



**POLITECHNIKA
RZESZOWSKA**
im. IGNACEGO ŁUKASIEWICZA



**WYDZIAŁ
BUDOWY MASZYN
I LOTNICTWA**
POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

POLITECHNIKA RZESZOWSKA
im. IGNACEGO ŁUKASIEWICZA

Rozprawa doktorska

mgr inż. Kamil Szczerba

„Analiza eksperymentalna i numeryczna dyfuzora zakrzywionego”

Promotor: dr hab. inż. Stanisław Antas, prof. PRz.

Promotor pomocniczy: dr inż. Marek Szumski

Rzeszów 2024

Pragnę serdecznie podziękować mojemu promotorowi Panu dr. hab. inż. Stanisławowi Antasowi, prof. PRz za pomoc przy realizacji niniejszej pracy, poświęcony czas, cenne uwagi i sugestie.

Podziękowania składam również mojemu Tacie dr. inż. Zygmuntowi Szczerbie oraz promotorowi pomocniczemu Panu dr. inż. Markowi Szumskiemu za nieoceniony wkład w powstaniu części eksperymentalnej oraz numerycznej pracy oraz koledze, Panu mgr. inż. Piotrowi Krauzowi z Katedry Inżynierii Lotniczej i Kosmicznej Politechniki Rzeszowskiej za pomoc w realizacji modelu dyfuzora.

Szczególnie dziękuję jednak obojgu moim rodzicom, mojej Mamie Ewie oraz mojemu Tacie Zygmuntowi, jak również mojemu Pieskowi, najukochańszej przyjaciółce Majusi za wsparcie mentalne.

Spis treści

Wykaz ważniejszych oznaczeń	7
1. Wprowadzenie	9
1.1. Sprężarka promieniowa w silnikach turbinowych	9
1.2. Dyfuzor w sprężarce promieniowej	11
1.3. Układy wylotowe sprężarek promieniowych oraz osiowo-promieniowych	12
1.4. Specyfika dyfuzora zakrzywionego	18
2. Teza oraz cele pracy	23
2.1. Cele pracy	23
2.2. Metody i narzędzia badawcze	25
3. Geometria kanału dyfuzora zakrzywionego w oparciu o obliczenia jednowymiarowe	26
3.1. Obliczenia parametrów strumienia na wylocie dyfuzora	26
3.2. Parametry geometryczne dyfuzora zakrzywionego	30
3.3. Obliczenia parametrów strumienia w przekrojach pośrednich kanału dyfuzora	32
3.4. Profilowanie zarysu zewnętrznego kanału dyfuzora zakrzywionego	35
4. Warunki podobieństwa przepływu w modelu dyfuzora	38
5. Badania eksperymentalne	41
5.1. Projekt stanowiska badawczego	41
5.1.1. Dobór zespołu sprężającego	42
5.1.2. Wykonanie modelu dyfuzora	48
5.1.3. Badanie wstępne jakości strumienia na wlocie do dyfuzora – weryfikacja wizualna jakości przepływu	50
5.1.4. Badanie pola prędkości na wlocie do dyfuzora	51
5.1.5. Opis skanera ciśnień - program w DasyLab sterowanie systemem	59
5.1.6. Badanie rozkładu ciśnień w dyfuzorze	64
5.1.7. Pomiar pola prędkości na wylocie dyfuzora	68
5.1.8. Pomiar pola prędkości w wersji kierunkowej	70
5.1.9. System pomiarowy - dobór i konfiguracja	76
5.2. Porównanie badań eksperymentalnych z danymi literaturowymi.	78
5.3. Wyznaczenie współczynnika strat przepływu oraz współczynnika wzrostu ciśnienia statycznego w kanale dyfuzora	80
6. Wyniki badań eksperymentalnych profilu prędkości na wlocie do dyfuzora	83
6.1. Wyniki uzyskane z pomiarów sondą grzebieniową	83

6.2. Wyniki uzyskane z pomiarów sondą pojedynczą.....	84
7. Obliczenia numeryczne.....	87
7.1. Zdefiniowanie analizy numerycznej	87
7.2. Wybór modelu turbulencji.....	88
7.3. Dyskretyzacja modelu dyfuzora.....	89
7.4. Warunki brzegowe	92
7.5. Wyniki obliczeń numerycznych.....	95
8. Walidacja eksperymentalna wyników badań numerycznych dyfuzora	106
8.1. Walidacja prędkości na wylocie dyfuzora.....	106
8.1.1. Wizualizacja pola prędkości na wylocie.....	108
8.2. Walidacja ciśnienia spiętrzenia	110
8.3. Walidacja wektorów prędkości	111
8.3.1. Walidacja składowych wektorów prędkości	111
8.4. Walidacja ciśnienia statycznego na ściankach kanału dyfuzora	113
8.5. Analiza niepewności badań eksperymentalnych.....	114
8.5.1. Wyznaczenie niepewności pomiaru prędkości.....	117
9. Optymalizacja geometrii dyfuzora.....	119
9.1. Wyniki optymalizacji	122
10. Wnioski	132
Bibliografia	136
Streszczenie.....	144
Abstract	145

Wykaz ważniejszych oznaczeń

- a – prędkość dźwięku
- C – prędkość
- C_p – ciepło właściwe /współczynnik wzrostu ciśnienia statycznego
- D – średnica
- F – pole powierzchni
- k – wykładnik izentropy
- l – długość
- m – masa
- \dot{m} – strumień masy
- M – liczba Macha
- n – wykładnik politropy
- p – ciśnienie statyczne
- r – promień
- R – indywidualna stała gazowa
- Re – liczba Reynoldsa
- s – stała pomocnicza w równaniu ciągłości
- T – temperatura statyczna
- η – sprawność
- λ – liczba Lavalą
- ξ – współczynnik strat przepływu
- π – spręż
- ρ – gęstość
- σ – stopień strat ciśnienia spiętrzenia
- Q – strumień objętości
- q – gęstość strumienia masy

Indeksy górne

$/^*$ – dotyczy parametru spiętrzenia

Indeksy dolne

$/_a$ – dotyczy składowej osiowej

$/_e$ – dotyczy parametru efektywnego

$/_{iz}$ – dotyczy parametru izentropowego

$/_{kr}$ – dotyczy parametru krytycznego

$/_{sr}$ – dotyczy parametru związanego z promieniem średnim

$/_w$ – dotyczy parametru związanego z promieniem wewnętrznym

$/_z$ – dotyczy parametru związanego z promieniem zewnętrznym

$/_{0,1,2,3,4,5}$ – dotyczy parametru związanego z odpowiednim przekrojem kontrolnym

1. Wprowadzenie

1.1. Sprężarka promieniowa w silnikach turbinowych

Od kilku lat obserwujemy się ekstremalne zmiany w klimacie naszej ziemi, które są konsekwencją zaburzeń spowodowanych działalnością człowieka w ekosystemie. Przewidywane procesy zmian, jednak postępują znacznie szybciej niż wynikało to z symulacji. Stawia to przed nami nowe wyzwania co do metod ograniczenia emisji mających negatywny wpływ na środowisko. Jednym ze źródeł takiego oddziaływania jest lotnictwo, a w szczególności spaliny emitowane przez turbinowe napędy samolotów. Lotnictwo przyczynia się do emisji gazów cieplarnianych, hałasu i innych form zanieczyszczenia, które mają istotny wpływ na atmosferę i ekosystemy. Emisje z lotnictwa przyczyniają się do globalnego ocieplenia, co ma dalekosiężne skutki dla środowiska i klimatów lokalnych. Tym bardziej, że według prognoz do roku 2030 poziom komercyjnych przewozów lotniczych może osiągnąć 6,4 miliarda pasażerów [1]. Dlatego koniecznym jest uczynienie lotnictwa bardziej czystym środkiem transportu. Aby to osiągnąć nieodzowne jest projektowanie coraz to wydajniejszych podzespołów silnika, a co za tym idzie, mających w mniejszym stopniu negatywny wpływ na środowisko. Głównym źródłem emisji CO₂ oraz innych związków szkodliwych w silnikach jest komora spalania, której poprawna praca jest uzależniona między innymi od efektywnie pracujących poprzedzających ją sprężarek. W niniejszej pracy autor zajął się jednym z elementów zespołu sprężającego silnika turbinowego. Elementem tym jest dyfuzor jako układ wylotowy sprężarki promieniowej do komory spalania. Ten pozornie prosty komponent sprężarki stanowi istotny fragment kanału przepływowego silnika turbinowego. Od poprawności jego pracy zależy wiele, w tym moc, zużycie paliwa, sprawność, czystość spalin itd. Dlatego projektując napędy jednym z priorytetowych założeń jest dopracowanie konstrukcji w każdym wymiarze. Więc aby sprostać stawianymi przed inżynierami wyzwaniom środowiskowym, konieczna jest optymalizacja poszczególnych ich podzespołów. Jednym z takich podzespołów jest między innymi sprężarka promieniowa silnika turbinowego. Jak już wspomniano niniejsza praca dotyczy dyfuzora wylotowego ze sprężarki promieniowej. Sprężarki tego typu są stosowane głównie w silnikach odrzutowych o małym ciągu, śmigłowych oraz śmigłowcowych. Sprężarki te mają wiele zalet:

- główną zaletą sprężarek promieniowych jest mniejsza podatność na niestateczną pracę (w pozaobliczeniowym zakresie jej pracy) w porównaniu do sprężarek osiowych,

- w przeciwieństwie do sprężarek osiowych wyróżniają się mniejszą podatnością na awarię mechaniczną z powodu bardziej solidnej konstrukcji oraz mniejszej ilości elementów potencjalnie narażonych na uszkodzenie (łopatki),
- jeden stopień sprężarki promieniowej jest w stanie zastąpić do sześciu stopni sprężarki osiowej. Dzięki temu następuje zmniejszenie długości, masy oraz złożoności mechanicznej samej sprężarki.
- charakteryzują się niezawodną pracą w różnych warunkach eksploatacyjnych,
- są mniej wrażliwe na zanieczyszczenia przepływającego przez nie powietrza,
- są mniej wrażliwe na nierównomierność pola prędkości na wlocie powodującą powstawanie sił okresowo zmiennych co w konsekwencji prowadzi do drgań elementów sprężarki.

Pomimo wielu zalet, zastosowanie sprężarek promieniowych w napędach lotniczych zostało ograniczone do małych silników lotniczych. Wynika ono z trzech przyczyn:

- występowanie dużego poziomu naprężeń w wirniku, wynikającego z większej jego średnicy, w porównaniu z wirnikiem sprężarki osiowej o tej samej powierzchni przepływu wlotowego,
- mniejszej sprawności adiabaticznej stopnia odśrodkowego, dla którego wielkość ta mieści się w zakresie 70-85%, w porównaniu do 75-90% dla stopnia osiowego, co może skutkować większym zużyciem paliwa [2],
- występowanie przedwczesnego oderwania strumienia w kanałach sprężarki, które może doprowadzić to do spadku sprężu sprężarki, mocy silnika oraz gwałtownych oscylacji przepływu w silniku, co może skutkować uszkodzeniem jego podzespołów - **pompaż**.

Zminimalizowanie tych ograniczeń mogłoby rozszerzyć zastosowanie stopnia promieniowego sprężarki nie tylko w napędach lotniczych, ale również w innych zastosowaniach, takich jak stacjonarne turbiny gazowe czy technologii kosmicznej jako pompy raketowe.

