

Krzysztof WISŁOCKI<sup>1</sup>  
Ireneusz PIELECHA  
Jakub CZAJKA  
Dmitrij MASLENNIKOV

### **SYMULACYJNA METODA ANALIZY ROZPYLENIA PALIWA CIEKŁEGO Z WYKORZYSTANIEM WTRYSKIWACZY PIEZOELEKTRYCZNYCH**

*W artykule przedstawiono wyniki wykorzystania metody symulacyjnej do badania zasięgu strugi wtryskiwanego paliwa ciekłego z wtryskiwaczy piezoelektrycznych benzyny wykorzystywanych w nowoczesnych układach wtrysku wysokociśnieniowego. Omówiono budowę modelu i przebieg badania symulacyjnego. Weryfikację uzyskanych wyników przeprowadzono na podstawie badań eksperymentalnych prowadzonych na stanowisku wyposażonym w kamerę do szybkiego filmowania i cyfrowej analizy obrazu. W procedurze weryfikacyjnej uwzględniono wpływ przeciwności ośrodka na zasięg i prędkość rozprzestrzeniania się strugi.*

### **SIMULATION BASED METHODS OF LIQUID FUEL ATOMIZATION WITH THE USE OF PIEZOELECTRIC INJECTORS**

*The paper presents an attempt to apply a simulation method in the investigation into liquid fuel atomization generated from piezoelectric gasoline injectors used in modern high pressure injection systems. Individual stages of the simulation research have been discussed and an experimental verification of the method has been carried out. The results of the simulation and experimental research of the injection of liquid fuel have been presented in the form of influence of air backpressure on the fuel spray atomization and fuel propagation.*

## **1. WPROWADZENIE**

Symulacyjne metody badawcze dotyczące procesów silnikowych są ważnym narzędziem determinującym rozwój tej dziedziny techniki. Ich stosowanie pozwala w znacznym stopniu skrócić i zoptymalizować proces badawczy. Obecnie istnieje wiele programów symulacji procesów wewnątrzsilnikowych [9] wykorzystywanych do badań

---

<sup>1</sup>wszyscy: Politechnika Poznańska, Wydział Maszyn Roboczych i Transportu,  
ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, Polska, tel.: 061 665-2240, fax: 061 665-2207,  
e-mail: krzysztof.wislocki@put.poznan.pl, ireneusz.pielecha@put.poznan.pl

procesu wtrysku i spalania paliw ciekłych [2, 5, 6]. Jednym z nich jest pakiet oprogramowania FIRE firmy AVL. Pozwala ono na rozwiązywanie problemów związanych z modelowaniem chemicznych i fizycznych procesów występujących w silnikach spalinowych. Pakiet ten zawiera moduł ESET pozwalający na symulację procesów wtrysku i rozpylenia paliwa ciekłego [1].

Parametry wtryskiwanej strugi paliwa są bardzo istotne w aspekcie procesu tworzenia mieszanki palnej, szczególnie przy wykorzystaniu benzynowych wtryskiwaczy piezoelektrycznych. Ich główną zaletą jest możliwość uzyskania wielokrotnego podziału dawki paliwa przy względnie krótkich czasach między kolejnymi dawkami paliwa. Wtryskiwacze piezoelektryczne są wykorzystywane w układach bezpośredniego wtrysku benzyny drugiej generacji w układach HPI (*High Precision Injection*) silników BMW [7, 8].

Podjęty problem badawczy polegał na zastosowaniu metody optycznej obserwacji i cyfrowej analizy uzyskiwanych obrazów rozwoju strugi wtryskiwanego paliwa oraz jej symulacji w celu wyznaczenia wskaźników porównawczych strugi i na ich podstawie dokonanie zobiektywizowanej oceny przebiegu procesu wtrysku i rozpylenia paliwa. Szczególnie istotnym zagadnieniem było wyjaśnienie, w jaki sposób podstawowe parametry wtrysku benzyny (ciśnienie wtrysku, czas trwania wtrysku) wpływają na zmianę wybranych wskaźników porównawczych możliwych do określenia dla strugi wtryskiwanego paliwa. Dążono także do zebrania odpowiedniego materiału badawczego, który mógłby posłużyć do określenia związków funkcjonalnych pomiędzy tymi parametrami i wartościami wskaźników porównawczych. Symulacja cyfrowa pozwala na przewidywanie procesów wtrysku i rozpylenia paliwa.

