

T. Michałek, S. Błoński, T.A. Kowalewski

IPPT PAN, Zakład Mechaniki i Fizyki Płynów, Warszawa

Model przepływowy sektora komory spalania turbiny gazowej*

SŁOWA KLUCZOWE: turbulencja, PIV, pomiary termoanemometryczne, model k- ϵ , Fluent

STRESZCZENIE: Symulacja przepływu w segmencie komory spalania obejmuje badania eksperymentalne, jak i obliczenia numeryczne, których końcowym celem jest zaprojektowanie nowego kształtu komory. Analizowano wpływ geometrii komory na strukturę przepływu. Badania eksperymentalne dotyczą wizualizacji przepływu, wyznaczenia pól prędkości oraz wielkości charakteryzujących przepływ turbulentny. Badania przeprowadzono z wyłączeniem procesów spalania, przy wykorzystaniu cyfrowej anemometrii obrazowej (Particle Image Velocimetry) oraz punktowych pomiarów termoanemometrycznych. Do symulacji numerycznej przepływu turbulentnego wykorzystano model k- ϵ programu Fluent. Porównano rezultaty doświadczalne z wynikami symulacji numerycznych w celu uwiarygodnienia modelu numerycznego i weryfikacji założeń dla przyjętego modelu turbulencji.

1 WSTĘP

Turbiny gazowe znajdują szerokie zastosowanie przy konstrukcji napędów lotniczych, pomp, sprężarek, napędów pojazdów pływających i trakcyjnych oraz przy przesyłaniu gazu na duże odległości [1-2]. Toteż celowa jest optymalizacja kształtu komory spalania mająca za zadanie poprawić jej efektywność i sprawność. Dodatkowo modyfikacja geometrii komory ma ograniczać niekorzystną emisję szkodliwych związków (NO_x) do środowiska naturalnego poprzez realizację dopalania mieszanki jeszcze wewnątrz komory. Zamierzeniem autorów jest osiągnięcie tego celu poprzez odpowiednie ukształtowanie przepływu, tak aby po iniekcji paliwa mieszanka pozostawała przez jak najdłuższy czas w komorze, dzięki czemu efekt dopalenia byłby największy. Dodatkową korzyścią płynącą ze zmian w geometrii komory może okazać się obniżenie kosztów jej produkcji, gdyż dopalanie paliwa nie będzie musiało być realizowane poprzez powtórne wprowadzanie niedopalonej mieszaniny. Wprowadzone zmiany geometrii nie mogą zakłócić podstawowych wymagań potrzebnych do bezpiecznej pracy komory, a mianowicie stateczności (ciągłości) spalania oraz stabilnego pola temperatur wewnątrz komory.

Trudności eksperymentalne i numeryczne stanowią poważną przeszkodę dla modelowania i weryfikacji pracy komory w trakcie spalania. Z tego względu pierwszym etapem optymalizacji jest dogłębne poznanie i zbadanie charakteru samego przepływu, zaobserwowanie zmian w przepływie spowodowanych zmianami geometrii oraz wyznaczenie wielkości charakteryzujących przepływ w modelu. Wyłączenie na tym etapie procesów spalania jest z pewnością dużym uproszczeniem, jednak umożliwia pełną kontrolę eksperymentalną i numeryczną badanych zjawisk.

Przeprowadzone doświadczenia, jak i obliczenia numeryczne dotyczyły turbulentnego przepływu powietrza w wykonanym z przezroczystego materiału segmencie o wymiarach 210 x 120 x 50 mm, będącym jedynie wycinkiem rzeczywistej komory spalania. Zbudowany model doświadczalny pozwala na łatwą modyfikację geometrii, głównie poprzez zmiany w systemie kierowania powietrza

* Badania realizowane w ramach projektu FLOXCOM 5PR UE.

do dwóch kanałów wlotowych i jednego wylotowego. Takie modyfikacje mają duży wpływ na strukturę wirową odpowiedzialną za proces mieszania we wnętrzu komory.

Badania eksperymentalne obejmują wizualizację przepływu przy wykorzystaniu posiewu i super szybkiej kamery wideo (HS40, 4500fps), oraz wyznaczenie pól prędkości metodą cyfrowej anemometrii obrazowej (Particle Image Velocimetry), polegającej na korelacji dwóch obrazów. W obecnej fazie badań pomiary ograniczają się do badań struktur przepływu w płaszczyźnie symetrii kanału, oświetlonej odpowiednio sformowaną wiązką światła laserowego (technika noża świetlnego). Pomiary pól prędkości wykonane wysokorozdzielczą kamerą (1280x1024 pikseli) dla długich sekwencji obrazów (ok. 300 w jednej serii) umożliwiają wyznaczenie podstawowych charakterystyk turbulentnych badanego przepływu jednocześnie w całym dwuwymiarowym przekroju komory. Dodatkowo w celu zbadania fluktuacji prędkości zastosowano metodę punktowego pomiaru termooanemometrycznego w centralnej części komory.

Przepływ w modelu symulowany jest numerycznie dla stacjonarnego modelu turbulencji k-ε, przy użyciu komercyjnego kodu Fluent 6.0 (Fluent. Inc). Obliczenia numeryczne umożliwiają m.in. symulacje torów wirtualnych cząstek, co ułatwia analizę procesów mieszania. Optymalizacja tego procesu poprzez dobranie odpowiedniego kształtu komory ma pozwolić na takie ukształtowania struktury wirowej w komorze, aby uzyskać efekt dodatkowego „dopalania” paliwa. Jest to jeden z głównych celów projektu FLOXCOM.

Porównanie rezultatów doświadczalnych z wynikami symulacji ma umożliwić uwiarygodnienie modelu numerycznego i weryfikację założeń modelu turbulencji. Tak uwiarygodniony model numeryczny zostanie wykorzystany do dalszej optymalizacji geometrii komory, a w dalszej perspektywie uzupełniony modelami procesów spalania.

