^{-6}}{\sigma_f}\right)^{0,5t} + L^{-2}\right], t < t_B$ $\theta = 0,12 \cdot \left(\frac{\rho_g \cdot d_0^2 \cdot  p_{inj} - p_g }{\eta_g^2}\right)^{0,25} \cdot \left[\left(\frac{\eta_g}{\eta_f}\right)^{0,25} - 0,05t\right], t > t_B$	Mineralny olej napędowy/ Bio olej napędowy	N <sub>2</sub>	17,5	0,68	4 - 6 MPa
$\gamma = \left(\frac{Re}{We}\right)^2 \frac{\rho_f}{\rho_g}, Re = \frac{v_{inj} d_0}{\nu_f}, We = \frac{\rho_f v_{inj}^2 d_0}{\sigma_f}, v_{inj} = C_d \sqrt{\frac{2(p_{inj} - p_g)}{\rho_f}}, \rho_g - \text{gęstość gazu w komorze [kg/m}^3\text{], } d_0 - \text{średnica otworu dyszy wtryskiwacza [m], } l_0 - \text{długość otworu dyszy wtryskiwacza [m] } \rho_f - \text{gęstość paliwa [kg/m}^3\text{], } d_{sac} - \text{średnica gniazda iglicy wtryskiwacza [m], } v_{inj} - \text{prędkość wtrysku [m/s], } \nu_f - \text{lepkość kinematyczna paliwa [m}^2\text{/s], } \nu_g - \text{lepkość kinematyczna gazu w komorze [m}^2\text{/s], } \eta_g - \text{lepkość dynamiczna gazu [Pa} \cdot \text{s], } C_\theta - \text{współczynnik zależny od charakterystyki konstrukcyjnej wtryskiwacza, } p_{inj} - \text{ciśnienie wtrysku [Pa], } p_g - \text{ciśnienie w komorze [Pa], } \rho_g - \text{gęstość gazu w komorze [kg/m}^3\text{], } \theta - \text{kąt rozpylonej strugi paliwa [°].}$						

# Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

## Wykaz tabel oraz rysunków

### WYKAZ TABEL:

1. TAB. 1.1 ŚREDNIE ŚREDNICE ZASTĘPCZE ZBIORU KROPEL [15] .....	23
2. TAB. 1.2 PODSUMOWANIE OPTYCZNYCH METOD POMIAROWYCH W BADANIACH W SILNIKACH ZS .....	32
3. TAB. 1.3 BEZWYMIAROWE LICZBY KRYTERIALNE .....	36
4. TAB. 2.1 PARAMETRY DWU ETAPOWEGO MODELU MATEMATYCZNEGO STP .....	53
5. TAB. 2.2 MODELE MATEMATYCZNE KĄTA STOŻKA STRUGI ROZPYLANEGO PALIWA .....	56
6. TAB. 3.1 PARAMETRY TECHNICZNE KOMORY O STAŁEJ OBJĘTOŚCI .....	63
7. TAB. 3.2 PARAMETRY KONSTRUKCYJNE KOŃCÓWEK ROZPYLAJĄCYCH WTRYSKIWACZA SILNIKA OKRĘTOWEGO ZS .....	64
8. TAB. 3.3 PARAMETRY OLEJU NAPĘDOWEGO .....	64
9. TAB. 3.4 PARAMETRY TECHNICZNE KAMERY PHOTRON SA 1.1 .....	65
10. TAB. 3.5 PARAMETRY CZUJNIKA CIŚNIENIA - KISTLER TYPE 4067E .....	68
11. TAB. 3.6 RÓWNAANIA LINII TRENDU DLA ZASIĘGU STRUGI OLEJU NAPĘDOWEGO W POCZĄTKOWEJ FAZIE ROZPYLANIA .....	70
12. TAB. 3.7 PARAMETRY RÓWNAŃ REGRESJI DLA KĄTA STOŻKA STRUGI OLEJU NAPĘDOWEGO W POCZĄTKOWEJ FAZIE ROZPYLANIA .....	72
13. TAB. 5.1 PARAMETRY KONSTRUKCYJNE KOŃCÓWKI ROZPYLAJĄCEJ WTRYSKIWACZA SILNIKA OKRĘTOWEGO ZS76	
14. TAB. 5.2 WARUNKI GŁÓWNYCH BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH .....	77
15. TAB. 5.3 PARAMETRY MODELU KĄTA STOŻKA STRUGI WRAZ Z OBLICZONYMI WSKAŹNIKAMI STATYSTYCZNYMI .....	108
16. TAB. 5.4 PARAMETRY MODELU ZASIĘGU STRUGI ROZPYLONEGO OLEJU NAPĘDOWEGO WRAZ Z WYZNACZONYMI WSKAŹNIKAMI STATYSTYCZNYMI .....	120
17. TAB. 0.1 MODELE MATEMATYCZNE ZASIĘGU STRUGI ROZPYLONEGO PALIWA .....	142
18. TAB. 0.2 MODELE MATEMATYCZNE KĄTA STRUGI ROZPYLONEGO PALIWA .....	144

# Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

## WYKAZ RYSUNKÓW:

1. RYS. 1.1 ZMIANY DOPUSZCZALNYCH POZIOMÓW EMISJI  $\text{NO}_x$  ORAZ ILOŚCI SIARKI W PALIWIE W LATACH 2008 – 2022 [6] ..... 10
2. RYS. 1.2 WTRYSKIWACZ STOSOWANY W SILNIKACH ZS REGULOWANY NAPIĘCIEM SPRĘŻYNY ZA POMOCĄ ŚRUBY [14]: 1 - ROZPYLACZ WTRYSKIWACZA, 2 – OBSADA WTRYSKIWACZA, 3 – SPRĘŻYNA, 4 – POPYCHACZ DOCISKAJĄCY SPRĘŻYNĘ, 5 – ZŁĄCZE, 6 – PRZEWÓD DOPROWADZAJĄCY PALIWA (WYSOKIEGO CIŚNIENIA), 7 – PRZEWÓD PRZELEWOWY, 8 – ŚRUBA REGULACYJNA, 9 – IGLICA KONTROLNA, 10 – NAKRĘTKA MOCUJĄCA ROZPYLACZ ..... 17
3. RYS. 1.3 PRZYKŁAD ROZWINIĘCIA CHMURY ROZPYLONEGO PALIWA Z ZAZNACZONĄ NA CZERWONY KOLOR WARTOŚCIĄ ZASIĘGU STRUGI ROZPYLONEGO PALIWA ..... 20
4. RYS. 1.4 PRZYKŁAD ROZWINIĘCIA CHMURY ROZPYLONEGO PALIWA Z ZAZNACZONĄ NA CZERWONY KOLOR WARTOŚCIĄ KĄTA STOŻKA STRUGI ROZPYLANEGO PALIWA ..... 21
5. RYS. 1.5 SCHEMAT STANOWISKA POMIAROWEGO OPTYCZNĄ METODĄ TECHNIKAMI SCHLIERENA I MIE SCATTERING [24] ..... 27
6. RYS. 1.6 KONFIGURACJA SYSTEMU POMIAROWEGO METODĄ PIV [25]: 1 – Nd:YAG LASER, 2 – KOMPUTER, 3 – CCD KAMERA, 4 – STEROWNIK WTRYSKIWACZA, 5 – KOMORA O STAŁEJ OBJĘTOŚCI, 6 – GENERATOR IMPULSÓW, 7 – GENERATOR PODWÓJNEGO IMPULSU, 8 – GDI (GASOLINE DIRECT INJECTOR) WTRYSKIWACZ, 9 – SOCZEWKA CYLINDRYCZNA, 10 – CIŚNIENIOMIERZ, 11 – ZBIORNIK PALIWA, 12 – ZASOBNIK GAZOWEGO AZOTU, 13 – KONTROLER PODGRZEWACZA ..... 28
7. RYS. 1.7 ROZPAD STRUGI CIECZY POD WPŁYWEM: A) FAL SYMETRYCZNYCH, B) FAL NIESYMETRYCZNYCH, C) POD WPŁYWEM SIŁ AERODYNAMICZNYCH [15] ..... 34
8. RYS. 1.8 ROZPAD WTRÓRNY KROPLI [15] ..... 35
9. RYS. 1.9 OKREŚLENIE REŻIMU ROZPYLANIA NA PODSTAWIE WARTOŚCI LICZBY KRYTERIALNEJ  $Re$  I  $Z$  [33] ..... 37
10. RYS. 1.10 ROZPYLENIE PALIWA [35] ..... 38
11. RYS. 1.11 SCHEMAT FORMOWANIA STRUKTUR KAWITACYJNYCH W OTWORZE DYSZY WTRYSKIWACZA [36]... 39
12. RYS. 2.1 WPŁYW  $L/D$  NA DŁUGOŚĆ STRUGI W POSTACI CIEKŁEJ W WTRYSKIWANEJ STRUDZE PALIWA [47] .... 50
13. RYS. 3.1 KOMORA O STAŁEJ OBJĘTOŚCI ..... 63
14. RYS. 3.3 STANOWISKO POMIAROWE METODY OPTYCZNEJ TECHNIKĄ MIE SCATTERING: 1. WTRYSKIWACZ SILNIKA OKRĘTOWEGO ZS, 2. KOMORA O STAŁEJ OBJĘTOŚCI, 3. KAMERA PHOTRON SA1.1, 4. LAMPY HALOGENOWE O MOCY 250 W, 5. CZUJNIK CIŚNIENIA KISTLER TYPU 4067E, 6. ZAWÓR ELEKTROMAGNETYCZNY ..... 66
15. RYS. 3.4 PRZYKŁADOWA SERIA OBRAZÓW ZAREJESTROWANYCH PODCZAS WTRYSKU PALIWA Z WTRYSKIWACZA SILNIKA OKRĘTOWEGO O  $L/D = 10,9$ , CIŚNIENIA OTWARCIA 25 MPa I PRZECIWCIŚNIENIA 3,2 MPa ..... 67
16. RYS. 3.5 PRZYKŁADOWY WYNIK ŚREDNIEJ ZASIĘGU STRUGI OLEJU NAPĘDOWEGO W CZASIE, DLA  $L/D:10,9$  .. 69

## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

17. RYS. 3.6 PRZYKŁADOWY WYNIK ŚREDNIEJ KĄTA STOŻKA STRUGI OLEJU NAPĘDOWEGO W CZASIE DLA $L/D=10,9$ .....	71
18. RYS. 5.1 DEFINICJA KĄTA STOŻKA STRUGI ROZPYLANEGO OLEJU NAPĘDOWEGO W RAMACH ANALIZY GŁÓWNYCH BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH.....	79
19. RYS. 5.2 PRZYKŁADOWA CHARAKTERYSTYKA KĄT STOŻKA STRUGI ROZPYLANEGO OLEJU NAPĘDOWEGO OD ROZPOCZĘCIA WTRYSKU DO PEŁNEGO ROZWINIĘCIA STRUGI DLA TRZECH OBSERWACJI $L/D = 10,9$ , $P_o: 15 \text{ MPa}$ I $P_p: 3,2 \text{ MPa}$ .....	80
20. RYS. 5.3 STANOWISKO POMIAROWE EKSPERYMENTALNYCH BADAŃ GŁÓWNYCH.....	82
21. RYS. 5.4 PRZYKŁADOWY WYKRES CIŚNIENIA OLEJU NAPĘDOWEGO W INSTALACJI PRZED WTRYSKIWACZEM $P_i$ DLA $L/D: 10,9$ ; $P_o: 25 \text{ MPa}$ I $P_p: 3,2 \text{ MPa}$ .....	83
22. RYS. 5.5 PRZYKŁADOWE OBRAZY STRUGI ROZPYLANEGO OLEJU NAPĘDOWEGO DLA $L/D = 10,9$ , $P_o: 15 \text{ MPa}$ , $P_p: 3,2 \text{ MPa}$ .....	85
23. RYS. 5.6 KĄT STOŻKA STRUGI DLA $P_o: 15 \text{ MPa}$ , ORAZ $P_p: A. 3,2 \text{ MPa}$ , B. $4,3 \text{ MPa}$ .....	87
24. RYS. 5.7 KĄT STOŻKA STRUGI DLA $P_o: 25 \text{ MPa}$ , ORAZ $P_p: A. 3,2 \text{ MPa}$ , B. $4,3 \text{ MPa}$ .....	88
25. RYS. 5.8 KĄT STOŻKA STRUGI DLA $P_o: 35 \text{ MPa}$ , ORAZ $P_p: A. 3,2 \text{ MPa}$ , B. $4,3 \text{ MPa}$ .....	89
26. RYS. 5.9 KĄT STOŻKA STRUGI ROZPYLANEGO OLEJU NAPĘDOWEGO W ZALEŻNOŚCI OD $P_p: 3,2 \text{ MPa}$ I $4,3 \text{ MPa}$ , $L/D: 10,9; 9,5$ I $8,3$ ORAZ $P_o: A. 15 \text{ MPa}$ , B. $25 \text{ MPa}$ , C. $35 \text{ MPa}$ .....	91