## 2. PODSTAWY METODY OBLICZENIOWEJ

Badania rozpylenia paliwa obejmują wielofazowe zjawiska i wymagają jednoczesnego numerycznego rozwiązania równań dla fazy ciekłej i gazowej. W większości przypadków obliczenia dotyczące rozpylenia cieczy oparte są na metodzie zwanej *Discrete Droplet Method* [1, 4]. Metoda ta pozwala na rozwiązywanie równań różniczkowych drogi (trajektorii), pędu, ciepła i masy pojedynczych kropli paliwa.

Siła oddziałująca na cząstkę paliwa jest równa:

$$m_d \frac{du_{id}}{dt} = F_{idr} + F_{ig} + F_{ip} + F_{ib} \quad (1)$$

gdzie:  $m_d$  – masa cząstki paliwa,

$u_{id}$  – wektor prędkości cząstek paliwa,

$F_{ig}$  – siła obejmująca wpływ grawitacji i waporu – wzór (6),

$F_{ip}$  – siła ciśnienia, podana w postaci (7),

$F_{ib}$  – inne siły zewnętrzne (m.in. siły elektrostatyczne i magnetyczne),

$F_{idr}$  – siła oporu ruchu, określona jako:

$$F_{idr} = D_p \cdot u_{irel} \quad (2)$$

gdzie:  $D_p$  – jest funkcją oporu aerodynamicznego, zdefiniowaną jako:

$$D_p = \frac{1}{2} \rho_g A_d C_d |u_{rel}| \quad (3)$$

gdzie:  $C_d$  – współczynnik oporu powietrza, który jest funkcją liczby Reynoldsa  $Re_d$  i pola przekroju cząstki  $A_d$ .

W oprogramowaniu FIRE do wyznaczenia współczynnika oporu dla pojedynczej sfery wykorzystano formułę Schillera i Naumanna [1]:

$$\begin{cases} \frac{24}{Re_d} (1 + 0,15 Re_d^{0,687}) & Re_d < 10^3 \\ 0,44 & Re_d \geq 10^3 \end{cases} \quad (4)$$

Liczbę Reynoldsa przedstawiono z uwzględnieniem lepkości płynu  $\mu_g$ :

$$Re_d = \frac{\rho_g |u_{rel}| D_d}{\mu_g} \quad (5)$$

gdzie:  $\rho_g$  – gęstość gazu.

$F_{ig}$  jest siłą obejmującą wpływ grawitacji i wyporu:

$$F_{ig} = V_p \cdot (\rho_p - \rho_g) \cdot g_i \quad (6)$$

gdzie:  $\rho_p$  – gęstość cząstki,

$g_i$  – przyspieszenie ziemskie,

$V_p$  – objętość cząstki.

$F_{ip}$  to siła ciśnienia, podana w postaci

$$F_{ip} = V_p \cdot \nabla p \quad (7)$$

Wielkość  $F_{ib}$  zawiera inne siły zewnętrzne (m.in. siły elektrostatyczne i magnetyczne).

Wstawiając zależności (2)-(7) do równania (1) i dzieląc je przez masę cząstek  $m_d$  uzyskuje się równanie na przyspieszenie cząstki:

$$\frac{du_{id}}{dt} = \frac{3}{4} C_D \frac{\rho_g}{\rho_d} \frac{1}{D_d} |u_g - u_d| (u_{ig} - u_{id}) + \left(1 - \frac{\rho_g}{\rho_d}\right) g_i \quad (8)$$

które po scałkowaniu pozwala na określenie prędkości cząstki:

$$\frac{dx_{id}}{dt} = u_{id} \quad (9)$$

gdzie:  $x_{id}$  – wektor położenia cząstki.

Do określenia rozpadu kropli wykorzystano półempiryczny model (tzw. *sheet model*) w celu wyznaczenia warunków początkowych strugi (grubość, prędkość i długości rozpadu kropli – rys. 1).