2 BADANIA EKSPERYMENTALNE

Badania eksperymentalne przeprowadzono w segmencie komory o wymiarach 210 x 120 x 50 mm wykonanej z przezroczystego materiału (plexi). Przekrój poprzeczny przez segment komory został przedstawiany na Rys. 1. Komora posiada dwa niezależne wloty i jeden wylot. Komora została tak zbudowana, aby istniała możliwość zmian w sposobie kierowania powietrza z kanałów wlotowych do kanału wylotowego, poprzez modyfikację długości elementów komory zaznaczonych na Rysunku 1 kolorem żółtym. Badano następujące konfiguracje ustawień tych elementów:

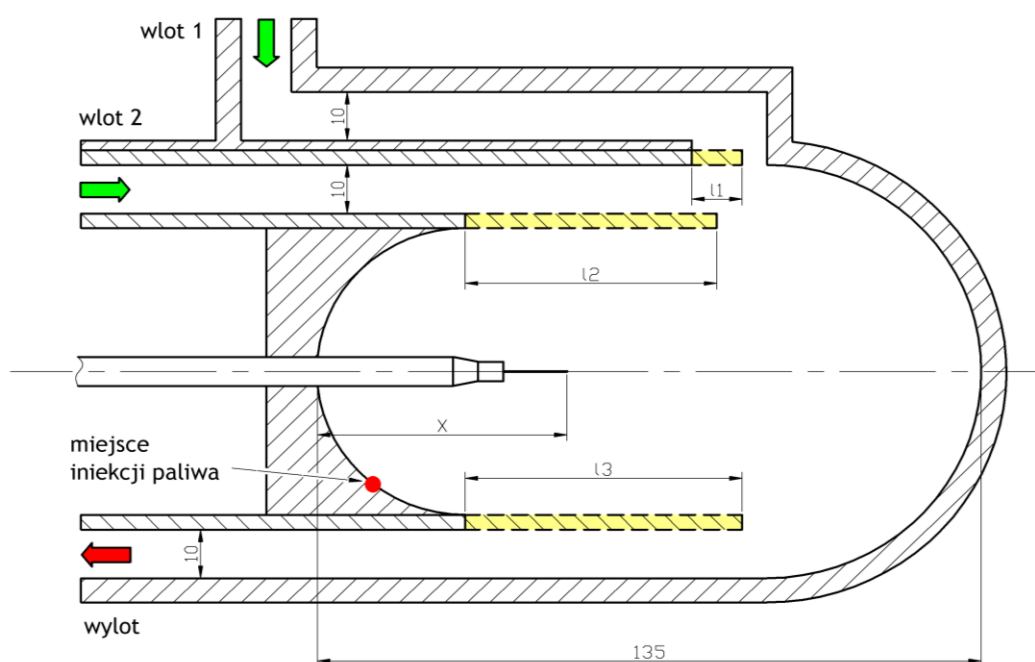
- konfiguracja A – płyta górna o długości l_1 maksymalnie wysunięta w ten sposób, że zamykała całkowicie wlot1, płyta środkowa o długości l_2 maksymalnie wysunięta, płyta dolna o długości l_3 usunięta
- konfiguracja B – płyta górna o długości l_1 usunięta, płyta środkowa o długości l_2 maksymalnie wysunięta, płyta dolna o długości l_3 usunięta
- konfiguracja C – płyta górna o długości l_1 usunięta, płyta środkowa o długości l_2 maksymalnie wysunięta, płyta dolna o długości l_3 również maksymalnie wysunięta

Trzy powyższe konfiguracje wybrano do dalszych bardziej szczegółowych prac eksperymentalnych na podstawie bezpośredniej obserwacji, ponieważ otrzymywano jakościowo różne rodzaje przepływu.

Przeprowadzone badania eksperymentalne obejmowały bezpośrednią wizualizację przy pomocy super szybkiej kamery wideo, metodę anemometrii obrazowej (PIV) oraz metodę termooanemometryczną pomiaru prędkości. Stanowisko eksperymentalne wykorzystywane do bezpośredniej obserwacji przepływu oraz cyfrowej anemometrii obrazowej stanowiły: superszybka kamera (do 40500 klatek na sekundę), kamera CCD wysokiej rozdzielczości (1280 x 1024), stały laser argonowy 5W, tandem laserów impulsowych (Nd – YAG, 35mJ/5ns), pompa ssąca, generator mgły, układ zwierciadeł, monitor i komputer. Schemat układu eksperymentalnego oraz fotografie segmentu komory przedstawiono na Rys. 2a i 2b. Precyzyjne badania termooanemometryczne prędkości we wnętrzu komory zostały wykonane cztero kanałowym termooanemometrem ATU 2001 wykonanym w Pracowni Metrologii Przepływów Instytutu Mechaniki Górotworu PAN.

Bezpośrednia wizualizacja polegała na rejestracji szybką kamerą wideo serii zdjęć zassysania powietrza z posiewem. Kamera rejestrowała ruch posiewu oświetlonego płaszczyzną świetlną lasera argonowego z kierunku prostopadłego. Dokonano rejestracji przepływu powietrza dla trzech opisanych powyżej konfiguracji.

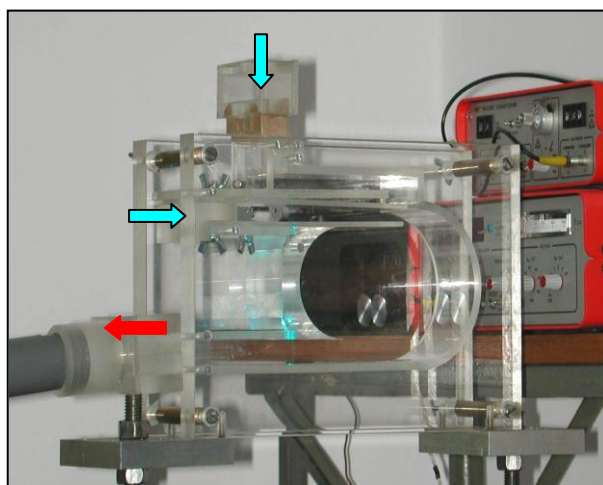
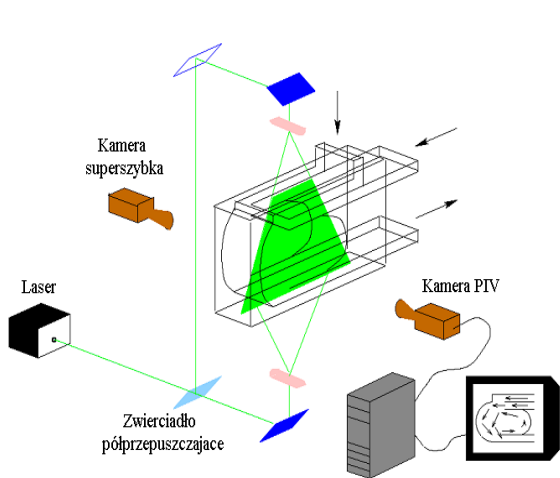
Przy konfiguracji A obserwowano najmniej złożone struktury przepływu (Rys 3A), wpadające powietrze przemieszczało się głównie przy prawej ścianie komory wylatując bezpośrednio do wylotu. Główny strumień powietrza nie wywoływał pożądanej cyrkulacji w centralnej części komory. W konfiguracji B w skutek otwarcia dopływu powietrza z wlotu 1 główny strumień powietrza odchylił się ku centralnej części komory, pozostawiając martwy obszar przy prawej ścianie w górnej części komory. Taki przepływ powodował większą cyrkulację w centralnej i lewej części komory w stosunku do poprzedniej konfiguracji (Rys. 3B). Najlepsze efekty cyrkulacji powietrza wewnątrz komory oraz w pobliżu projektowanego miejsca iniekcji paliwa obserwowano dla konfiguracji C (Rys. 3C). Ponieważ podobnie jak w konfiguracji B główny strumień powietrza przechodził w pewnej odległości od prawej ścianki na skutek otwartego wlotu 1 oraz dodatkowo część powietrza w dolnej części komory pozostawała wciągana w główny wir w centralnej części komory dzięki maksymalnie wysuniętej łopatkę o długości l_3 . W prawej górnej części komory, między głównym strumieniem powietrza a ścianką tworzył się niepożądany wir przeciwnie skierowany w stosunku do głównego wiru w centralnej części komory.