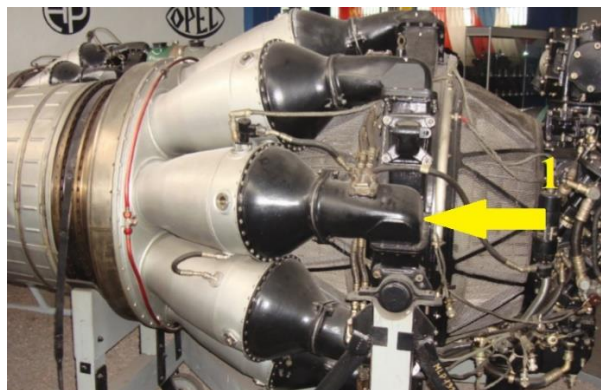
1.2. Dyfuzor w sprężarce promieniowej

Spośród różnego typu dyfuzorów stosowanych w różnych układach przepływowych, turbinach gazowych czy sprężarkach silników turbinowych począwszy od dyfuzorów o geometrii pierścieniowej [3] [4] [5] [6] [7], dyfuzorów o kształcie – litery S [8] [9] [10] [11] [12] [13] [14], można wyróżnić wiele typów kanałów dyfuzorowych w sprężarkach promieniowych lub osiowo - promieniowych. Fakt konieczności zmiany kierunku przepływu czynnika roboczego w sprężarce promieniowej z kierunku promieniowego (na wlocie z wirnika) na osiowy (na wlocie do komory spalania) [15], czyni ten typ sprężarki bardziej złożoną pod względem konieczności stosowania odpowiednich kanałów dyfuzorowych. Dyfuzory poza wspomnianą zmianą kierunku, zapewniają dostosowanie prędkości przepływu przez komorę spalania. Należy zauważyć istnienie różnych rodzajów dyfuzorów stosowanych w sprężarkach promieniowych od dyfuzorów rurkowych [16] [17] [18] [19] [20], dyfuzorów łopatkowych [21] [22] [23] [24] [25] [26] po bardzo znaczące w tego typu sprężarkach dyfuzory stanowiące układy wylotowe tych sprężarek. Należy tutaj, w szczególności podkreślić znaczenie układów wylotowych w tych sprężarkach z uwagi na poprawność pracy komory spalania, stanowiących odbiornik tych układów. Układ wylotowy w sprężarce promieniowej lub osiowo - promieniowej ma na celu odprowadzenie sprężonego w wirniku strumienia powietrza oraz z kanałów dyfuzorowych poprzedzających układ wylotowy do komory spalania [27]. Rolą układu wylotowego sprężarki promieniowej jest zatem zebranie i właściwe ukierunkowanie sprężonego powietrza do różnego typu komór spalania. Przekazywanie czynnika roboczego z układu wylotowego do komory spalania powinno odbywać się w sposób nie zakłócający pracy podzespołów sprężarki poprzedzających układ wylotowy. Aby praca sprężarki przebiegała prawidłowo oraz w związku z tym praca całego silnika, rozwiązania konstrukcyjne układów wylotowych muszą być poprawnie zaprojektowane. Układy wylotowe sprężarek promieniowych stanowią więc przedłużenie kanału przepływowego w sprężarce, tworząc kanały dyfuzorowe o różnym ukształtowaniu i różnej konstrukcji. Następuję w nich kontynuacja sprężania powietrza, czyli przyrostu ciśnienia statycznego wskutek zmniejszenia energii kinetycznej strumienia.

1.3. Układy wylotowe sprężarek promieniowych oraz osiowo-promieniowych

Dyfuzor typu łącznika

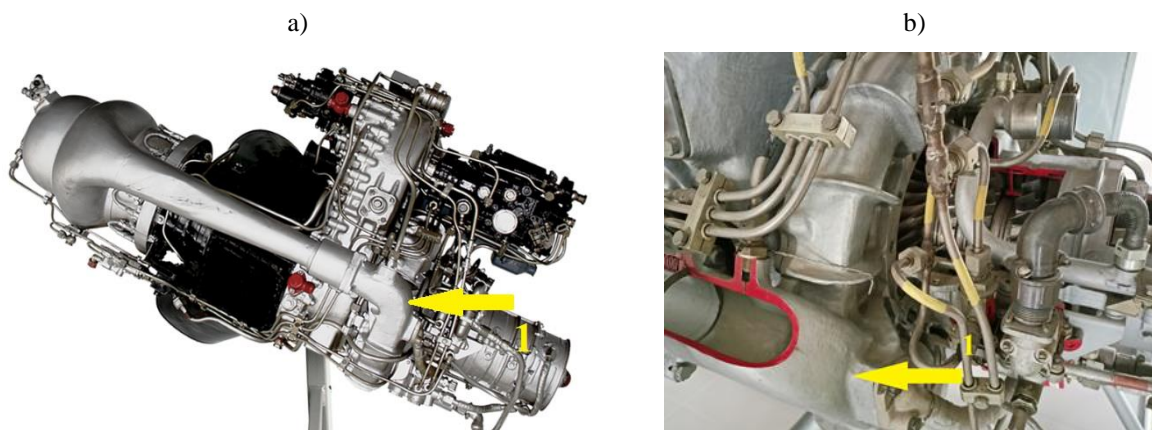
Z racji występowania oprócz składowej promieniowej, znaczącej składowej obwodowej prędkości bezwzględnej na wylocie z dyfuzora stopnia promieniowego stosuje się układy wylotowe dyfuzory typu łącznik – rys.1.1. W takim rozwiązaniu sprężony strumień powietrza kierowany jest w kierunku składowej obwodowej. W kanałach tego typu następuje zmiana kierunku przepływu strumienia z promieniowego na kierunek, który stanowi oś rurowej (indywidualnej) komory spalania, bowiem z takim rodzajem komór spalania stosuje się to rozwiązanie. Liczba łączników jest równa liczbie indywidualnych komór spalania. Podczas zmiany kierunku przepływu powstają duże straty przepływowe. W celu ich zredukowania stosuje się w kolanie łącznika łopatki kierujące. Początkowy odcinek kanału łącznika charakteryzują się stałym przekrojem poprzecznym, natomiast na dalszym odcinku kanału pole przekroju zwiększa się wraz z kierunkiem przepływu, tworząc typowy kanał dyfuzorowy [27]. Układy wylotowe typu łącznik powinny wyhamowywać strumień do prędkości wynikających z poprawnej pracy dla rurowych komór spalania, gdzie $C_5=90-140[m/s]$ [28], lecz najczęściej $C_5=100-120[m/s]$. Tego typu układy wylotowe można spotkać w takich silnikach jak: Derwent V, RD-45 czy Lis-2.



Rys.1.1. Silnik odrzutowy Lis-2 z dyfuzorem typu łącznik [29]

Dyfuzor typu kolana

W turbinowych silnikach śmigłowych oraz śmigłowcowych istnieje potrzeba stosowania układu wylotowego sprężarki promieniowej w postaci dyfuzorów typu kolana w układzie z kolektorami dwustrumieniowymi. Pole przekroju poprzecznego kanału wylotowego typu kolano jest stałe lub nieznacznie rosnące w kierunku przepływu strumienia powietrza [30]. W tego typu układzie wylotowym sprężone powietrze kierowane jest do długich dyfuzorów stożkowych komory spalania, gdzie jest wyhamowywane do prędkości prawidłowej pracy komory spalania. Dla komory o przepływie zwrotnym liczba Macha prędkości powinna mieścić się w przedziale $M=0,05-0,1$. Z uwagi na to, że jest to komora o zwrotnym przepływie ale pierścieniowa, więc dla takich komór indywidualno-pierścieniowych wyhamowana prędkość za dyfuzorami powinna zawierać się w przedziale $C=90-130[m/s]$. Jak widać taki układ wylotowy stosowany jest z wysięgną komorą spalania, gdzie komora znajduje się za turbiną czyli w innym układzie niż standardowym sprężarka-komora spalania-turbina. Dyfuzor typu kolano w swym kształcie jest dyfuzorem zagiętym. Przepływ przez taki kanał jest złożony. Mają tu miejsce przepływy wtórne oraz oderwania strugi spowodowane dyfuzorowym uformowaniem kanału. Tego typu układy wylotowe można spotkać w silnikach śmigłowych Allison 250-B17, w śmigłowcowych Allison 250-C30 czy GTD-350 – rys.1.2.

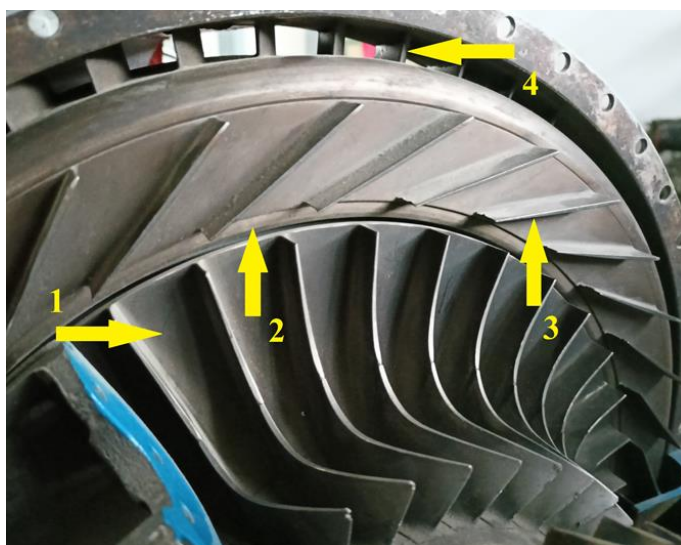


Rys.1.2. Dyfuzor typu kolana:

- a) widok silnika śmigłowcowego GTD-350 z dyfuzorem typu kolana [31] ; b) dyfuzor typu kolana w przekroju silnika GTD-350[Własność Politechniki Rzeszowskiej]

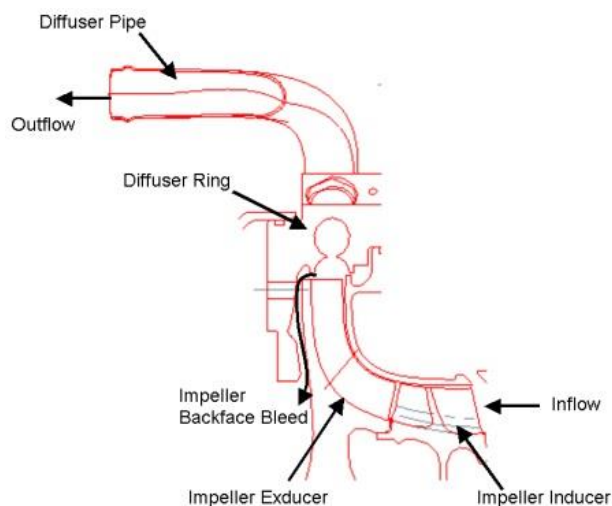
Dyfuzor łopatkowy osiowy

Dyfuzor łopatkowy osiowy stanowi najbardziej popularny układ wylotowy sprężarki promieniowej lub osiowo-promieniowej. Dyfuzor ten tworzą łopatki rozmieszczone na obwodzie osi silnika – rys.1.3. Kierunek strumienia powietrza wypływającego z takiego dyfuzora powinien być równoległy do osi silnika [32]. W przypadku tego typu układu wylotowego istotny jest poprawny przebieg profilu łuku kanału łączącego promieniowy dyfuzor łopatkowy z osiowym dyfuzorem łopatkowym. Ten powoduje znaczne straty przepływowe. Współczynnik strat przepływu w takim kanale łukowym oraz w samym dyfuzorze osiowym według [33] przyjmuje się $\zeta_{4-6}=0,35-0,42$ a stopień strat ciśnienia spiętrzenia w kanale dyfuzora $\sigma_{5-6} = 0,97-0,98$ [34]. Powstające straty ciśnienia spiętrzenia podczas przepływu przez dyfuzor przy zmianie kierunku przepływu minimalizują się poprzez zwiększenie promienia zagięcia kanału łączącego. Pozwala to na zwiększenie sprawności dyfuzora lecz prowadzi do wzrostu średnicy zewnętrznej układu wylotowego sprężarki. Profilowanie takiego łuku łączącego dyfuzory zaleca się obliczać według [35].