Do symulacji wymagane są następujące dane wejściowe:

- liczba dawek paliwa,
- zewnętrzna i wewnętrzna średnica otworu wtryskiwacza,
- właściwości wtryskiwanej cieczy,
- zewnętrznej i wewnętrznej kąt stożka strugi paliwa,
- różnica ciśnień wtrysku,

Grubość strugi  $h$  jest obliczana na podstawie:

$$h = \left[ \frac{A \cdot 12 \cdot \dot{m}_l \cdot \mu_l \cdot (1+X)}{\pi \cdot \rho_l \cdot d_{out} \Delta p \cdot (1-X)^2} \right]^{0.5} \quad (10)$$

$$X = \frac{(d_{out} - 2 \cdot h)^2}{d_{out}^2} \quad (11)$$

gdzie:  $h$  [m] – grubość strugi,

$X$  [-] – stosunek stożka powietrza do całkowitej powierzchni,

$d_{out}$  [m] – zewnętrzna średnica otworu,

$\dot{m}_l$  [kg/s] – natężenie przepływu cieczy,

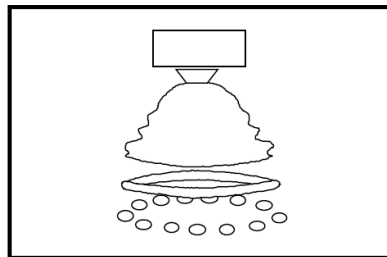
$\mu_l$  [kg/(ms)] – lepkość dynamiczna cieczy,

$\rho_l$  [kg/m<sup>3</sup>] – gęstości cieczy,

$\Delta p$  [Pa] – różnica ciśnień,

$A$  [-] – stała,  $A = 400$ ,

$\theta$  [deg] – połowa kąta stożka zewnętrznego.



Rys. 1. Etapy rozpadu strugi paliwa

Długość rozpadu cieczy uzyskuje się z równań Clarka i Dombrowskiego [1]:

$$B_L = B \cdot \left[ \frac{\rho_l \cdot \sigma \cdot \ln(\eta/\eta_0) \cdot h \cdot \cos \theta}{\rho_g^2 \cdot v_{rel}^2} \right]^{0.5} \quad (14)$$

gdzie:  $\ln(\eta/\eta_0)$  [-] – parametry określone doświadczalnie,  $\ln(\eta/\eta_0) = 12$ ,

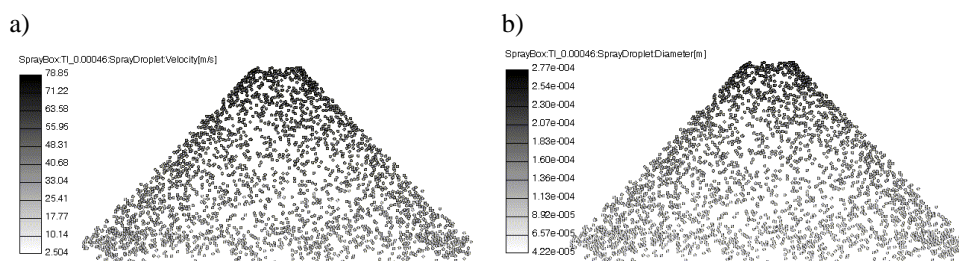
$v_{rel}$  [m/s] – prędkość względna między cieczą i gazem,

$\rho_g$  [kg/m<sup>3</sup>] – gęstości gazu,

$\sigma$  [N/m] - napięcie powierzchniowe,

$B$  [-] – stała, standardowo  $B = 3$ .

Powyższe równania wykorzystano do symulacji rozpylenia paliwa ciekłego z wykorzystaniem wtryskiwaczy piezoelektrycznych benzyny. Wyniki symulacji rozpylenia paliwa przedstawiono na rys. 2. Badania symulacyjne przeprowadzono dla wtryskiwacza piezoelektrycznego typu *outward-opening* stosowanego w układach bezpośredniego wtrysku benzyny drugiej generacji.



Rys. 2. Symulacja rozwoju strugi paliwa: a) prędkości kropli, b) średnica kropli ( $P_{wtr} = 20$  MPa;  $t_{wtr} = 0,5$  ms; dla czasu  $t = 0,46$  ms po rozpoczęciu wtrysku)

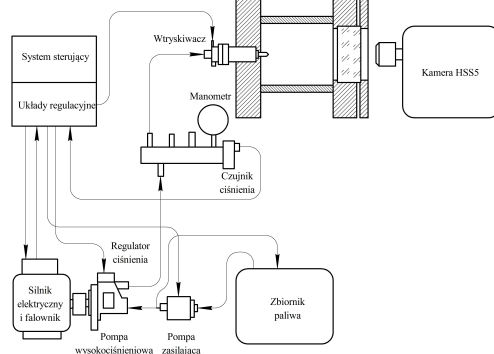
### 3. METODYKA BADAWCZA

Do weryfikacji badań symulacyjnych wykorzystano stanowisko badawcze (rys. 3) zbudowane z układu wtrysku wysokociśnieniowego benzyny wraz z pompami: wysokociśnieniową i zasilającą. Piezoelektryczny wtryskiwacz benzyny umieszczono w komorze pomiarowej, w której można zmieniać ciśnienie powietrza w granicach 0-4,0 MPa. Usytuowanie wtryskiwacza pozwala na obserwację rzutu stożka rozpylenia strugi paliwa.