Rys 1. Przekrój poprzeczny przez segment komory spalania

Do wyznaczenia dwuwymiarowego pola prędkości w płaszczyźnie centralnie przecinającej komorę wykorzystana została cyfrowa anemometria obrazowa (Particle Image Velocimetry). Technika ta polega na znalezieniu przemieszczenia poruszających się razem z płynem cząstek znacznikowych. W naszych doświadczeniach jako znaczniki były używane zarodniki grzybów (*Lycopodium*) oraz puste kulki szklane o średnicy około $6\ \mu\text{m}$. Przemieszczenie w przepływie wyznaczone jest po obliczeniu funkcji korelacji pomiędzy fragmentami analizowanych obrazów dla dwu kolejnych rejestracji dokonanych w znanym odstępie czasu [7]. Układ tandemu laserów Nd-Yag pozwalał na rejestrację dwóch kolejnych obrazów w odstępie czasu od 200 ns do 1 ms w zależności od szybkości przepływu. Większość pomiarów metodą PIV przeprowadzono dla par obrazów rejestrowanych w odstępie czasowym $70\ \mu\text{s}$. Podobnie jak dla wizualizacji szybką kamerą, kamera rejestrowała obraz posiewu oświetlonego płaszczyzną światła tandemu laserów impulsowych z kierunku prostopadłego. Schematyczne stanowisko eksperymentalne przy wykonywaniu pomiarów przedmiotową techniką przedstawiono na Rys. 2a. W celu uzyskania wartości charakteryzujących turbulencję wykonywano serie kilkunastu par zdjęć, dla których wyznaczano metodą PIV pole prędkości, a następnie tak

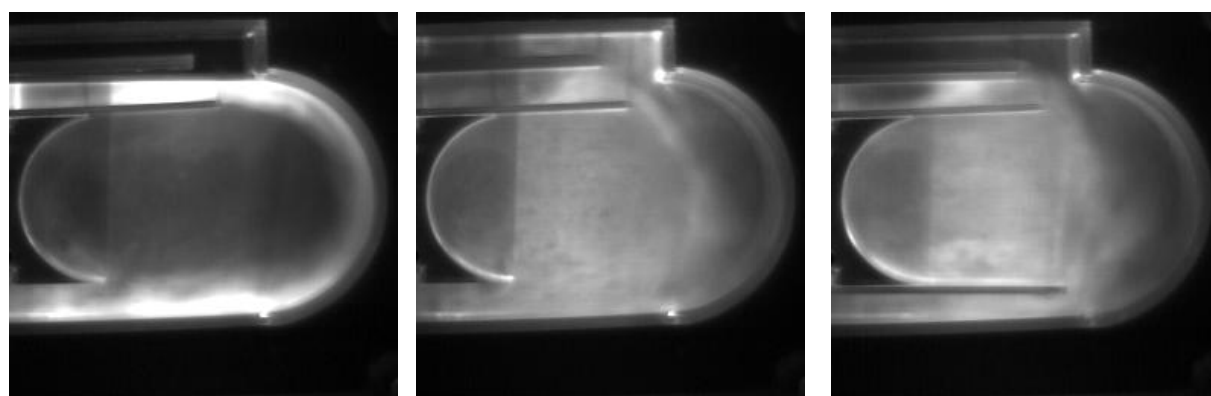
otrzymane dane uśredniano. Ze względu na trudności eksperymentalne (w komorze gromadziła się za duża ilość znaczników, co uniemożliwiało dalszą rejestrację) nie można było rejestrować dowolnie dużej ilości par zdjęć, toteż eksperyment był powtarzany kilkadziesiąt razy.



Rys. 2a. Schemat stanowiska eksperymentalnego wykorzystywanego przy cyfrowej anemometrii obrazowej

Rys. 2b. Fotografia segmentu komory

Pomiary termoanemometryczne zostały wykonane z wykorzystaniem czterokanałowego termoanemometru ATU 2001 wykonanego w Pracowni Metrologii Przepływów Instytutu Mechaniki Górotworu PAN. Metoda ta polega na wyznaczeniu prędkości przepływu powietrza poprzez pomiar strat ciepłych grzanego elementu umieszczonego we wnętrzu segmentu komory [6]. Przeprowadzenie bilansu cieplnego dla włókna umożliwia wyliczenie punktowej wartości prędkości w powietrzu. Pomiary te zostały przeprowadzone przez umieszczenie włókna w płaszczyźnie centralnej komory dla punktów położonych wzdłuż najdłuższej średnicy wewnątrz komory, tak jak pokazano na Rys. 1. Pomiary zostały wykonane w 26 równoodległych punktach, dla każdego punktu pomiarowego wykonano 30000 pomiarów z częstotliwością 10 kHz. Wykonano 10 takich serii pomiarowych, czyli dla każdego punktu pomiarowego otrzymano 300000 chwilowych wartości prędkości. Dzięki tego typu pomiarom możliwe jest wyznaczenie średnich wartości prędkości oraz dzięki dużej statystyce określenie fluktuacji prędkości w celu scharakteryzowania turbulencji.