Rys.1.3. Sprężarka osiowo-promieniowa z układem dyfuzorów silnika turbośmigłowego TWD-10B.[Własność Politechniki Rzeszowskiej]:1-wirnik, 2-dyfuzor szczelinowy,3-dyfuzor łopatkowy promieniowy,4-dyfuzor łopatkowy osiowy

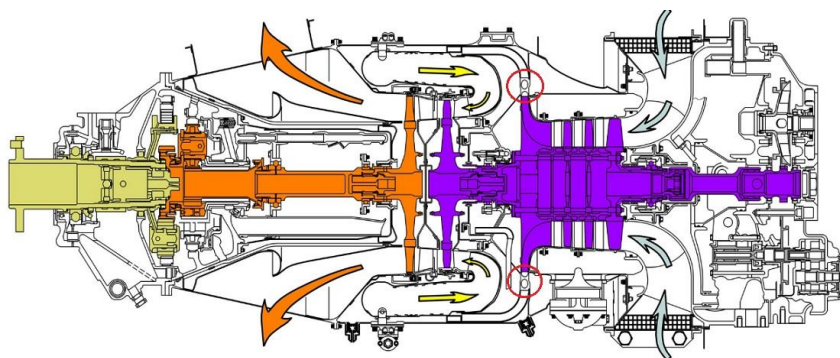
Poza wyżej omówionymi układami wylotowymi, koniecznym jest omówienie układu wylotowego dyfuzora zakrzywionego z dyfuzorem rurkowym. Schemat promieniowego stopnia sprężającego z takim układem dyfuzorów prezentuję schematycznie rysunek.1.4.



Rys.1.4. Sprężarka promieniowa z dyfuzorem zakrzywionym [36]

Dyfuzor rurkowy

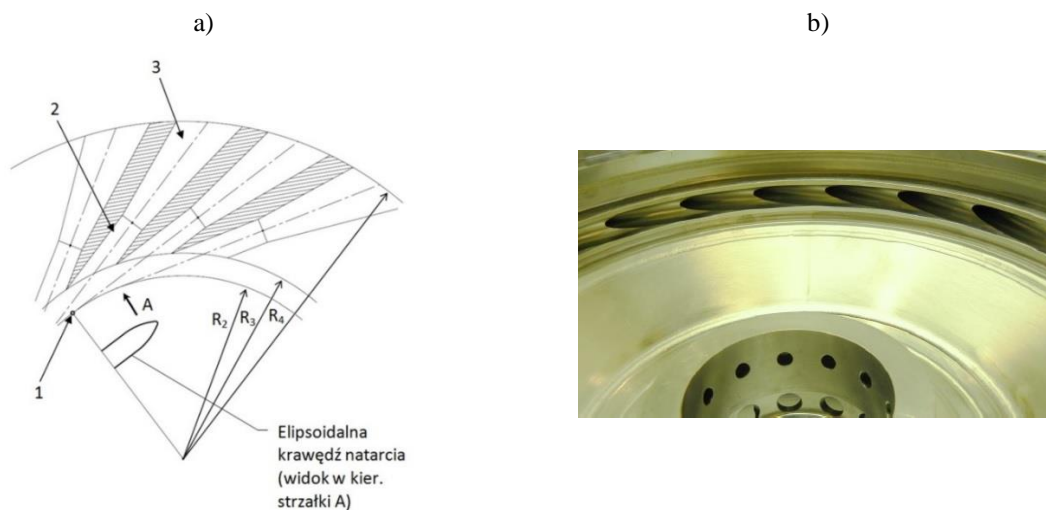
Dyfuzor rurkowy określany również jako wielostożkowy [37] [38], to dyfuzor dla sprężarek promieniowych oraz osiowo-promieniowych o wysokiej sprawności rozwinięty przez firmę Pratt&Whitney, powstałym w oparciu o patent [39]. Dyfuzory tego typu stosowane są między innymi w takich silnikach jak turbinowe silniki śmigłowe PT6A-28 – rys.1.5.



Rys.1.5. Przekrój silnika śmigłowego PT6A-28, z oznaczeniem dyfuzora rurkowego (na czerwono) [40]

Dyfuzory rurkowe stosują się najczęściej w sprężarkach promieniowych o wartości sprężu $\pi_s^* > 5$. Powodem tego jest ich wyższa sprawność, która według danych literaturowych jest wyższa od dyfuzorów łopatkowych o 6-9%, osiągając wartość nawet 83% dla wysokich liczb Macha M_3 [41] [33]. Dyfuzor rurkowy stanowi alternatywne rozwiązanie dla dyfuzora łopatkowego promieniowego, zastępując jego rolę. Dyfuzor ten jest jedynym dyfuzorem, który może być stosowany z dyfuzorem zakrzywionym pełniącym zadanie układu wylotowego. Dyfuzor rurkowy znajduje się bezpośrednio za dyfuzorem szczelinowym,

zawierając się w przedziale od promienia R_3 do R_4 , jak ilustruje rysunek.1.6.a. Początkowy odcinek tego dyfuzora stanowi kanał walcowy. Dalszym odcinkiem jest kanał o kształcie stożkowym. Dyfuzor rurkowy jest kanałem powstającym poprzez wywiercenie odrębnych kanałów rozmieszczonych w taki sposób, aby osie kanałów dyfuzorów były styczne do okręgu wierzchołków łopatek koła wirnikowego sprężarki promieniowej – promień R_2 – rys.1.6.a [42] [43] [39]. Liczba dyfuzorów rurkowych po obwodzie zazwyczaj mieści się w przedziale $Z_{dr} = 16-34$ [44] [45] [46] [47] [48]. Warto wspomnieć, że przeprowadzone analizy termogazodynamiczne przepływu oraz analiza parametrów geometrycznych dyfuzora rurkowego można znaleźć w pozycjach [49] [41] [33]. Kwestia rozwiązań konstrukcyjnych tych dyfuzorów [34] [45] [49] [41] [37] oparta jest na wiedzy zawartej w patencie [43] [39]. Pracami, które reprezentują analityczną metodę projektowania dyfuzora rurkowego, umożliwiającą zmianę parametrów geometrycznych oraz termogazodynamicznych czynnika są prace S. Antasa [50] [51] [52].



Rys.1.6. Dyfuzor rurkowy:

a)przekrój dyfuzora rurkowego [50] ; b)widok dyfuzora rurkowego od strony wlotowej [50]

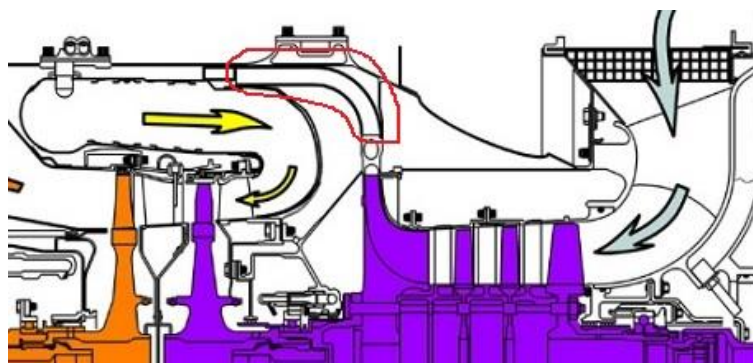
Dyfuzor zakrzywiony



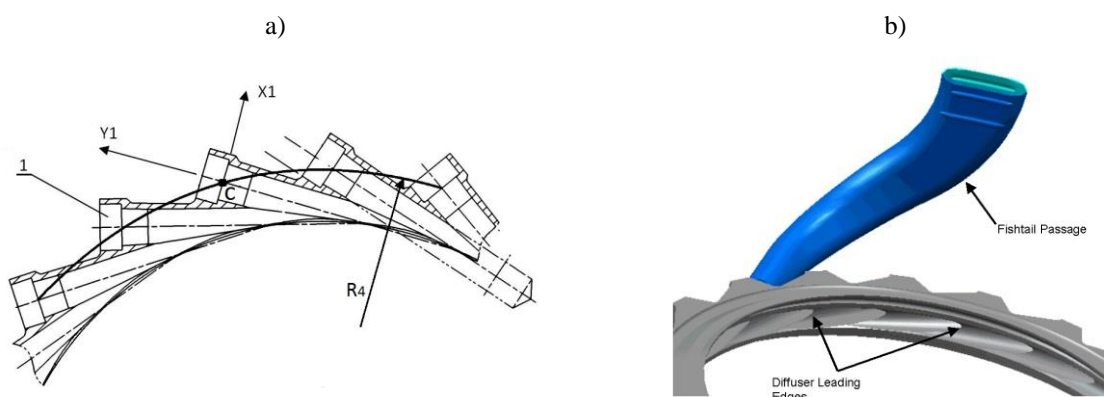
Rys.1.7. Widok zespołu dyfuzorów zakrzywionych [przekazany przez firmę Pratt&Whitney jako dar Politechnice Rzeszowskiej]

Dyfuzor zakrzywiony – rys.1.7, spośród obecnie stosowanych dyfuzorów pełni rolę rozwiązania konstrukcyjnego układu wylotowego w sprężarce promieniowej lub osiowo-promieniowej, powstałym według patentu [43]. Dyfuzor ten z uwagi na swoją geometrię na wlocie przypominającą rurkę, stosowany jest wyłącznie w połączeniu z dyfuzorem rurkowym, tworząc płynny kanał przepływowy, a ich liczba jest równa liczbie kanałów dyfuzora rurkowego [53]. W kadłubie dyfuzora rurkowego za częścią stożkową kanału znajdują się gniazda mocowań dyfuzorów zakrzywionych – rys.1.9.a. Taki układ konstrukcyjny dyfuzora rurkowego z dyfuzorem zakrzywionym jako jego układ wylotowy umożliwia otrzymanie płynnego kanału przepływowego od koła wirnikowego sprężarki do samej komory spalania, stwarzając dobre warunki do wyhamowania strumienia gazu na tym odcinku przepływowym. Takie podejście, jest alternatywnym rozwiązaniem konstrukcyjnym do klasycznego, znanego układu zespołu dyfuzorów składających się z dyfuzorów łopatkowych promieniowych z dyfuzorami łopatkowymi osiowymi. Dyfuzory zakrzywione odznaczają się zwartością konstrukcji. W efekcie zastosowanie zespół dyfuzorów zakrzywionych wraz z rurkowymi daje pozytywny skutek pod względem gabarytowym, ponieważ pozwala na redukcję wymiarów średnicowych całego zespołu sprężającego nawet o 20% [44]. W konsekwencji prowadzi to do zmniejszenia masy sprężarki w przypadku silników śmigłowych oraz śmigłowcowych oraz zmniejszenia oporu czołowego w przypadku silników dwuprzepływowych. Dyfuzory te są także chętnie stosowane w silnikach odrzutowych klasy małego ciągu oraz również w turbinach gazowych [54] [55] [56] [57]. Dyfuzory zakrzywione charakteryzują się również większym stopniem dyfuzorowości w odróżnieniu od innych dyfuzorów, która osiąga wartość równą nawet 7 [44] [58]. Stopień

spężarki promieniowej z zastosowaniem układu wylotowego jako dyfuzor zakrzywiony charakteryzując się dużą sprawnością [33]. Rysunek.1.8 przedstawia schematyczne umiejscowienie dyfuzora zakrzywionego w sprężarce promieniowej na przykładzie przekroju silnika śmigłowego PT6A-28.