Wykorzystywana w badaniach kamera do szybkiego filmowania (do 250 000 klatek/s) typu High Speed Star 5 firmy LaVision jest wyposażona w monochromatyczny przetwornik obrazu typu CMOS. Szybkość filmowania ograniczono do 10 000 klatek na sekundę (rozdzielczość czasowa 100 us) w celu uzyskania rozdzielczości obrazu 512 x 512 pikseli (rozmiar piksela 17 x 17 um). Zakres widmowy rejestracji wynosił 380-800 nm.

Pracą układu sterowało urządzenie komputerowe (*sequencer*) generujący poszczególne sygnały do elementów wykonawczych. Pozwala ono na wystawianie pracą poszczególnych elementów układu badawczego: otwarciem dolotu i otwarciem wylotu powietrza zasilającego, wystawianiem wtryskiwacza oraz wyzwoleniem impulsu elektrycznego do rozpoczęcia procesu filmowania.

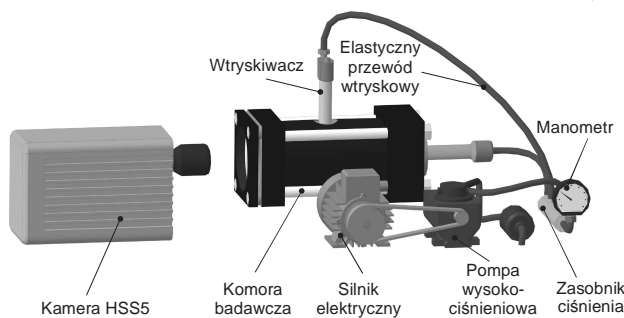
Badania wykonano dla dwóch ciśnień wtryskiwanego paliwa: 5 i 20 MPa (tab. 1). Wartości te wybrano jako graniczne występujące w obecnych układach wtryskowych. Wyznaczają one jednak kolejny etap rozwoju tych układów. Badania wykonano dla wariantu pozwalającego na filmowanie zasięgu liniowego – obejmował on prostopadłe ustawienie wtryskiwacza w stosunku do osi kamery (rys. 4).



Rys. 3. Stanowisko do badania rozpylenia paliwa

Tab. 1. Parametry badań wtrysku paliwa do komory z przeciwnieniem

Nr	Ciśnienie paliwa $P_{inj}$ [MPa]	Ciśnienie powietrza $P_{air}$ [MPa]	Temperatura powietrza $t_{air}$ [°C]	Temperatura paliwa $t_{fuel}$ [°C]	Kod badania $P_{inj}$ - $P_{air}$ - $t_{air}$ - $t_{fuel}$
1	5	0,5	20	20	HPI-50-5-20-20
2		1,5			HPI-50-15-20-20
3	20	0,5			HPI -200-5-20-20
4		1,5			HPI -200-15-20-20