Konfiguracja A

Konfiguracja B

Konfiguracja C

Rys 3. Wizualizacja przepływu super szybką kamerą w trzech konfiguracjach.

3 SYMULACJA NUMERYCZNA

Badany przepływ jest turbulentny, liczba Reynoldsa zdefiniowana na podstawie długości kanału ($L = 0.15$ m) zawiera się w zakresie $1 \cdot 10^5 - 4 \cdot 10^5$. Wyniki pomiarów doświadczalnych wskazujących na losowy charakter pól prędkości. Obliczenia numeryczne przepływu wewnątrz segmentu komory zostały wykonane przy wykorzystaniu pół empirycznego modelu turbulencji $k - \varepsilon$, przy użyciu komercyjnego kodu Fluent 6.0, wykorzystującego metodę objętości skończonych. Modelowano trójwymiarowy stacjonarny nieściśliwy przepływ powietrza w komorze o geometrii identycznej jak w eksperymencie (Rys. 1). Właściwości powietrza gęstość i lepkość przyjęto jako stałe ($\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$, $\nu = 1.7894 \cdot 10^{-5} \text{ kg/ms}$).

W celu otrzymania równań modelujących przepływ turbulentny, które wykorzystuje się w modelu $k - \varepsilon$, stosuje się metodę uśredniania do równań Naviera – Stokesa (tzw. RANS model, Reynolds Averaged Navier – Stokes Equation [3][4]). Metoda ta polega na rozbiciu wektorów prędkości oraz pozostałych funkcji skalarnych (w naszym przypadku ciśnienia) na sumę wartości uśrednionej plus wartość fluktuacji, co można zapisać następująco:

$$u_i(x, t) = \bar{u}_i(x) + u'_i(x, t) \quad (3.1)$$

$$p(x, t) = \bar{p}(x) + p'(x, t) \quad (3.2)$$

gdzie u_i wektory prędkości, p ciśnienie.

Podstawiając do równań Naviera – Stokesa, po odpowiednich uproszczeniach otrzymujemy dla stacjonarnego przepływu cieczy nieściśliwej równania postaci:

$$\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0 \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad i = 1, 2, 3 \quad (3.4)$$

gdzie ρ gęstość, p ciśnienie, μ lepkość dynamiczna.

Otrzymane równania są klasycznymi równaniami Naviera – Stokesa przepływu uśrednionego uzupełnionymi ostatnim członem zawierającym składowe fluktuacyjne (tzw. naprężenie Reynoldsa). Obecność tego członu powoduje, że układ równań opisujących ruch turbulentny staje się układem nie zamkniętym, brak bowiem związków opisujących składowe tensora $\overline{u'_i u'_j}$. W tej sytuacji rozwiązanie zagadnienia wymaga sformułowania hipotezy zamykającej, stanowiącej dodatkowy, określany na ogół empirycznie, układ równań. Zastosowany w obliczeniach model, popularnie zwany $k - \varepsilon$, wprowadza dwa dodatkowe równania dla określenia naprężeń Reynoldsa. Ostatni człon w równaniu (3.4) jest zastąpiony przez

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k \quad (3.5)$$

gdzie μ_t lepkość turbulentna, k energia kinetyczna turbulencji, która z definicji określana jest jako:

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u'_j u'_j}) \quad (3.6)$$

Ostatecznie uśrednione równania Naviera-Stokesa dla stacjonarnego przepływu cieczy nieściśliwej, uwzględniając założenie (3.5), można zapisać jako:

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k) \quad i = 1, 2, 3 \quad (3.8)$$

Niewiadome u_1, u_2, u_3, p w powyższych równaniach oznaczają wartości uśrednione zgodnie z definicjami (3.1-2), dla uproszczenia zapisu pominięto znak uśrednienia.

Model $k - \varepsilon$ charakteryzują dwa parametry: kinetyczna energia turbulencji k i jej dysypacja ε . Parametry te powiązane są ze sobą fenomenologiczną zależnością postaci:

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{L} \quad (3.9)$$

gdzie L – skala długości. Powyższe równanie oparte jest na modelu Kolmogorowa, który stwierdza, że energia kinetyczna turbulencji k jest kaskadowo przekazywana od wirów dużej skali do wirów małej skali, gdzie następuje jej dysypacja. Brakujące niewiadome w równaniach (3.7-8) wylicza się na podstawie zależności:

$$\mu_t = C_\mu \rho k^{1/2} L = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.10)$$

oraz dwóch równań różniczkowych na k i ε o ogólnej postaci [8]:

$$\{ \text{zmiana } k \} = \{ \text{dyfuzja } k \} + \{ \text{produkcja } k \} - \{ \text{dysypacja } k \}$$

$$\{ \text{zmiana } \varepsilon \} = \{ \text{dyfuzja } \varepsilon \} + \{ \text{produkcja } \varepsilon \} - \{ \text{dysypacja } \varepsilon \}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \quad (3.11)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.12)$$

Stałe $C_\mu, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$ są wyznaczane eksperymentalnie. W naszych obliczeniach zostały przyjęte następujące wartości: $C_\mu = 0.09, C_{\varepsilon 1} = 1.44, C_{\varepsilon 2} = 1.92$ (Fluent Manual - [3]).

Równania (3.7-8) i (3.11-12) rozwiązywane są na przemian, tzn. znając wartości k, μ_t z poprzedniej iteracji wartości te wstawiane są do równań (3.7-8). Po rozwiązaniu tych równań otrzymane wartości prędkości wstawiane są do równań (3.11-12). Rozwiązując równania (3.11-12) otrzymamy nowe wartości dla k, μ_t . Procedura ta powtarza się w każdym kroku iteracji. Z tego powodu niezbędne jest określenie warunków brzegowych i początkowych nie tylko dla pola prędkości, lecz również dla k i ε - parametrów charakteryzujących w naszym modelu turbulencję, które a priori nie są znane.

W naszych obliczeniach zostały przyjęte następujące warunki brzegowe, w których wartość k jest wyrażona poprzez intensywność turbulencji ($I = \frac{1}{|u_{avg}|} \sqrt{\frac{2}{3} k}$), a skala długości L przez promień hydrauliczny ($L = 0.07 \cdot r_H$).