Rys.1.8. Przekrój silnika śmigłowego PT6A-28, z oznaczeniem dyfuzora zakrzywionego (na czerwono) [40]



Rys.1.9. Dyfuzor zakrzywiony:

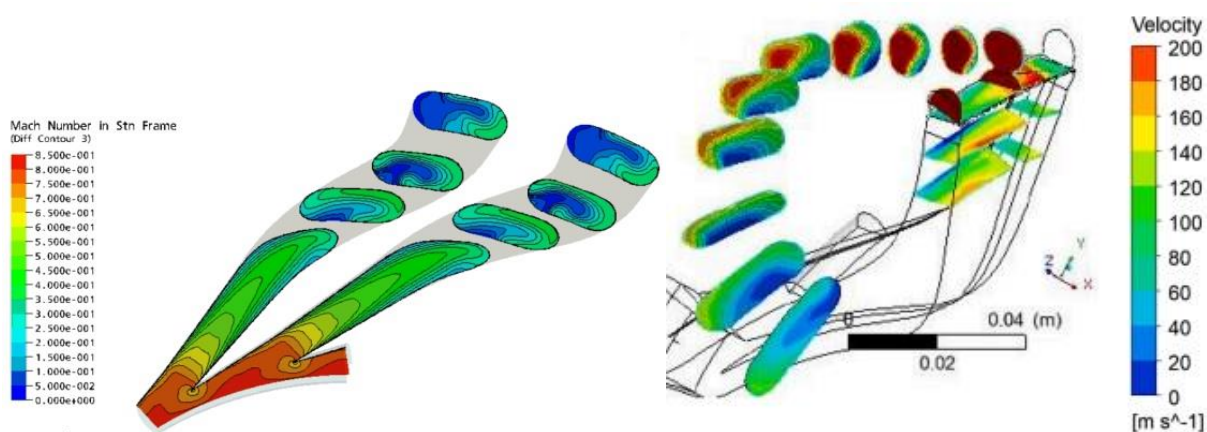
a) przekrój gniazda mocującego: dyfuzor rurkowy - dyfuzor zakrzywiony [53] ; b) widok połączenia dyfuzora zakrzywionego z rurkowym [36]

1.4.Specyfika dyfuzora zakrzywionego

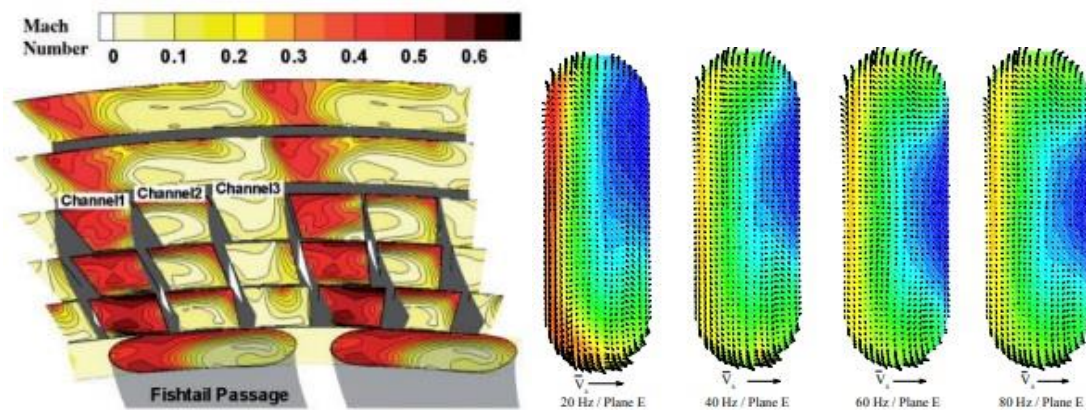
Na szczególną uwagę spośród wyżej opisanych układów wylotowych sprężarek promieniowych zasługują dyfuzor zakrzywiony, stosowany obecnie we współczesnych sprężarkach promieniowych silników turbinowych. Do najbardziej znaczących pozycji literaturowych dotyczących badań dyfuzorów zakrzywionych w zastosowaniu dla turbinowych silników lotniczych prowadzą się następujące pozycje [44] [59] [60] [61] [62] [63] [64] [65] [66] [67], gdzie prace prowadzone były w przeważającej części przez dwóch autorów M.I.Yaras, P.Orsi. Jedną z pierwszych prac dotyczącą badań dyfuzorów zakrzywionych jest praca [44] autorstwa L.W.Blair, C.J.Russo, w której przeprowadzono

badania nad różnymi modelami dyfuzorów, różniących się pomiędzy sobą parametrami geometrycznymi. Skupiono się tutaj głównie na poznaniu parametrów sprawnościowych oraz strat przepływu w kanale dyfuzora zakrzywionego. W pozycjach [62] [60] [63] [61] autorstwa M.I.Yaras, P.Orsi badania eksperymentalne dotyczyły między innymi badania dyfuzora zakrzywionego skupiające się na poznaniu charakteru przepływu przez dyfuzor, głównie na określeniu rozkładu pól prędkości w poszczególnych przekrojach kanału dyfuzora. Istotą tych badań było przeprowadzenie pomiarów dla warunków z niestabilnością napływu na wlocie dyfuzora, tak aby oddać warunki pracy panujące w rzeczywistości, na przeskalowanym modelu tunelowym. Ci sami autorzy w pracy [59], na tym samym modelu badawczym badali także wpływ grubości wlotowej warstwy przyściennej poprzez różne warianty elementów zaburzających przepływ, na rozwój charakteru przepływu w kanale dyfuzora. W pozycjach [36] [68] [69] [70] [71] skoncentrowano się na analizie numerycznej przepływu przez dyfuzor, ponadto autorzy oprócz analiz CFD przeprowadzili również pomiar prędkości wylotowej z kanału dyfuzora przy zastosowaniu metody LDV(Laser Doppler Velocimetry). W większości tych publikacji, badania prowadzone były na modelu dyfuzora opartego na jednym patencie [43] autorstwa S.Jarosz, D.P.Kenny, J.C.Vrana.

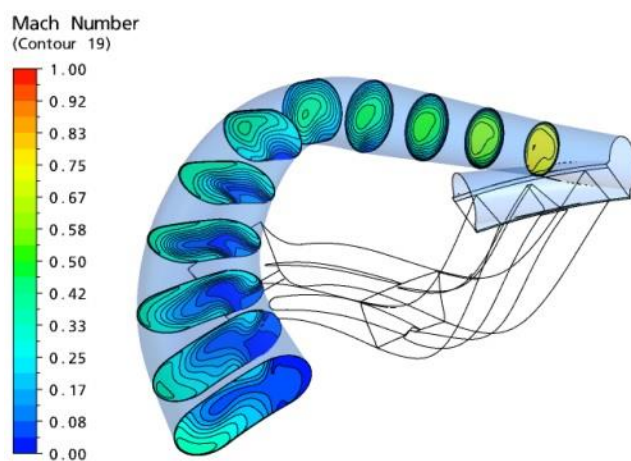
Kształtowanie kanału dyfuzora zakrzywionego, konkretnie przekrojów poprzecznych kanału, sprowadza się do problemu jednowymiarowego. Jak się okazuje z otrzymanych z literatury wyników badań, kształtowanie kanału dyfuzora według patentu [43] oraz dostępnej literatury, dają bardzo niekorzystny profil prędkości na jego wylocie, co zobrazowano na rysunkach.1.10 – 1.12.



Rys.1.10. Kontury liczby Macha oraz prędkości w wybranych przekrojach kanału oraz na wylocie dyfuzora zakrzywionego [36] [72]

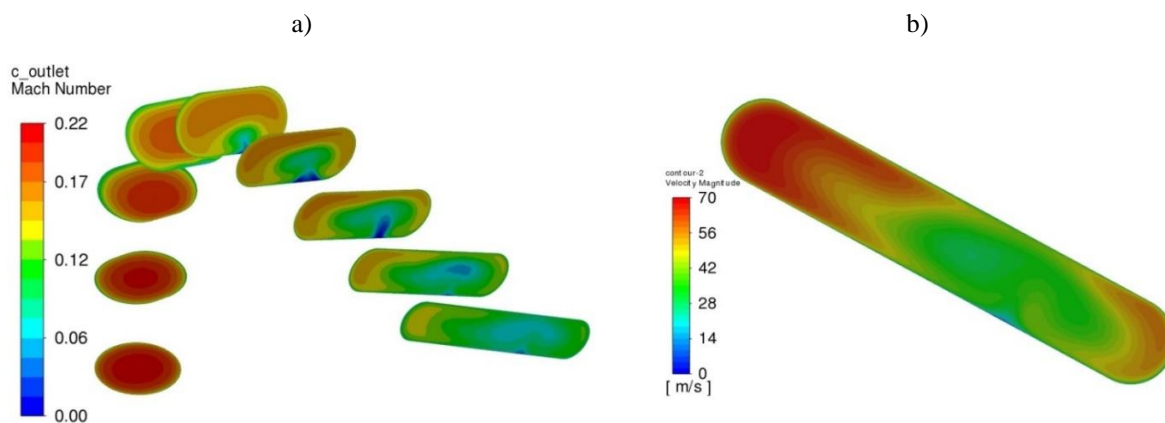


Rys.1.11. Kontury liczby Macha oraz prędkości w przekroju wylotowym kanału dyfuzora zakrzywionego [73]
[62]



Rys.1.12. Kontury liczby Macha w wybranych przekrojach poprzecznych kanału oraz na wylocie dyfuzora [74]

W celu sprawdzenia prawidłowości wyników w wymienionej literaturze, przeprowadzono wstępną analizę numeryczną przepływu dla dyfuzora zakrzywionego w celu porównania charakteru rozkładu prędkości na wylocie z kanału z wynikami literaturowymi. Rysunek.1.13 obrazuje kontury prędkości w wybranych przekrojach poprzecznych kanału oraz na jego wylocie, co można porównać z wyżej zamieszczonymi wynikami rozkładu prędkości według danych literaturowych.



Rys.1.13. Kontury prędkości :

a) przekrojów poprzecznych kanału dyfuzora; b) w przekroju wylotowym dyfuzora

Jak można zauważyć, otrzymane pole prędkości ze wstępnej analizy numerycznej oraz te z literatury potwierdzają bardzo dużą nierównomierność tego pola na wylocie ale i również wewnątrz samego kanału dyfuzora. Oczywiście charakteru rozkładu pola prędkości wylotowej nie można uogólnić. W pewnym stopniu rozkład ten będzie zależny od kształtu geometrii kanału dyfuzora, który również różni się między sobą charakterystycznymi parametrami, więc charakter profilu będzie różny dla danej geometrii kanału dyfuzora.

Ze współczesnej wiedzy dotyczącej turbinowych silników lotniczych wynika, że wymagane jest projektowanie podzespołów silnika charakteryzujących się jak największą sprawnością, których praca wpływa na ogólną sprawność silnika turbinowego. Właśnie dyfuzory są jednym z ważniejszych podzespołów silnika decydujących o sprawności sprężarki promieniowej. Pożądanym jest aby proces sprężania w kanale dyfuzora odbywał się na możliwie krótkim odcinku przy minimalnych stratach przepływowych. Wymóg maksymalnej zwartości konstrukcji dyfuzora stoi jednak w sprzeczności z poprawą takich czynników jak maksymalna sprawność, maksymalny odzysk ciśnienia statycznego oraz co jest bardzo istotne konieczność osiągnięcia jak najbardziej korzystnych warunków wylotowych z kanału dyfuzora w postaci maksymalnie jednorodnego profilu wylotowego prędkości jak podkreślają autorzy prac [63] [60] [61] [59]. Występowanie każdej nierównomierności przepływu w kanałach sprężarki jest źródłem utraty sprawności oraz źródłem potencjalnego wystąpienia oderwania strumienia. Dlatego też odpowiednio zaprojektowany kanał dyfuzora ma kluczowe znaczenie dla stabilności oraz sprawności całego stopnia sprężarki promieniowej [72]. W konsekwencji jakość warunków wylotowych

z dyfuzora zakrzywionego ma również wpływ nie tylko na sprężarkę ale również na pracę i sprawność komory spalania znajdującą się na dyfuzorem [60].

Należy zauważyć, że obiekt badawczy pracy stanowi element znajdujący się pomiędzy sekcją sprężającą, jako jej układ wylotowy a komorą spalania. Żadna z wcześniej wymienionych pozycji literaturowych nie porusza problemu kształtowania kanału dyfuzora, mającego na celu niwelowanie nierównomierności profilu prędkości na wylocie z kanału dyfuzora. Można więc stwierdzić, że sposób kształtowania kanału dyfuzora zakrzywionego w oparciu o patent [43] oraz pracę [44] jest bardzo nieefektywny nie tylko z punktu widzenia na uzyskany rozkład prędkości wylotowej ale przede wszystkim z uwagi na skutki, które wynikają między innymi z tej nierównomierności. Te dwa fakty, dotyczące profilowania kształtu kanału dyfuzora oparty o metodę jednowymiarową dającą nierównomierny profil wylotowy oraz argumenty autorów wyżej przytoczonych prac o konieczności wyrównania profilu wylotowego, skłoniła autora niniejszej pracy do poszukiwania możliwości poprawy profilu wylotowego prędkości poprzez modyfikację kształtu kanału przepływowego dyfuzora zakrzywionego, a zarazem znalezienie odpowiedzi na pytanie czy możliwa jest poprawa takiego profilu przy wykorzystaniu współczesnych metod numerycznych CFD.