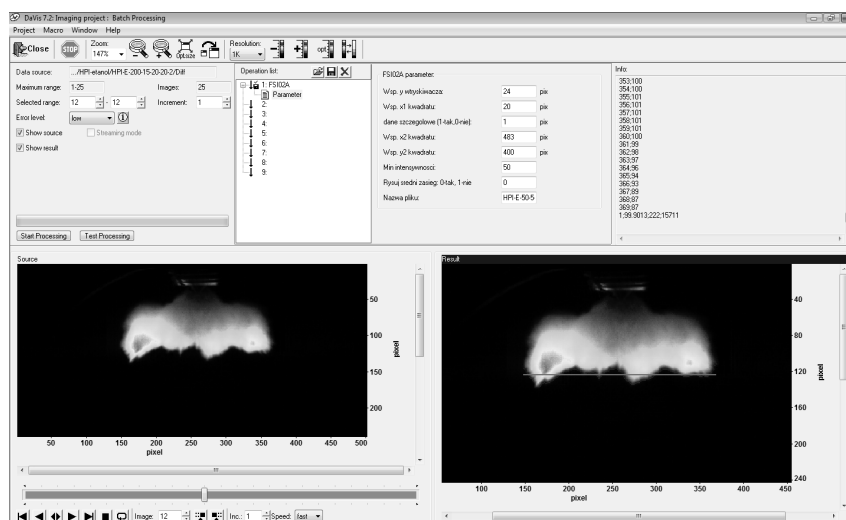


Rys. 4. Sposób umieszczenia wtryskiwacza i filmowania strugi paliwa w komorze

Analizę zasięgu strugi paliwa, jego rozpylenia i prędkości opracowano z wykorzystaniem programu DaVis firmy LaVision stosując własne podprogramy na bazie języka Command Language CL [3].

Liniowy zasięg strugi wyznaczono według następującego algorytmu (rys. 5):

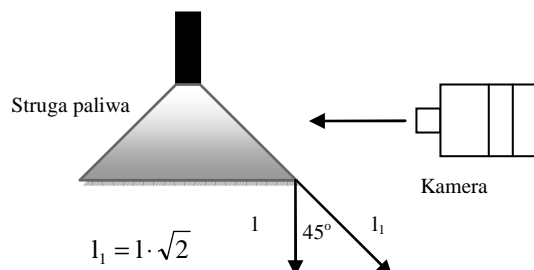
- a) określono położenie początkowe wypływu paliwa z wtryskiwacza we współrzędnych X i Y;
- b) wyznaczono wartości zasięgu strugi paliwa dla pojedynczego zdjęcia analizując całą szerokość strugi wtryskiwanego paliwa na podstawie jego luminancji;
- d) uwzględniając czas między kolejnymi zdjęciami wyznaczono wartości prędkości przemieszczania się czoła strugi wtryskiwanego paliwa.
- c) wyznaczono wartość średniego zasięgu dawki wtryskiwanego paliwa;



Rys. 5. Sposób wyznaczania liniowego zasięgu strugi w programie DaVis

Liniowy zasięg strugi paliwa określono jako odległość strugi wtryskiwanego paliwa od miejsca jego wypływu z wtryskiwacza i odnoszona do średniej wartości z poszczególnych odległości strugi w zakresie jednego zdjęcia. Linowy zasięg oznacza prostopadłe usytuowanie osi kamery w stosunku do osi wtryskiwacza.

Prędkość strugi paliwa określono jako średni zasięg strugi odniesiony do czasu trwania wtrysku paliwa. Z geometrii wtryskiwacza wiadomo, że kąt strugi wynosi  $90^\circ$ . Biorąc pod uwagę fakt analizy obrazu płaskiego, rzeczywistą wartość prędkości czoła strugi uzyskano z zasięgu strugi zwiększonego o wartość wynikającą z zależności geometrycznych (rys. 6).



Rys. 6. Analiza geometryczna strugi i sposób wyznaczenia rzeczywistych wartości prędkości czoła strugi wtryskiwanego paliwa

#### 4. BADANIA WPŁYWU PRZECIWCISNIENIA NA ZASIĘG STRUGI PALIWA

Sfilmowany zasięg strugi i symulacja wtrysku paliwa dla ciśnienia 5 MPa oraz dla wartości przeciwcisnienia 0,5 MPa i dla czasu 0,5 ms od początku wtrysku przedstawiono na rys. 7.

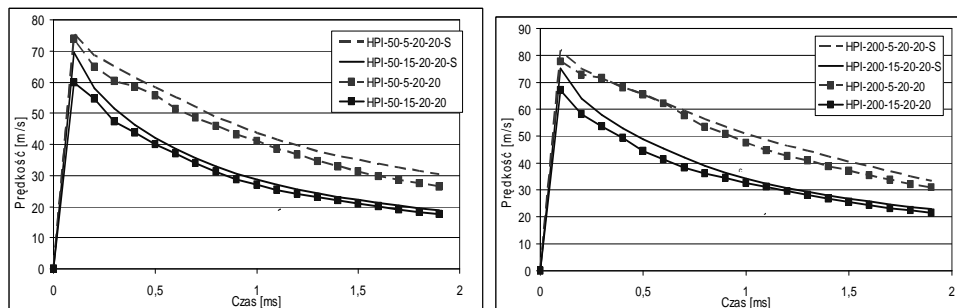
Tak obliczone wartości prędkości przedstawiono na rys. 8.