Wlot1	wydatek masowy	0.00483875	kg/s
	intensywność turbulencji	5	%
	Promień hydrauliczny	0.01	m
Wlot2	Wydatek masowy	0.00994700	kg/s
	intensywność turbulencji	5	%
	Promień hydrauliczny	0.01	m
Wylot	Intensywność turbulencji	8	%
	Promień hydrauliczny	0.01	m

Na ściankach przyjęto standardowe warunki braku poślizgu. Warunki brzegowe przyjęte zostały w oparciu o eksperyment oraz geometrię obszaru obliczeniowego. Warunki początkowe pola prędkości

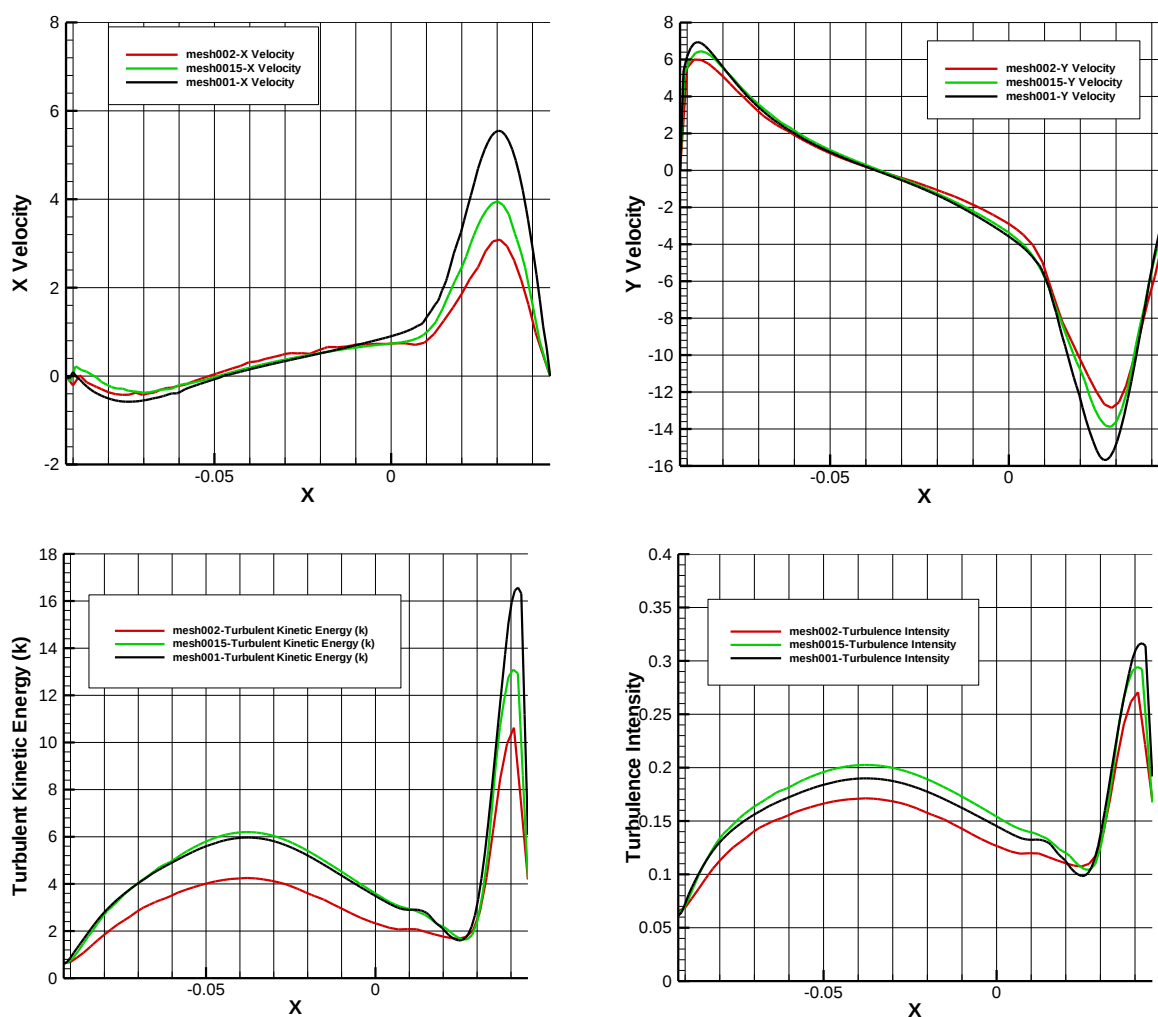
ze względu na stacjonarność przepływu nie miały wpływu na wynik obliczeń, a jedynie na szybkość zbieżności rozwiązania.

Aproksymacja wszystkich pochodnych przestrzennych została wykonana przy użyciu pierwszorzędowego schematu dyskretnego typu „upwind”.

Obliczenia przeprowadzono dla trzech siatek jednorodnych heksagonalnych o parametrach podanych w poniższej tabeli.

Nazwa siatki	Odległość między węzłami[mm]	Elementów	Ścian	Węzłów
Siatka_002	2 mm	87625	274480	99580
Siatka_0015	1.5 mm	208362	645656	229398
Siatka_001	1 mm	714750	2190945	762144

Na podstawie analizy wrażliwości rozwiązania na gęstość siatki można określić, że błąd dla najrzadszej siatki jest mniejszy niż 10 %. Profil prędkości u_1 , u_2 oraz energii kinetycznej turbulencji i intensywności turbulencji, zdjęty dla prostej zawartej w centralnej płaszczyźnie przecinającej komorę, stanowiącej jej najdłuższą średnicę, został przedstawiany na Rys 4.