2. Teza oraz cele pracy

Przedmiotem rozprawy jest numeryczna oraz eksperymentalna analiza przepływu przez dyfuzor zakrzywiony oraz sposób modyfikacji geometrii kanału dyfuzora mającej na celu wyrównanie wylotowego profilu prędkości.

Teza pracy:

- 1. Istnieje możliwość poprawy rozkładu prędkości w przekroju wylotowym dyfuzora zakrzywionego zaprojektowanego zgodnie z modelem jednowymiarowym poprzez modyfikacje geometrii ścianek kanału przepływowego w oparciu o współczynniki czułości wyznaczone metodą operatora sprzężonego.**

2.1.Cele pracy

W celu udowodnienia postawionej tezy wymagana była realizacja poniższych celów badawczych:

I. Opracowanie geometrii dyfuzora:

Punktem wyjściowym w niniejszej pracy było przeprowadzenie obliczeń przepływowych sprężarki promieniowej z dyfuzorem zakrzywionym. Obliczenia te pozwoliły na otrzymanie rzeczywistych parametrów gazodynamicznych występujących w sprężarce promieniowej silnika turbinowego, które posłużyły jako niezbędne parametry do obliczeń dyfuzora zakrzywionego. Kolejno przeprowadzone zostały właściwe obliczenia przepływowe dyfuzora zakrzywionego według algorytmu zaprezentowanego przez S. Antasa w pracy [53], otrzymując dane dotyczące kształtowania zarysu geometrii kanału dyfuzora – rozdz.3.

II. Eksperymentalne wyznaczenie rozkładów ciśnienia i prędkości w wybranych przekrojach dyfuzora:

Na podstawie wcześniej przeprowadzonych obliczeń zaprojektowano i przygotowano stanowisko badawcze oraz przeprowadzono pomiary parametrów przepływowych. Dokonano porównania wyników badań eksperymentalnych z wynikami badań dostępnymi w literaturze.

Na podstawie analizy uzyskanych danych przygotowano zbiór danych walidacyjnych dla symulacji numerycznej stanowiącej następny cel pracy – rozdz.4 – 6.

III. Wyznaczenie pól ciśnienia i prędkości w dyfuzorze z wykorzystaniem metod numerycznej mechaniki płynów

Realizacja powyższego celu została oparta o rozwiązanie równań N-S dla turbulentnego strumienia gazu w dyfuzorze z wykorzystaniem metody objętości skończonych. Właściwości turbulencji opisano z zastosowaniem uśrednienia reynoldsowskiego. Cel ten wymagał wykonania poniższych zadań:

a. zbudowania modelu symulacyjnego dyfuzora: na podstawie wyznaczonej w pierwszym celu pracy geometrii dyfuzora opracowano model dyskretny kanału dyfuzora. Określono parametry symulacji przepływu i zdefiniowano warunki brzegowe – rozdz.7.

b. symulacji numerycznej: przygotowane dane zostały wprowadzone do programu AnsysFluent i wykonano obliczenia – rozdz.7.

c. walidacji modelu symulacyjnego: dokonano analizy otrzymanych rezultatów i przeprowadzono ich walidację w stosunku do danych uzyskanych z eksperymentu – rozdz.8.

IV. Zmiana geometrii ścianek dyfuzora mająca na celu poprawę profilu prędkości wylotowej z kanału dyfuzora:

Finalnie, dla opracowanej funkcji celu, wyznaczone zostały współczynniki czułości, wyznaczone metodą operatora sprzężonego, na podstawie których dokonano modyfikacji geometrii ścianek dyfuzora – rozdz.9.

2.2 Metody i narzędzia badawcze

Dla realizacji przyjętych celów badawczych przyjęto następujące metody oraz narzędzia badawcze.

- a. Jednowymiarowe obliczenia gazodynamiczne dyfuzora według wskazanej metodyki w celu uzyskania parametrów wyjściowych przy założonych wejściowych, oraz zamodelowanie geometrii dyfuzora.
- b. Projekt i wykonanie dedykowanego stanowiska badawczego.
- c. Opracowanie i wykonanie dedykowanych sond pomiarowych w tym grzebieniowych wielopunktowych, 9 i 6-punktowa oraz kierunkowa 5-kanałowa.
- d. Projekt i złożenie systemu pomiarowego w oparciu o modułowy system Daqbook 2001 oraz specjalistyczne oprogramowanie sterujące DasyLab 2020.
- e. Przeprowadzenie wzorcowania sond i skanera ciśnień oraz kalibracji torów pomiarowych w tunelu aerodynamicznym.
- f. Przeprowadzenie badań profilu prędkości na wlocie, oraz profilu turbulencji i współczynnika profilowego prędkości.
- g. Montaż manipulatora kartezjańskiego na wylocie przemieszczającego w sposób automatyczny sondy pomiarowe.
- h. Badanie profilu prędkości oraz kierunkowości strumienia na wylocie oraz rozkładu ciśnień wzdłuż dyfuzora na ściankach wykorzystując skaner ciśnień.
- i. Zamodelowanie geometrii w AnsysFluent i przeprowadzenie obliczeń w oparciu o zaimplementowany profil prędkości i turbulencji rzeczywisty uzyskany z pomiarów
- j. Optymalizacja geometrii dyfuzora w celu poprawy profilu wylotowego.

Opis szczegółowy przeprowadzony zostanie w rozdziałach następujących.

3. Geometria kanału dyfuzora zakrzywionego w oparciu o obliczenia jednowymiarowe

Przy omawianiu metody projektowania geometrii dyfuzora zakrzywionego należy zaznaczyć, że istnieje bardzo mała liczba pozycji literaturowych dotycząca analiz termogazodynamicznych przepływu przez dyfuzor oraz samej kwestii profilowania kanału takiego dyfuzora. Jedynie pozycja autorstwa S. Antasa [53] umożliwia operowanie zmianami parametrów strumienia oraz parametrami geometrycznymi. Aby określić pełny zarys zewnętrzny kanału dyfuzora zakrzywionego konieczne jest przeprowadzenie następujących etapów obliczeń:

- obliczenia parametrów strumienia na wylocie,
- wyznaczenie parametrów geometrycznych kanału,
- obliczenia parametrów strumienia w przekrojach pośrednich kanału,
- profilowanie zarysu zewnętrznego kanału.

3.1. Obliczenia parametrów strumienia na wylocie dyfuzora

Obliczenia parametrów strumienia w przekroju wylotowym z kanału dyfuzora zakrzywionego służą do oceny poprawności przeprowadzonych w dalszym etapie obliczeń parametrów strumienia w pośrednich przekrojach kanału. Niezbędne dane do obliczeń parametrów strumienia na wylocie z kanału dyfuzora zakrzywionego, zaczerpnięto z wcześniej przeprowadzonych obliczeń termogazodynamicznych sekcji sprężarki odśrodkowej poprzedzającej dyfuzor zakrzywiony. Wyniki z tych obliczeń posłużyły jako warunki początkowe i brzegowe do obliczeń dyfuzora zakrzywionego. Dane wynikające z obliczeń termogazodynamicznych sprężarki dotyczą parametrów kinematycznych i termicznych w przekroju wylotowym dyfuzora rurkowego. Z obliczeń tych znany jest również wymiar średnicowy wylotu dyfuzora rurkowego, równy średnicy wlotowej dyfuzora zakrzywionego. Wartości parametrów strumienia na wlocie do dyfuzora zakrzywionego przedstawiono w tabeli.3.1.

Tab.3.1. Parametry wlotowe strumienia do dyfuzora zakrzywionego

$C_4[\frac{m}{s}]$	$T_4^*[K]$	$T_4[K]$	$P_4[Pa]$	$\lambda_4[-]$
94	591,11	586,68	715335	0,212

Parametry strumienia powietrza na wylocie z kanału są realizowane według algorytmu przedstawionego w pracy [53].

- Praca sił tarcia w dyfuzorze zakrzywionym:

$$lr_{4,5} = \xi_{4,5} \frac{C_4^2}{2} = 0,19 \cdot \frac{94^2}{2} = 839,42 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right] \quad (3.1)$$

$\xi_{4,5}$ – współczynnik strat przepływu w kanale dyfuzora zakrzywionego przyjęto według [33], $\xi_{4,5} = 0,19$

- Krytyczna prędkość dźwięku w przekroju wylotowym:

$$a_{kr5} = a_{kr4} = \sqrt{\frac{T_4^* 2kR}{k+1}} = \sqrt{\frac{591,11 \cdot 2 \cdot 1,4 \cdot 287}{1,4+1}} = 444,88 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (3.2)$$

Wartość temperatury spiętrzenia T_4^* jest znana z obliczeń dyfuzora rurkowego.

- Prędkość strumienia powietrza w przekroju wylotowym:

$$C_5 = \lambda_5 a_{kr5} = 0,11 \cdot 444,88 = 48,93 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (3.3)$$

Zredukowaną liczbę Lavalą prędkości bezwzględnej na wylocie z dyfuzora przyjmuje się z zakresu $\lambda_5 = 0,11 \div 0,22$ [33].

Przyjęto liczbę Lavalą prędkości bezwzględnej na wylocie z dyfuzora $\lambda_5 = 0,11$.

- Temperatura statyczna strumienia w przekroju wylotowym:

$$T_5 = T_4^* - \frac{C_5^2}{\frac{2kR}{k-1}} = 591,11 - \frac{49^2}{\frac{2 \cdot 1,4 \cdot 287}{1,4-1}} = 589,91 [\text{K}] \quad (3.4)$$

- Wykładnik politropy sprężania w kanale dyfuzora:

$$\frac{n_{4,5}}{n_{4,5-1}} = \frac{k}{k-1} - \frac{lr_{4,5}}{R(T_5 - T_4)} \quad (3.5)$$

Oznaczając prawą stronę równania (3.5) przez E :

$$E = \frac{k}{k-1} - \frac{lr_{4,5}}{R(T_5 - T_4)} = \frac{1,4}{1,4-1} - \frac{839}{287(590 - 587)} = 2,59 \quad (3.6)$$

Wykładnik politropy $n_{4,5}$ określa równanie:

$$n_{4,5} = \frac{E}{E-1} = \frac{2,59}{2,59-1} = 1,62 \quad (3.7)$$

- Ciśnienie statyczne strumienia w przekroju wylotowym:

$$P_5 = P_4 \left(\frac{T_5}{T_4} \right)^{\frac{n_{4,5}}{n_{4,5}-1}} = 715335 \left(\frac{590}{587} \right)^{\frac{1,62}{1,62-1}} = 725843 [\text{Pa}] \quad (3.8)$$

- Względna gęstość strumienia masy w przekroju wylotowym:

$$q(\lambda_5) = \lambda_5 \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_5^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} = 0,1 \left(1 - \frac{1,4-1}{1,4+1} \cdot 0,1^2 \right)^{\frac{1}{1,4-1}} \cdot \left(\frac{1,4+1}{2} \right)^{\frac{1}{1,4-1}} \\ = 0,17$$

- Funkcja gazodynamiczna temperatury:

$$\tau(\lambda_5) = 1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_5^2 = 1 - \frac{1,4-1}{1,4+1} \cdot 0,1^2 = 0,997 [-] \quad (3.10)$$

- Funkcja gazodynamiczna ciśnienia:

$$\pi(\lambda_5) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_5^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(1 - \frac{1,4-1}{1,4+1} \cdot 0,1^2 \right)^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 0,992 [-] \quad (3.11)$$

- Temperatura spiętrzenia w przekroju wylotowym:

$$T_5^* = \frac{T_5}{\tau(\lambda_5)} = \frac{590}{0,997} = 591,112 [\text{K}] \quad (3.12)$$

Relacja $T_4^* = T_5^* = 591,112 [\text{K}]$ – spełniona

- Ciśnienie spiętrzenia w przekroju wylotowym:

$$P_5^* = \frac{P_5}{\pi(\lambda_5)} = \frac{725843}{0,992} = 730990 [\text{Pa}] \quad (3.13)$$

- Stopień strat ciśnienia spiętrzenia w kanale dyfuzora zakrzywionego:

$$\begin{aligned}\sigma_{4,5} &= 1 - \left(\frac{k}{k+1}\right) \zeta_{4,5} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_4^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda_4^2 \\ &= 1 - \left(\frac{1,4}{1,4+1}\right) \cdot 0,19 \left(1 - \frac{1,4-1}{1,4+1} \cdot 0,212^2\right)^{\frac{1}{1,4-1}} \cdot 0,212^2 = 0,99 \quad (3.14)\end{aligned}$$

- Sprawdzenie dokładności wyznaczenia wartości ciśnienia spiętrzenia strumienia w przekroju wylotowym:

$$P_5^* = \sigma_{4,5} P_4^* = 0,99 \cdot 734619 = 731027[\text{Pa}] \quad (3.15)$$

- Pole powierzchni pojedynczego kanału dyfuzora w przekroju wylotowym:

$$\begin{aligned}F_{5,1} &= \frac{\dot{m} \sqrt{T_5^*}}{Z_{dr} s P_5^* q(\lambda_5) \sin \alpha_5 K_m} = \frac{1,42 \cdot \sqrt{591}}{20 \cdot 0,0404 \cdot 731027 \cdot 0,17 \cdot \sin(90) \cdot 0,975} \\ &= 0,000347[\text{m}^2]\end{aligned}$$

gdzie: kąt wypływu z dyfuzora zakrzywionego α_5 powinien wynosić $\alpha_5 = 75 \div 90$.