Wzrost przeciwcisnienia wpływa na znaczne ograniczenie prędkości strugi paliwa. Po czasie 0,2 ms występuje wyraźne zmniejszenie prędkości strugi paliwa. Po zakończeniu wtrysku zmiany są niezauważalne.

		Ciśnienie paliwa $P_{\text{pal}} = 5 \text{ MPa}$ , ciśnienie powietrza $P_{\text{pow}} = 0,5 \text{ MPa}$		
Czas [us]		100	300	500
Badania				
	Symulacja			

Rys. 7. Obrazy zasięgu strugi paliwa podczas wtrysku wysokociśnieniowego benzyny do komory z przeciwcisnieniem i symulacja wtrysku ( $t_{\text{wtr}} = 500 \text{ us}$ )



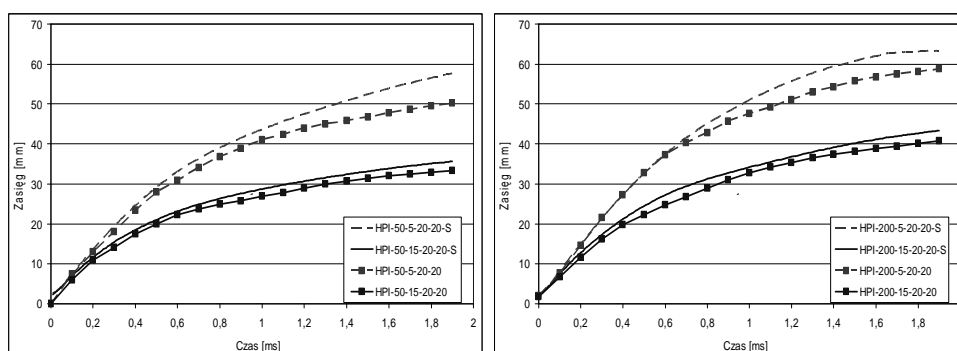


Rys. 8. Porównanie wyników symulacji i badań stanowiskowych wpływu przeciwności i ciśnienia wtrysku paliwa na prędkość czoła strugi ( $P_{wtr} = 5; 20$  MPa;  $t_{wtr} = 500$  us; przeciwności  $P_{pow} = 0,5; 1,5$  MPa)

## 5. OCENA POPRAWNOŚCI MODELU SYMULACYJNEGO

W analizowanych badaniach uzyskano dużą zgodność wyników symulacji z rzeczywistymi wartościami prędkości strugi paliwa. Uzyskiwane rozbieżności są największe w początkowej fazie wtrysku, co może wynikać z niedokładności metod optycznych wyznaczania początku strugi i jej zasięgu.

Szczegółową analizę zasięgu wtrysku paliwa przedstawiono poniżej. Wzrost wartości przeciwności (rys. 9) wyraźnie zmniejsza zasięg strugi wtryskiwanego paliwa. Kodowanie przebiegów zgodne jest z tab. 1. Charakter zmian zasięgu podczas wtrysku paliwa o ciśnieniu  $P_{wtr} = 20$  MPa nie ulega zmianie w stosunku do wtrysku paliwa o ciśnieniu  $P_{wtr} = 5$  MPa. Odmienne są natomiast wartości samego zasięgu. Maksymalne mierzone wartości zasięgu strugi przy ciśnieniu wtrysku 5 MPa i przeciwności 0,5 MPa wynoszą 50,2 mm a przy ciśnieniu  $P_{wtr} = 20$  MPa i niezmiennym przeciwności wynoszą 58,7 mm. Przy ciśnieniu wtrysku 20 MPa zwiększenie przeciwności od 0,5 do 1,5 MPa powoduje zmniejszenie zasięgu strugi o 30%. Maksymalne zmiany zasięgu wynoszą 33% przy ciśnieniu wtrysku 5 MPa i zwiększeniu przeciwności od 0,5 do 1,5 MPa.