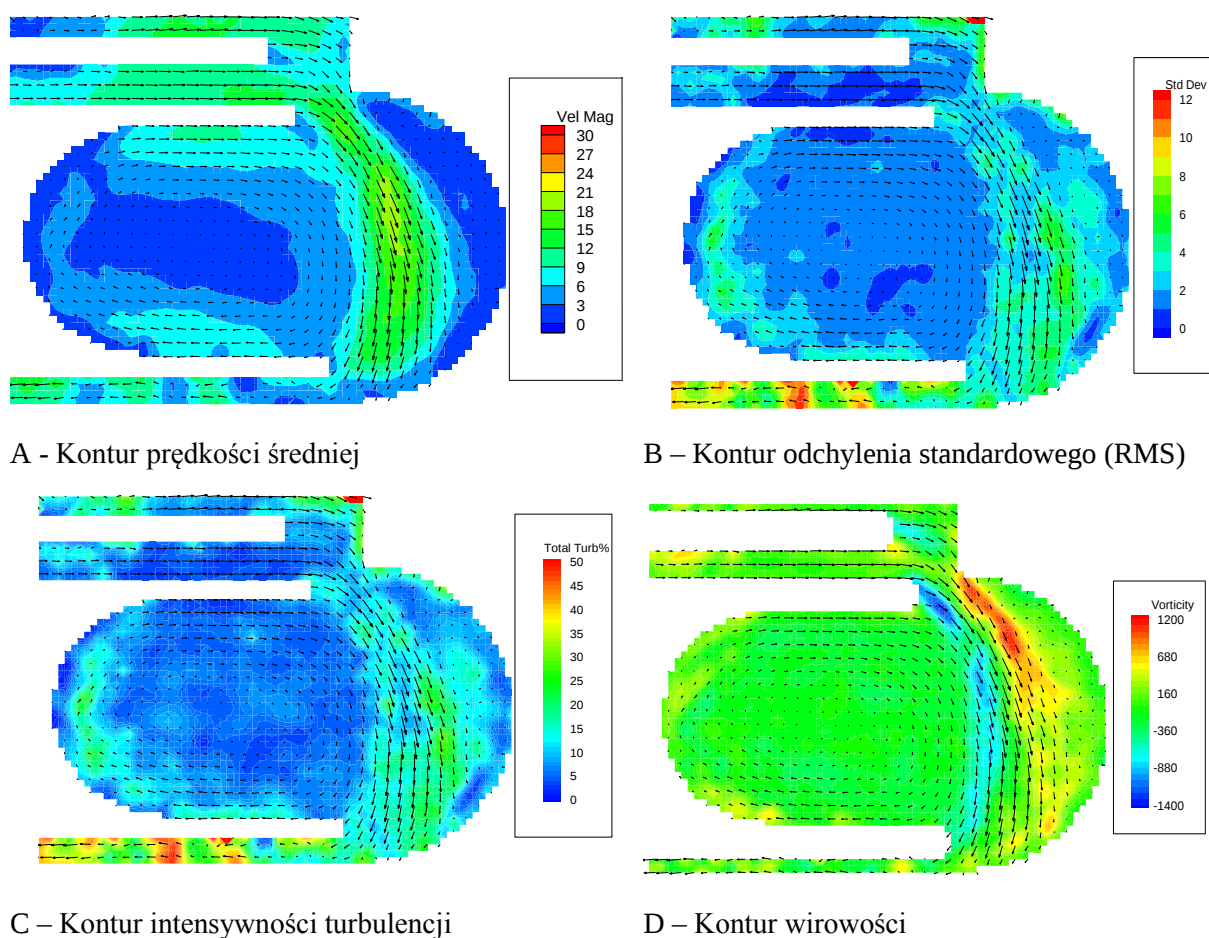
Rys 4. Porównanie profili prędkości oraz energii kinetycznej turbulencji i intensywności turbulencji dla trzech siatek o parametrach podanych w tabeli.

4 PORÓWNANIE WYNIKÓW EKSPERYMENTALNYCH I NUMERYCZNYCH

Wyniki eksperymentalne oraz wyniki obliczeń numerycznych zostały porównane w płaszczyźnie centralnie przecinającej segment komory dla konfiguracji C opisanej w rozdziale 2.

Na rysunku 7 zostały przedstawione kontury normy prędkości, odchylenia standardowego, intensywności turbulencji oraz wirowości otrzymane metodą cyfrowej anemometrii obrazowej (PIV). Wartości określające turbulencje zostały wyliczone na podstawie uśredniania dla serii kilkunastu wyników otrzymanych podczas tego samego doświadczenia.

Otrzymane wyniki jakościowo zgadzają się z obserwacjami wykonanymi szybką kamerą. Na Rys 7A widoczny jest główny strumień powietrza, odchylony ku centralnej części komory tak jak to zaobserwowano przy rejestracji szybką kamerą. Strumień ten rozdziela komorę na dwie części. Po lewej jego stronie w centralnej części widoczny jest główny wir, a po prawej stronie w górnej części tworzy się mniejszy wir przeciwnie skierowany (widoczne na rysunku D, wartości wirowości w poszczególnych obszarach mają przeciwne znaki).