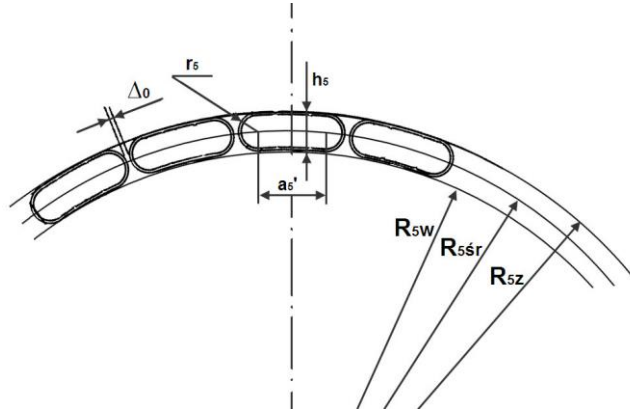
Dla potrzeb obliczeniowych kąt α_5 przyjęto równy $\alpha_5 = 90$, natomiast współczynnik K_m z przedziału wartości $0,97 \div 0,98$ [44], jako $K_m = 0,975$.

- Stopień dyfuzorowości kanału dyfuzora zakrzywionego określany jako stosunek pola powierzchni wylotowej do pola powierzchni wlotowej:

$$\overline{F}_{5,4} = \frac{F_{5,1}}{F_{4,1}} = \frac{347}{182} = 1,9[-] \quad (3.17)$$

Stopień dyfuzorowości kanału dyfuzora zakrzywionego powinien spełniać relację $\overline{F}_{5,4} \leq 7$ [44].

3.2. Parametry geometryczne dyfuzora zakrzywionego



Rys.3.1. Schemat przekroju wylotowego dyfuzorów zakrzywionych [53]

- Średnia średnica arytmetyczna:

$$D_{5śr} = \frac{D_{5z} + D_{5w}}{2} = \frac{378 + 358}{2} = 368[\text{mm}] \quad (3.18)$$

- Promień średni

$$R_{5śr} = \frac{D_{5śr}}{2} = \frac{368}{2} = 184[\text{mm}] \quad (3.19)$$

- Relacja między promieniem wylotowym r_5 oraz wysokością kanału h_5 jest następująca

$$h_5 = 2 r_5 = 2 \cdot 4 = 8[\text{mm}] \quad (3.20)$$

Zazwyczaj według [44] [43] [63] $h_5 = (0,6 \div 1,15)d_4$.

- Wyrażenie na odcinek a_5' szerokości kanału:

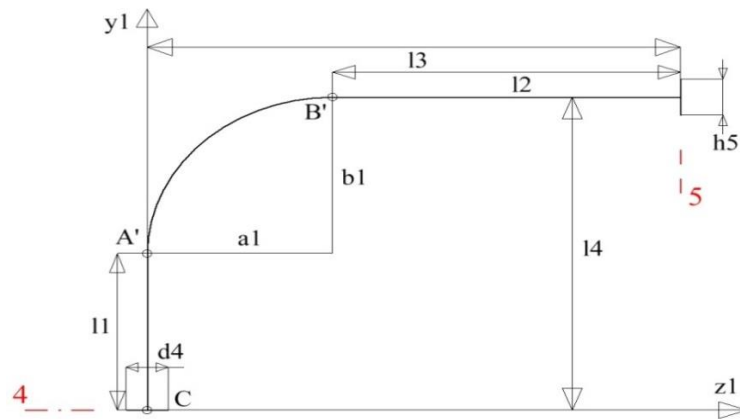
$$a_5' = \frac{\pi D_{5śr}}{Z_{dz}} - (\Delta_0 + 2g)Z_{dz} - 2r_5 = \frac{\pi \cdot 368}{20} - (0,6 + 2 \cdot 0,6)20 - 2 \cdot 4 = 48[\text{mm}] \quad (3.21)$$

- Pole powierzchni pojedynczego kanału dyfuzora:

$$F_{5,1} = h_5 a_5' + \pi r_5^2 = 8 \cdot 48 + \pi \cdot 4^2 = 434[\text{mm}^2] \quad (3.22)$$

Ostateczną wartość dotyczącą pola powierzchni wylotu otrzymano z dokładnych obliczeń przepływowych. Powyższe dane są natomiast wynikami projektu koncepcyjnego podzespołu.

Profilowanie przebiegu osi kanału dyfuzora zakrzywionego



Rys.3.2. Schemat osi głównej dyfuzora zakrzywionego

Wartości poszczególnych odcinków osi kanału przyjmują się z następujących przedziałów

$l_z = (10 \div 12,5)d_4$ – całkowita długość osi kanału

$l_1 = (2 \div 4)d_4$ – odcinek CA', $l_1 = 2 \cdot 15 = 30[mm]$

$l_2 = (2,3 \div 4,2)d_4$ – odcinek B'5, $l_2 = 4 \cdot 15 = 60[mm]$

$l_3 = (6 \div 9,5)d_4$, $l_3 = 7 \cdot 15 = 105[mm]$

$l_4 = (5 \div 9)d_4$, $l_4 = 5 \cdot 15 = 75[mm]$

Wartość półosi małej elipsy zakrzywienia kanału b_1 :

$$b_1 = l_4 - l_1 = 75 - 30 = 45[mm] \quad (3.23)$$

Wartość półosi wielkiej elipsy zakrzywienia kanału a_1 :

$$a_1 = l_3 - l_2 = 105 - 60 = 45[mm] \quad (3.24)$$

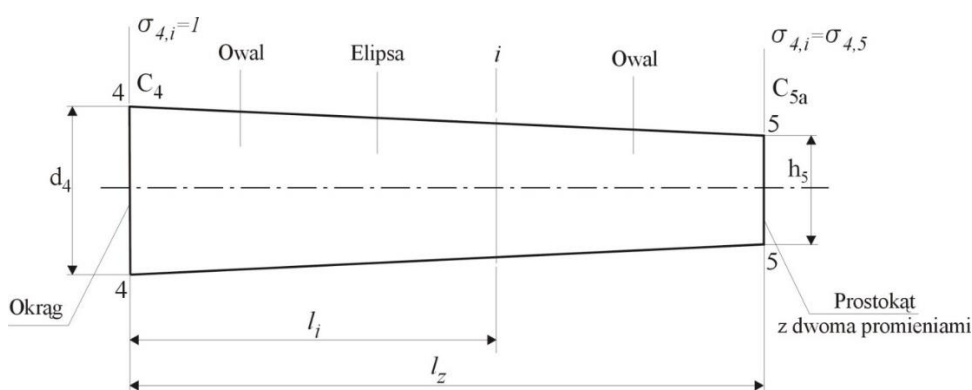
Rzeczywista długość osi kanału dyfuzora oblicza się z wyrażenia:

$$\begin{aligned} l_z &= l_1 + \frac{\pi}{4} \left[\frac{3}{2} (a_1 + b_1) - \sqrt{a_1 b_1} \right] + l_2 = 30 + \frac{\pi}{4} \left[\frac{3}{2} (45 + 45) - \sqrt{45 \cdot 45} \right] + 60 \\ &= 160,686[mm] \end{aligned}$$

Tab.3.2. Wymiary najważniejszych odcinków osi głównej dyfuzora zakrzywionego

l_1 [mm]	l_2 [mm]	l_3 [mm]	l_4 [mm]	l_z [mm]	a_1 [mm]	b_1 [mm]
30	60	105	75	160,7	45	45

Do celów projektowych obrysu kanału dyfuzora pomiędzy przekrojem wlotowym (4-4) a przekrojem wylotowym (5-5) założono liniowo malejącą zmianę wysokości kanału przepływowego od średnicy wlotowej d_4 do wysokości kanału h_5 na wylocie – rys.3.3.



Rys.3.3. Przebieg wysokości kanału dyfuzora zakrzywionego [53]

3.3. Obliczenia parametrów strumienia w przekrojach pośrednich kanału dyfuzora

Na tym etapie obliczeń określono parametry termogazodynamiczne strumienia powietrza w wybranych i -tych przekrojach poprzecznych kanału dyfuzora wzdłuż jego długości, które mają na celu uzyskanie wartości pól powierzchni tych przekrojów. Do obliczeń parametrów strumienia w przekrojach kontrolnych kanału dyfuzora, przyjęto liczbę przekrojów równą 20, w odległościach l_i (z przedziału $l_i \in (0, l_z)$). Tok obliczeń rozpoczyna się od obliczenia stopnia strat ciśnienia spiętrzenia od przekroju wlotowego kanału (4-4) do bieżącego(i -i).

$$\sigma_{4,i} = \sigma_{4,5} + \frac{(l_z - l_i)}{l_z} (1 - \sigma_{4,5}) \quad (3.26)$$

gdzie:

$$\sigma_{4,i} = \frac{P_i^*}{P_4^*} \quad (3.27)$$

- Ciśnienie spiętrzenia w przekrojach pośrednich kanału:

$$P_i^* = \sigma_{4,i} P_4^* \quad (3.28)$$

- Zakłada się, że zmiana wartości prędkości bezwzględnej w kanale dyfuzora przebiega według funkcji liniowej, jej wartość w przekroju pośrednim kanału jest równa:

$$C_i = C_5 + \frac{(l_z - l_i)}{l_z} (C_4 - C_5) \quad (3.29)$$

Przy założeniu, że prędkość bezwzględna w przekroju pośrednim jest równa jej składowej osiowej, $C_i = C_{ai}$ oraz $C_5 = C_{5a}$

- Z dostępnej wiedzy, wiadomo, że przepływ przez kanał dyfuzora jest przepływem energetycznie odosobnionym. Dla takiego przepływu temperatura spiętrzenia się nie zmienia:

$$T_i^* = T_4^* = T_5^* \quad (3.30)$$

- Prędkość krytyczna dźwięku jest równa:

$$a_{kri} = \sqrt{\frac{T_i^* 2kR}{k+1}} \quad (3.31)$$

- Liczbę Lavalą prędkości bezwzględnej określa zależność:

$$\lambda_i = \frac{C_i}{a_{kri}} \quad (3.32)$$

Wartość zredukowanej liczby Lavalą λ_i jest niezbędna do wyznaczenia funkcji gazodynamicznych temperatury i ciśnienia [75]:

- Funkcja gazodynamiczna temperatury:

$$\tau(\lambda_i) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_i^2\right) \quad (3.33)$$

- Funkcja gazodynamiczna ciśnienia:

$$\pi(\lambda_i) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_i^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (3.34)$$

- Temperatura statyczna oraz ciśnienie statyczne oblicza się z zależności:

$$T_i = T_i^* \tau(\lambda_i) \quad (3.35)$$

$$P_i = P_i^* \pi(\lambda_i) \quad (3.36)$$

- Liczba Macha:

$$M_i = \frac{C_i}{\sqrt{T_i k R}} \quad (3.37)$$

- Gęstość statyczna strumienia gazu określa się z równania stanu:

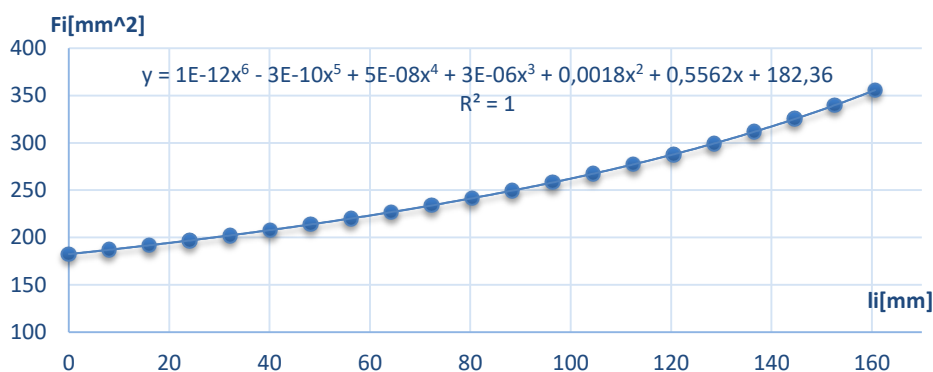
$$\rho_i = \frac{P_i}{R T_i} \quad (3.38)$$

- Względna gęstość strumienia masy:

$$q(\lambda_i) = \lambda_i \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_i^2\right)^{\frac{1}{k-1}} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (3.39)$$

- Pole powierzchni przekrojów pośrednich kanału dyfuzora określa się na podstawie równania ciągłości:

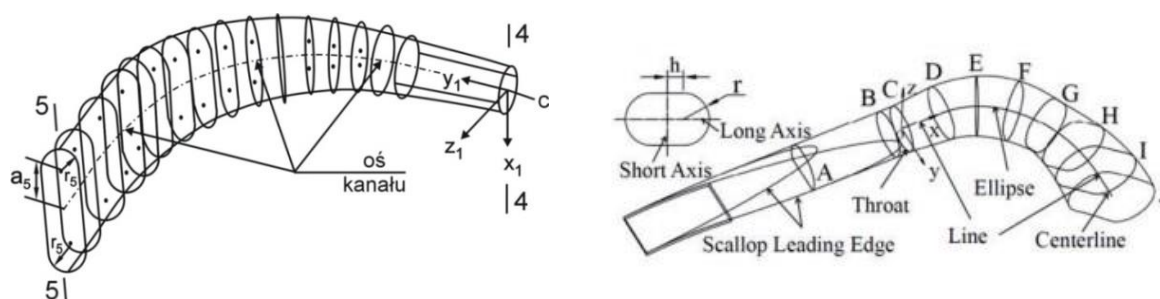
$$F_{i,1} = \frac{m \sqrt{T_i^*}}{z_{dz} s p_i^* q(\lambda_i) \sin \alpha_i K m_i} \quad (3.40)$$



Rys.3.4. Przebieg zmienności pola powierzchni i-tych przekrojów wzdłuż kanału dyfuzora zakrzywionego

3.4. Profilowanie zarysu zewnętrznego kanału dyfuzora zakrzywionego

Przy profilowaniu zarysu zewnętrznego kanału dyfuzora zakrzywionego trzeba wspomnieć, że pierwotna geometria kanału dyfuzora została wykonana na podstawie patentu [39], według którego obrys ścianek dyfuzora w przekroju poprzecznym był okręgiem. Drugi patent [43] przedstawiał zmodyfikowaną „spłaszczoną” geometrię pierwszego patentu, którą przedstawiono na rysunku.3.5. Obrys geometrii kanału w swych przekrojach poprzecznych przypominał kształtem owal w obszarze wlotowym, przechodząc w elipsę w obszarach łuku, w końcu w superelipsę przypominającą w swym kształcie prostokąt z dwoma promieniami w kierunku wylotowym kanału.



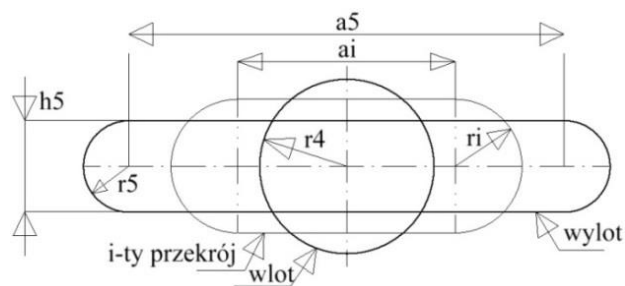
Rys.3.5. Schemat ilustrujący płynność przebiegu kanału dyfuzora zakrzywionego [53] [73]

Aby wyznaczyć współrzędne zarysu zewnętrznego i -tego przekroju pośredniego kanału dyfuzora należy posłużyć się zależnością (3.41) przedstawioną w pracy [44]:

$$\left(\frac{x_i}{a_i}\right)^{e_n} + \left(\frac{y_i}{b_i}\right)^{e_m} = 1 \quad (3.41)$$

Wykładniki e_n i e_m równania (3.41) powinny przyjmować się w przedziale od 2 dla elipsy do 8 i więcej dla superelipsy. W pracy przy profilowaniu zarysu zewnętrznego kanału dyfuzora zrezygnowano z profilowania według sposobu zaprezentowanego w pracy [44]. Przyczyną tego była trudność w określeniu wartości wykładników e_n i e_m w równaniu (3.41), potrzebnych do wyznaczenia współrzędnych obrysu przekroju poprzecznego elipsy. Dlatego też, dysponując obliczonymi wartościami pól i -tych przekrojów poprzecznych kanału, uzyskanych na drodze wcześniej przeprowadzonych obliczeń termogazodynamicznych, można dobrać dowolny kształt obrysu profilu, przy zachowaniu zakrzywionego kształtu kanału dyfuzora. Konkretnie w pracy zaproponowano zastąpienie eliptycznego kształtu obrysów przekrojów poprzecznych na obrys prostokątny z charakterystycznymi promieniami. Dzięki takiemu zabiegowi uproszczono określenie

obrysu przekrojów poprzecznych kanału według pracy [44]. Schematycznie przedstawiono zaproponowany kształt obrysu poszczególnych przekrojów poprzecznych na rysunku.3.6.

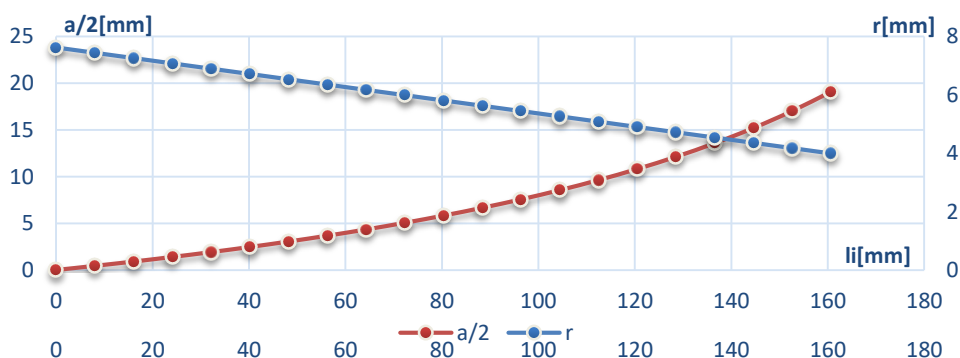


Rys.3.6. Schemat obrysu z oznaczeniem promienia r oraz szerokości a dla i -tego przekroju poprzecznego

gdzie:

- r_4 – promień wlotu kanału dyfuzora,
- a_i – szerokość i -tego przekroju poprzecznego,
- r_i – promień i -tego przekroju poprzecznego,
- h_5 – wysokość przekroju wylotowego,
- a_5 – szerokość przekroju wylotowego,
- r_5 – promień przekroju wylotowego.

W pracy przyjęto liniowy charakter zmiany wysokości kanału h_i w i -tym przekroju od przekroju wlotowego do wylotowego. Zmienność wartości h_i oraz połowy szerokości $a/2$ przekroju poprzecznego przedstawia rysunek.3.7.

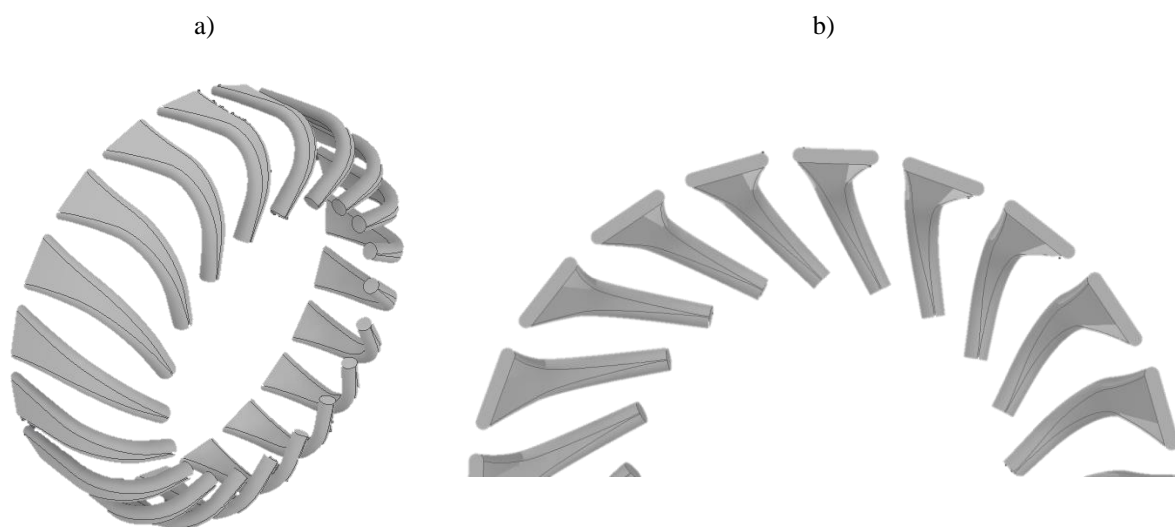


Rys.3.7. Przebieg zmienności $h_i(r)$ oraz $a/2$ dla i -tych przekrojów wzdłuż kanału dyfuzora zakrzywionego

Aby zaprojektowany w pracy dyfuzor, mógł pełnić rolę dyfuzora zakrzywionego, należało uwzględnić także skrzywienie takiego kanału ze względu na dopasowanie kanału do komory spalania. Dysponując już ostatecznymi wartościami parametrów geometrycznych i tych przekrojów, zamodelowano dyfuzor z uwzględnieniem skrzywienia kanału – rys.3.8-3.9.



Rys.3.8. Widok dyfuzora zakrzywionego w dwóch rzutach



Rys.3.9. Widok zespołu dyfuzorów:

a) z od strony wlotu; b) od strony wylotu

4. Warunki podobieństwa przepływu w modelu dyfuzora

Z uwagi na brak możliwości zapewnienia parametrów strumienia powietrza zgodnych z wynikami obliczeń przedstawionych w poprzednim rozdziale, koniecznym było dokonanie przeskalowania dyfuzora zgodnie z zasadami podobieństwa przepływu. Dzięki temu możliwe było opracowanie projektu stanowiska pomiarowego ułatwiającego pomiar z wykorzystaniem posiadanych sond pomiarowych. Parametry strumienia powietrza otrzymane na drodze analitycznej w modelu rzeczywistym dyfuzora zestawiono w tabeli.4.1.

Tab.4.1. Parametry strumienia dla warunków rzeczywistych

Prędkość wlotowa do dyfuzora C_4	Ciśnienie statyczne P_4	Temperatura statyczna T_4	Gęstość statyczna ρ_4
$94 \left[\frac{m}{s} \right]$	715665 [Pa]	586,714 [K]	$4,25 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$

Jako warunki odniesienia przyjęto warunki statyczne na ziemi, dla których parametry otoczenia przedstawiono w tabeli.4.2.