Rys. 9. Porównanie wyników symulacji i badań stanowiskowych wpływu przeciwności powietrza na zasięg strugi wtryskiwanego paliwa ( $P_{wtr} = 5; 20$  MPa;  $t_{wtr} = 500$  us; przeciwności  $P_{pow} = 0,5; 1,5$  MPa)

Zasięg strugi paliwa obliczony podczas badań symulacyjnych jest większy. Wynika to z tego, że obserwacja kropeł o małej średnicy jest skomplikowana i nie zawsze rejestrowana metodami optycznymi. Maksymalna różnica pomiędzy wynikami symulacji i badaniami zasięgu strugi wynoszą około 12% (dla  $P_{wtr} = 5$  MPa i przeciwcisnieniu 0,5 MPa, dla czasu  $t_1 = 1,9$  ms od rozpoczęcia wtrysku). Zwiększenie ciśnienia wtrysku i przeciwcisnienia powoduje zmniejszenie różnicy pomiędzy wynikami symulacji i badaniami. Podczas pierwszej fazy wtrysku (do czasu około 0,7 ms) nie obserwuje się różnic w zasięgu strugi między badaniami symulacyjnymi i rzeczywistymi. Po tym czasie występują zmiany w uzyskanych zasięgach strugi paliwa, tym większe im mniejsze jest przeciwcisnienie powietrza.

## 6. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych badań i symulacji wtrysku paliwa stwierdzono, że:

1. Symulacja pozwala na dokładne określenie parametrów strugi paliwa, pod warunkiem właściwego uwzględnienia parametrów wejściowych strugi oraz geometrii wtryskiwacza.
2. Zasięg strugi paliwa obliczony podczas badań symulacyjnych jest większy. Wynika to z tego, że obserwacja kropeł o małej średnicy jest skomplikowana i nie zawsze rejestrowana metodami optycznymi.
3. Podczas pierwszej fazy wtrysku (do czasu około 0,7 ms) nie obserwuje się różnic w zasięgu strugi uzyskanym dwoma metodami. Po tym czasie występują zmiany w zasięgach strugi paliwa, tym większe im mniejsze jest przeciwcisnienie powietrza.
4. Przeciwcisnienie powietrza znacznie silniej niż ciśnienie wtrysku paliwa oddziałuje na wartości zasięgu strugi paliwa.
5. Maksymalne wartości prędkości czoła strugi określone zostały w początkowej fazie wtrysku i wynosiły około 80 m/s. Wraz ze wzrostem przeciwcisnienia o 1 MPa maksymalne wartości prędkości zmniejszyły się o około 15%. Większe ciśnienia wtrysku powodują zmianę maksymalnych prędkości o 6%. Po czasie 0,2 ms od początku wtrysku występuje wyraźne zmniejszenie prędkości strugi paliwa.

*Praca naukowa finansowana ze środków na naukę w latach 2010-2012 jako projekt badawczy Nr NN 502 088438.*

## 7. BIBLIOGRAFIA

- [1] AVL FIRE ver. 2009, ICE Physics&Chemistry. AVL Graz 2009.
- [2] Befrui B., Corbinelli G., Robart D., Reckers W., *Luxembourg G.D.: LES Simulation of the Internal Flow and Near-Field Spray Structure of an Outward-Opening GDI Injector and Comparison with Imaging Data*, SAE Technical Paper 2008-01-0137.
- [3] Davis 7.2. LaVision, Göttingen, Niemcy. [www.lavision.de](http://www.lavision.de)
- [4] Dukowicz, J.K.: *A Particle-Fluid Numerical Model for Liquid Sprays*, J. Comp. Physics, 35, 229-253, 1980.
- [5] Iyer C.O., Han Z., Yi J.: *CFD Modeling of a Vortex Induced Stratification Combustion (VISC) System*, SAE Technical Paper 2004-01-0550.

- 
- [6] Kim S.-J., Kim Y.-N., Lee J.-H.: *Analysis of the In-Cylinder Flow, Mixture Formation and Combustion Processes in a Spray-Guided GDI Engine*, SAE Technical Paper 2008-01-0142.
  - [7] Lohfink C., Baecker H., Tichy M.: *Experimental Investigation on Catalyst-Heating Strategies and Potential of GDI Combustion Systems*, SAE Technical Paper 2008-01-2517.
  - [8] Schwarz Ch., Schünemann E., Durst B., Fischer J., Witt A.: *Potentials of the Spray-Guided BMW DI Combustion System*, SAE Technical Paper 2008-01-1265.
  - [9] Szpica D.: *Simulation tests on air flow through selected types of throttle bodies*, Combustion Engines, PTNSS-2010-SS1-105, 1/2010 (140).