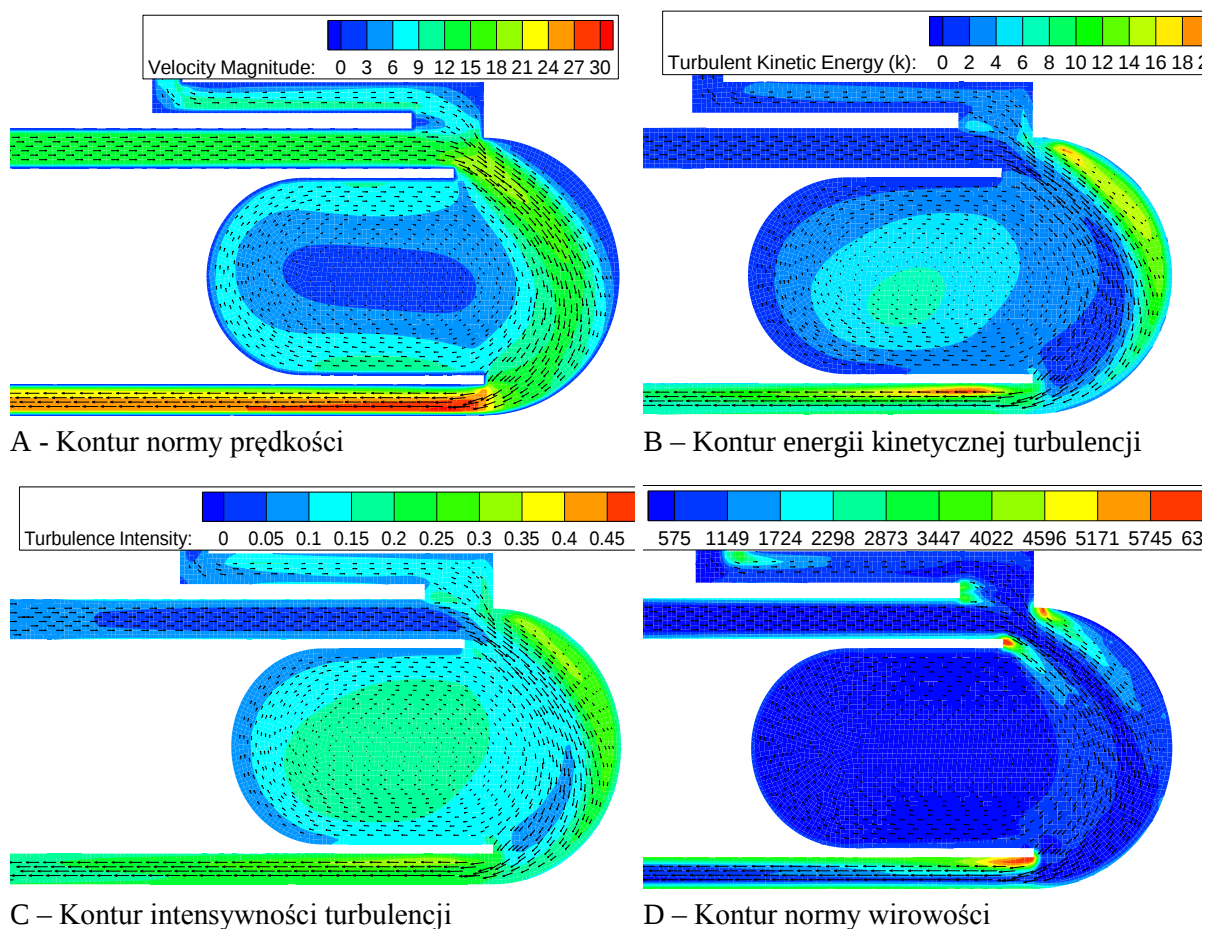


Rys7. Wyniki pomiarów otrzymanych techniką PIV dla konfiguracji C

Przeprowadzone pomiary metodą PIV wykonane zostały w układzie jednej kamery. Pozwala to na wyznaczenie jedynie dwóch składowych wektora prędkości. Z tego względu wyznaczone charakterystyki turbulencji obarczone są błędem wynikającym z nie uwzględnienia fluktuacji w trzecim wymiarze.

Dla porównania na Rys. 8. przedstawiono wyniki obliczeń numerycznych dla konturów zdjętych w tej samej płaszczyźnie, dla której wyznaczone zostały kontury przy pomocy PIV. Wartości prędkości otrzymane w numeryce i PIV dla poszczególnych regionów komory wykazują jakościową

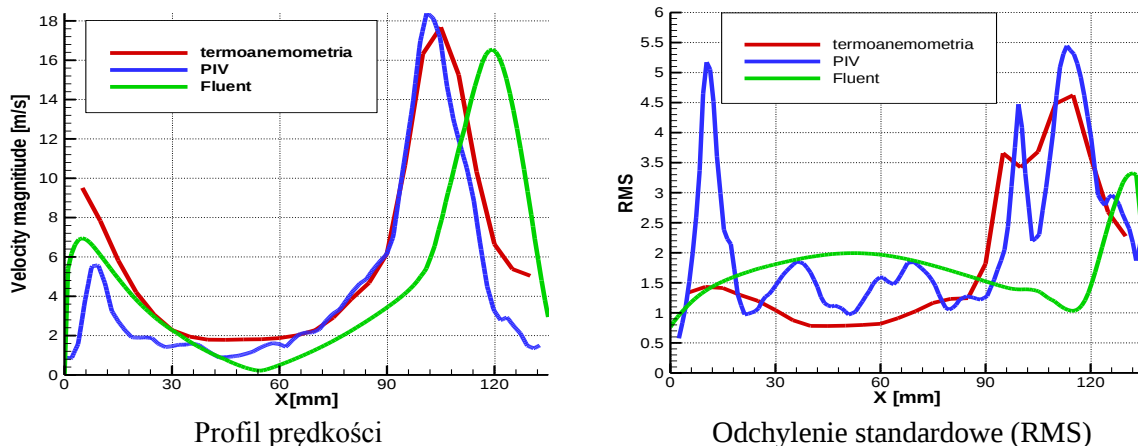
zgodność (patrz Rys.7A - 8A). Prędkość głównego strumienia powietrza mieści się w zakresie między 12-18 m/s, w centralnej części komory otrzymano prędkości do 9 m/s, zaś przy wylocie z komory prędkości powyżej 20 m/s. Główną niezgodność pomiędzy wynikami eksperymentalnymi a obliczeniami numerycznymi dla pól prędkości zaobserwowano w kształcie głównego strumienia powietrza. W symulacjach numerycznych jest on bardziej zbliżony do prawej ściany komory niż w eksperymencie, co również potwierdziło porównanie profili składowych pól prędkości (patrz Rys 9A). Porównanie wartości energii kinetycznej turbulencji oraz intensywności turbulencji dla obu przypadków wskazują na istotne rozbieżności, których powodem może być zarówno niewystarczająca statystyka danych eksperymentalnych, jak i warunki początkowe przyjęte dla parametrów opisujących turbulencje w obliczeniach numerycznych.



Rys8. Wyniki obliczeń numerycznych dla konfiguracji C.

Porównanie wyników eksperymentalnych otrzymanych poprzez pomiary termooanemometryczne z wynikami obliczeń numerycznych oraz PIV było możliwe jedynie dla prostej przechodzącej przez cenralną część komory. Porównanie profili prędkości zostało przedstawione na Rys 9A. Otrzymano zgodność jakościową i ilościową obu metod eksperymentalnych. Porównanie z obliczeniami numerycznymi potwierdza rozbieżności w wyznaczeniu położenia maksimum, co związane jest z opisaną różnicą w położeniu głównego strumienia powietrza w wynikach eksperymentalnych i numerycznych.