27. RYS. 5.10 DEFINICJA ZASIĘGU STRUGI ROZPYLANEGO OLEJU NAPĘDOWEGO W RAMACH ANALIZY GŁÓWNYCH BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH: A. $3,62 \text{ ms}$ , B. $4,29 \text{ ms}$ , C. $4,96 \text{ ms}$ .....	94
28. RYS. 5.11 PRZYKŁADOWE CHARAKTERYSTYKI ZASIĘGU OLEJU NAPĘDOWEGO W ZALEŻNOŚCI OD $L/D= 10,9$ ; $9,5; 8,3$ ; DLA $P_o: 25 \text{ MPa}$ I $P_p: 3,2 \text{ MPa}$ .....	95
29. RYS. 5.12 ZASIĘG STRUGI ROZPYLANEGO OLEJU NAPĘDOWEGO DLA $P_o: 15 \text{ MPa}$ , ORAZ $P_p: A. 3,2 \text{ MPa}$ , B. $4,3$ $\text{MPa}$ .....	96
30. RYS. 5.13 ZASIĘG STRUGI ROZPYLANEGO OLEJU NAPĘDOWEGO DLA $P_o: 25 \text{ MPa}$ , ORAZ $P_p: A. 3,2 \text{ MPa}$ , B. $4,3$ $\text{MPa}$ .....	97
31. RYS. 5.14 ZASIĘG STRUGI ROZPYLANEGO OLEJU NAPĘDOWEGO DLA $P_o: 35 \text{ MPa}$ , ORAZ $P_p: A. 3,2 \text{ MPa}$ , B. $4,3$ $\text{MPa}$ .....	98
32. RYS. 5.15 ZASIĘG STRUGI W ZALEŻNOŚCI OD PRZECIWCISNIENIA W KOMORZE $P_p: 3,2 \text{ MPa}$ I $4,3 \text{ MPa}$ , DLA $P_o:$ $15 \text{ MPa}$ I $L/D: A. 10,9$ ; B. $9,5$ ; C. $8,3$ .....	101
33. RYS. 5.16 ZASIĘG STRUGI W ZALEŻNOŚCI OD PRZECIWCISNIENIA W KOMORZE $P_p: 3,2 \text{ MPa}$ I $4,3 \text{ MPa}$ , DLA $P_o:$ $25 \text{ MPa}$ I $L/D: A. 10,9$ ; B. $9,5$ ; C. $8,3$ .....	102
34. RYS. 5.17 ZASIĘG STRUGI W ZALEŻNOŚCI OD PRZECIWCISNIENIA W KOMORZE $P_p: 3,2 \text{ MPa}$ I $4,3 \text{ MPa}$ , DLA $P_o:$ $35 \text{ MPa}$ I $L/D: A. 10,9$ ; B. $9,5$ ; C. $8,3$ .....	104
35. RYS. 5.18 SCHEMAT PROCEDURY MODELOWANIA MATEMATYCZNEGO.....	106
36. RYS. 5.19 WERYFIKACJA WYNIKÓW KĄTA STOŻKA STRUGI OBLICZONYCH WEDŁUG MODELU (25) Z WYNIKAMI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH W ZALEŻNOŚCI OD $L/D: A. 10,9$ ; B. $9,5$ ; C. $8,3$ ; $P_i$ , I $P_p: 3,2 \text{ MPa}$ .....	110