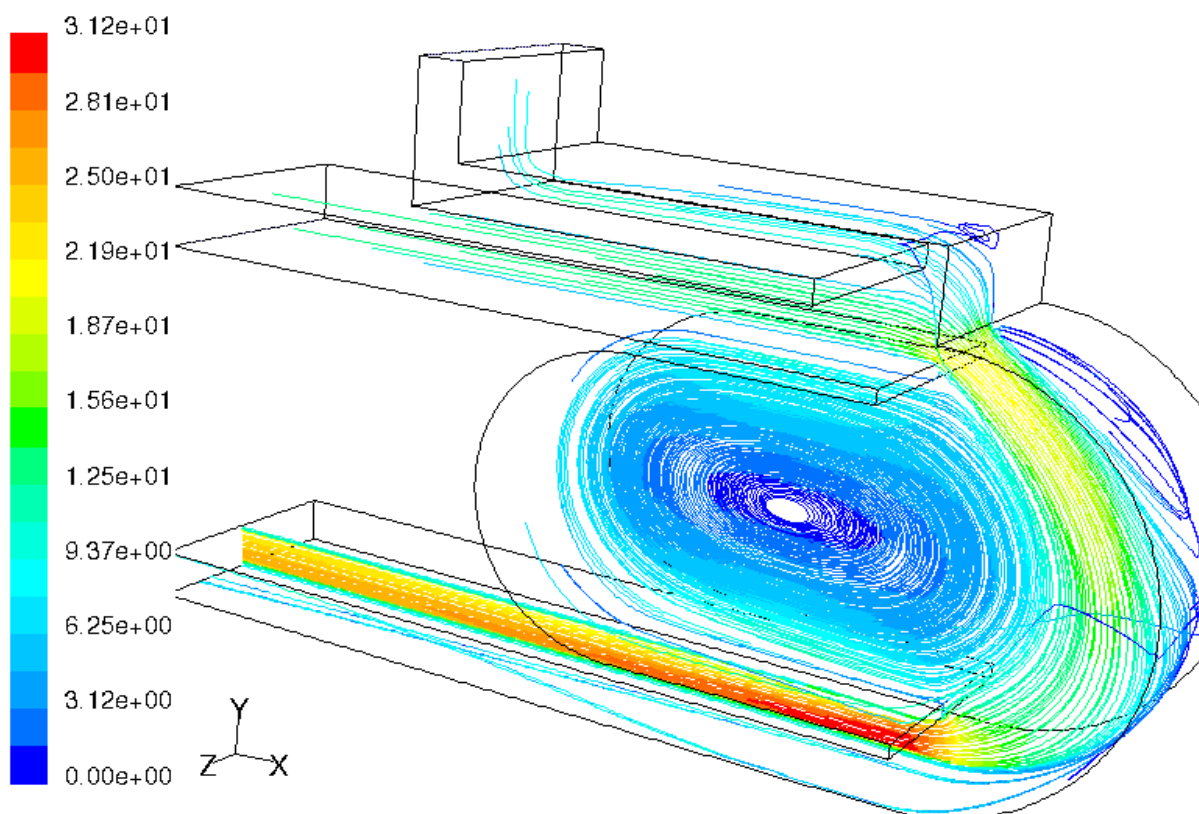
Porównanie wartości odchylenia standardowego (RMS) również potwierdza zgodność obu metod eksperymentalnych (Rys. 9B). Widoczna różnica w lewej części komory może być spowodowana zbyt małą ilością danych otrzymanych metodą PIV, które były uśredniane w celu otrzymania charakterystyk statystycznych. Należy przypuszczać, że pomiary termooanemometryczne stanowią punkt odniesienia, gdyż zostały wykonane wystarczającą ilość razy dla każdego punktu pomiarowego, aby zapewnić statystyczny charakter wyników.



Rys9. Porównanie profili prędkości oraz odchylenia standardowego otrzymanych metodą termoanemometryczną (kolor czerwony), PIV (kolor niebieski), obliczeń numerycznych Fluent 6.0 (kolor zielony)

Odchylenie standardowe wyliczone na podstawie otrzymanego rozwiązania numerycznego z energii kinetycznej turbulencji wskazuje na istotną rozbieżność zarówno jakościowo i ilościowo. Szczególnie duże różnice widoczne są w prawej części komory, co wskazywałoby na to, iż przyjęte wartości intensywności turbulencji na wlotach jako 5% są zbyt małe. Jednakże wyniki numeryczne z przyjętą dwa razy większą intensywnością na wlotach także nie dały oczekiwanej zgodności.

Na Rysunku 10 przedstawiono wizualizację torów cząstek na podstawie obliczeń numerycznych, dzięki której można określać wpływ zmian w geometrii komory na strukturę przepływu.



Rys 10. Symulacja numeryczna torów cząstek. Kolor oznacza normę prędkości w [m/s]

5 PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Na podstawie wykonanych eksperymentów obejmujących obserwacje przepływu szybko kamerą cyfrową, anemometrię obrazową oraz pomiary termooanemometryczne wybrano najodpowiedniejszą konfigurację segmentu komory spalania. Wyznaczono pole prędkości oraz wielkości charakteryzujące turbulencje zarówno eksperymentalnie, jak i poprzez symulację numeryczną. Dotychczasowe rezultaty badań eksperymentalnych i obliczeń numerycznych wykazują jakościową zgodność badanych pól prędkości. Dalsze prace mają na celu zbadanie istniejących jeszcze rozbieżności i przeprowadzenie ostatecznej optymalizacji i walidacji eksperymentalnej końcowego kształtu komory.

W oparciu o powyższe wyniki eksperymentalne oraz wyniki przeprowadzone niezależnie przez partnerów w programie FLOXCOM zaproponowano nowy kształt segmentu komory. W nowym kształcie sektora komory zaprojektowano element przy wylocie z komory mający za zadanie utrzymywanie cyrkulacji powietrza tak jak ma to miejsce w przebadanej konfiguracji C. Zmieniono geometrię kanałów wlotowych, która zostanie przebadana eksperymentalnie. Nowy model eksperymentalny będzie dodatkowo różnił się ułożeniem ścian bocznych, będą one rzeczywistym wycinkiem z torusa ze ścianami nierównoległymi. W obliczeniach numerycznych zostaną zastosowane aproksymacje drugiego rzędu oraz zagęszczanie siatki obliczeniowej w obszarach o wysokich wartościach prędkości w miarę możliwości posiadanych zasobów obliczeniowych.

Przeprowadzone badania eksperymentalne i obliczenia numeryczne potwierdzają możliwość optymalizacji przepływu poprzez zmiany w geometrii komory oraz poprzez utrzymywanie różnicy prędkości na wlotach.

6 BIBLIOGRAFIA

- [1] Cheda W, Malski M, „Silniki. Techniczny poradnik lotniczy”, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1984
- [2] Dzierżanowski P, „Napędy lotnicze: Turbinowe silniki odrzutowe”, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1983
- [3] Fluent Manual, Fluent Inc.
- [4] Ferziger J.H., Peric M., „Computational Methods for Fluid Dynamics”, Springer 1999
- [5] Launder B.E., Spalding D.B, “Lectures in Mathematical Models of Turbulence”, London 1972
- [6] Ligęza P. „Układy termooanemometryczne – struktura, modelowanie, przyrządy i systemy pomiarowe”, Uczelniane Wydawnictwo Naukowe – Dydaktyczne AGH, Kraków 2001
- [7] Raffel M., Willert Ch. E., Kompenhaus J., „Particle Image Velocimetry“, Heidelberg 1998
- [8] Wilcox, D.C. “Turbulence modeling for CFD” California 1999