## Wpływ parametrów strugi paliwa wtryskiwanego do cylindra silnika okrętowego na początkową fazę rozpylania

37. RYS. 5.20 WERYFIKACJA WYNIKÓW KĄTA STOŻKA STRUGI OBLICZONYCH WEDŁUG MODELU (25) Z WYNIKAMI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH W ZALEŻNOŚCI OD  $L/D$ : A. 10,9; B. 9,5; C. 8,3;  $P_i$ ,  $P_p$ : 4,3 MPA ..... 112
38. RYS. 5.21 WERYFIKACJA WYNIKÓW KĄTA STOŻKA STRUGI OBLICZONYCH WEDŁUG MODELU (25) Z WYNIKAMI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH W ZALEŻNOŚCI OD  $L/D$ : A. 10,9; B. 9,5; C. 8,3;  $P_o$ : 25 MPA,  $P_p$ : 3,2 MPA ..... 113
39. RYS. 5.22 WERYFIKACJA WYNIKÓW KĄTA STOŻKA STRUGI OBLICZONYCH WEDŁUG MODELU (25) Z WYNIKAMI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH W ZALEŻNOŚCI OD  $L/D$ : A. 10,9; B. 9,5; C. 8,3;  $P_o$ : 25 MPA,  $P_p$ : 4,3 MPA ..... 115
40. RYS. 5.23 WYNIKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH I OBLICZENIOWYCH WEDŁUG MODELU (25) W ZALEŻNOŚCI OD  $L/D$ : A. 10,9; B. 9,5; C. 8,3;  $P_o$ : 35 MPA  $P_p$ : 3,2 MPA ..... 116
41. RYS. 5.24 WYNIKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH I OBLICZENIOWYCH WEDŁUG MODELU (25) W ZALEŻNOŚCI OD  $L/D$ : A. 10,9; B. 9,5; C. 8,3;  $P_o$ : 35 MPA  $P_p$ : 4,3 MPA ..... 118
42. RYS. 5.25 WYNIKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH I OBLICZENIOWYCH WEDŁUG MODELU (27) ORAZ MODELI LITERATUROWYCH DLA WARTOŚCI  $L/D = 10,9$ ,  $P_o$ : 15 MPA ORAZ  $P_p$ : A. 3,2 MPA, B. 4,3 MPA..... 121
43. RYS. 5.26 WYNIKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH I OBLICZENIOWYCH WEDŁUG MODELU (27) ORAZ MODELI LITERATUROWYCH DLA WARTOŚCI  $L/D = 10,9$ ,  $P_o$ : 25 MPA ORAZ  $P_p$ : A. 3,2 MPA, B. 4,3 MPA..... 122
44. RYS. 5.27 WYNIKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH I OBLICZENIOWYCH WEDŁUG MODELU (27) ORAZ MODELI LITERATUROWYCH DLA WARTOŚCI  $L/D = 10,9$ ,  $P_o$ : 35 MPA ORAZ  $P_p$ : A. 3,2 MPA, B. 4,3 MPA..... 123
45. RYS. 5.28 WYNIKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH I OBLICZENIOWYCH WEDŁUG MODELU (27) ORAZ MODELI LITERATUROWYCH DLA WARTOŚCI  $L/D = 9,5$ ,  $P_o$ : 15 MPA ORAZ  $P_p$ : A. 3,2 MPA, B. 4,3 MPA..... 124
46. RYS. 5.29 WYNIKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH I OBLICZENIOWYCH WEDŁUG MODELU (27) ORAZ MODELI LITERATUROWYCH DLA WARTOŚCI  $L/D = 9,5$ ,  $P_o$ : 25 MPA ORAZ  $P_p$ : A. 3,2 MPA, B. 4,3 MPA..... 125
47. RYS. 5.30 WYNIKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH I OBLICZENIOWYCH WEDŁUG MODELU (27) ORAZ MODELI LITERATUROWYCH DLA WARTOŚCI  $L/D = 9,5$ ,  $P_o$ : 35 MPA ORAZ  $P_p$ : A. 3,2 MPA, B. 4,3 MPA..... 126
48. RYS. 5.31 WYNIKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH I OBLICZENIOWYCH WEDŁUG MODELU (27) ORAZ MODELI LITERATUROWYCH DLA WARTOŚCI  $L/D = 8,3$ ,  $P_o$ : 15 MPA ORAZ  $P_p$ : A. 3,2 MPA, B. 4,3 MPA..... 127
49. RYS. 5.32 WYNIKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH I OBLICZENIOWYCH WEDŁUG MODELU (27) ORAZ MODELI LITERATUROWYCH DLA WARTOŚCI  $L/D = 8,3$ ,  $P_o$ : 25 MPA ORAZ  $P_p$ : A. 3,2 MPA, B. 4,3 MPA..... 128
50. RYS. 5.33 WYNIKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH I OBLICZENIOWYCH WEDŁUG MODELU (27) ORAZ MODELI LITERATUROWYCH DLA WARTOŚCI  $L/D = 8,3$ ,  $P_o$ : 35 MPA ORAZ  $P_p$ : A. 3,2 MPA, B. 4,3 MPA..... 129