Tab.4.2. Parametry otoczenia

Ciśnienie otoczenia P_{od}	Temperatura otoczenia T_{od}	Gęstość otoczenia ρ_{od}
101325 [Pa]	295[K]	$1,196 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$

Dla sprawdzenia wartości gęstości statycznej dla warunków rzeczywistych ρ_d można posłużyć się zależnością:

$$\rho_d = \frac{\rho_{od} P_4 T_{od}}{T_4 P_{od}} = \frac{1,196 \cdot 715665 \cdot 295}{586 \cdot 101325} = 4,25 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (4.1)$$

Natomiast gęstość statyczna dla warunków odniesienia (eksperymentalnych):

$$\rho_m = \frac{\rho_{od} P_{od} T_{od}}{T_{od} P_{od}} = \frac{1,196 \cdot 101325 \cdot 295}{295 \cdot 101325} = 1,196 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (4.2)$$

Lepkość kinematyczna dla warunków rzeczywistych:

$$\nu_0 = \frac{\mu_0 \left(\frac{T_4}{T_{od}} \right)^{0,76}}{\rho_4} = \frac{1,83e^{-5} \left(\frac{587}{295} \right)^{0,76}}{4,25} = 7,256e^{-6} \left[\frac{m^2}{s} \right] \quad (4.3)$$

gdzie:

- μ_0 – lepkość dynamiczna dla warunków odniesienia (eksperymentalnych)

Lepkość kinematyczna dla warunków odniesienia(eksperymentalnych):

$$\nu_m = \frac{\mu_0 \left(\frac{T_{od}}{T_{od}} \right)^{0,76}}{\rho_m} = \frac{1,83e^{-5} \left(\frac{295}{295} \right)^{0,76}}{1,196} = 1,529e^{-6} \left[\frac{m^2}{s} \right] \quad (4.4)$$

Aby przepływ w dyfuzorze rzeczywistym (silnikowym) oraz w modelu eksperymentalnym był podobny, należy spełnić warunek równości liczby podobieństwa w obu przypadkach. W celu przeskalowania modelu rzeczywistego dyfuzora do modelu eksperymentalnego należy spełnić równość liczby Reynoldsa dla obu przypadków. Porównując obie liczby Reynoldsa otrzymano:

$$Re = \frac{C_d d_d}{\nu_d} = \frac{C_m d_m}{\nu_m} \quad (4.5)$$

W celu spełnienia powyższego warunku, przyjęto prędkość wlotową strumienia powietrza do modelu eksperymentalnego dyfuzora $C_m = 30,2 \left[\frac{m}{s} \right]$ oraz jego średnicę $d_m = 0,1[m]$.

Równość liczby Reynoldsa dla przypadku rzeczywistego i eksperymentalnego, zapiszemy więc:

- Przypadek rzeczywisty:

$$Re = \frac{C_d d_d}{\nu_d} = \frac{94 \cdot 0,01524}{7,256e^{-6}} = 197393[-] \quad (4.6)$$

- Przypadek eksperymentalny:

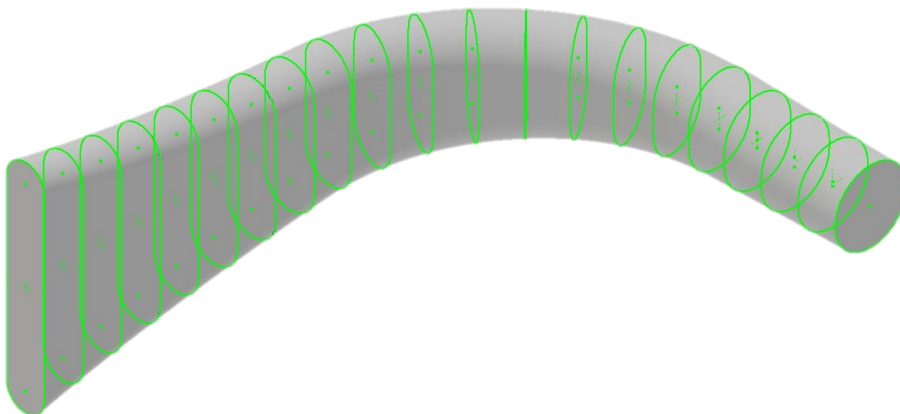
$$Re = \frac{C_m d_m}{\nu_m} = \frac{30,2 \cdot 0,1}{1,529e^{-5}} = 197393[-] \quad (4.7)$$

Tab.4.3. Parametry wlotowe strumienia dla warunków rzeczywistych oraz eksperymentalnych

Przypadek rzeczywisty		Przypadek eksperymentalny	
$C_d=C_4$	$94[\frac{m}{s}]$	C_m	$30,2[\frac{m}{s}]$
d_d	$0,01524[m]$	d_m	$0,1[m]$
ν_d	$7,256e-6 [\frac{m^2}{s}]$	ν_m	$1,529e-5[\frac{m^2}{s}]$
Re	$197393[-]$	Re	$197393[-]$
Skala: 6,56			

Przeskalowanie modelu będzie wynikać ze stosunku średnic wlotowych:

$$\text{skala} = \frac{d_m}{d_d} = \frac{0,1}{0,01524} = 6,56[-] \quad (4.8)$$



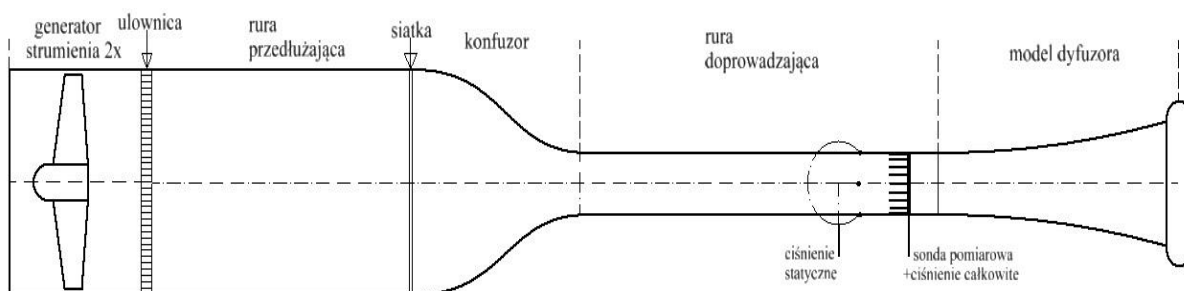
Rys.4.1. Model eksperymentalny dyfuzora z oznaczeniem przekrojów poprzecznych

5. Badania eksperymentalne

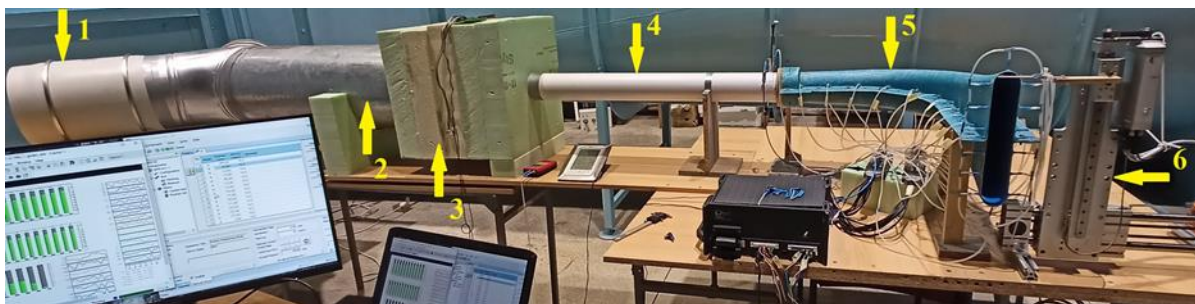
Część eksperymentalna badań została tak zaprojektowana, aby maksymalnie wykorzystać użytą platformę programową DasyLab, a zatem, aby większość możliwych operacji przeliczeniowych realizować przy pomocy tego systemu. Efektem takiego podejścia jest znaczące skrócenie czasu prowadzonego badania a tym samym eksperyment staje się bardziej wiarygodny, a także znacząco zwiększa komfort prowadzonych badań.

5.1. Projekt stanowiska badawczego

Przeprowadzenie badań eksperymentalnych dyfuzora wymagało zaprojektowania i wykonania dedykowanego stanowiska do badań tego typu elementów z własnym napędem – sprężarką z płynną regulacją strumienia powietrza przedstawionego na rysunku.5.1 oraz rysunku.5.2. W tym celu wykonano szacunkowe obliczenia minimalnych parametrów dla układu wentylatora napędowego dla spełnienia wymogów uzyskania odpowiednich wartości prędkości wlotowej uzyskanej z przeskalowania modelu. Dla bezpiecznego rozwiązania napęd obliczono przy uwzględnieniu strat całego kanału badawczego z dyfuzorem włącznie dla uzyskania prędkości na wlocie do dyfuzora z małym zapasem, czyli do 35 [m/s] wartości średniej. Na rysunku.5.1 przedstawiono schemat stanowiska badawczego. Zasadnicze podzespoły konstrukcji stanowiska to wentylator sprężający powietrze i kanał formujący profil prędkości na wlocie do dyfuzora.



Rys.5.1. Schemat stanowiska pomiarowego do badań dyfuzora w tym pomiaru profilu prędkości na wlocie dyfuzora (z oznaczeniem najważniejszych sekcji kanału.)



Rys.5.2. Widok stanowiska pomiarowego.

W oparciu o przedstawione w rozdziale.4 przeskalowanie modelu dyfuzora, określono wymiar średnicy wlotowej kanału modelu eksperymentalnego dyfuzora, równej 100[mm], na podstawie których przyjęte zostały wymiary pozostałych sekcji stanowiska. Elementy stanowiska pomiarowego stanowią:

- układ dwóch wentylatorów połączonych równolegle jako zespół sprężający powietrze **(1)**,
- kanał wyrównujący – odcinek łączący zespół sprężający z konfuzorem o długości $L=1000$ [mm] z elementami wyrównującymi strumień (ulownica oraz siatka)**(2)**,
- odcinek przepływowy redukujący średnicę kanału wyrównującego $d=315$ [mm] do średnicy kanału doprowadzającego $d=100$ [mm]-konfuzor **(3)**,
- odcinek łączący konfuzor z dyfuzorem - kanał doprowadzający do modelu o długości $L=10d_{wlot}$ **(4)**,
- kompozytowy model dyfuzora **(5)**,
- manipulator kartezyjski **(6)**,
- pozostałe elementy stanowiska pomiarowego (8-punktowa sonda pomiarowa do pomiaru metodą Log-Czebyszewa, 6-punktowa oraz 5-punktowa(kierunkowa) sonda pomiarowa, skaner ciśnień 2x).

5.1.1. Dobór zespołu sprężającego

Podstawowym etapem w trakcie projektowania stanowiska pomiarowego był dobór odpowiedniego zespołu sprężającego. Stąd w pierwszej kolejności po zaprojektowaniu kanału przepływowego przedstawionego na rysunku.5.1 oraz rysunku.5.2 według parametrów geometrycznych uzyskanych z przeskalowania dyfuzora i zasad normatywnych, oszacowano straty sumaryczne ciśnienia na całej długości kanału. Uzyskany z przeskalowania strumień

objętości oraz obliczone straty ciśnienia w kanale stanowiły istotne parametry doboru wentylatora, określające znamionowy punkt pracy wentylatora napędowego.

Dla uzyskania prędkości na wlocie do dyfuzora $C=30$ [m/s], konieczne jest wygenerowanie strumienia objętości $Q=0,225$ [m³/s]=810 [m³/h], natomiast dla zapewnienia prędkości $C=35$ [m/s] konieczne jest uzyskanie $Q=0,26$ [m³/s]=945 [m³/h]. Tak zwany znamionowy punkt pracy określa strumień objętości $Q=810$ [m³/h]. Wentylator musi gwarantować na tym poziomie strumień, ale przy uzyskanym odpowiednim sprężu. Spręż powinien być co najmniej na poziomie sumy strat ciśnienia w całym kanale przepływowym.

Szacowanie strat przepływowych w kanale

W celu doboru odpowiedniego zespołu napędowego (sprężającego) przeprowadzono szacunkowe (wstępne) obliczenia strat przepływowych całkowitych powstałych na całkowitej długości kanału zaprojektowanego stanowiska pomiarowego. Przedstawione poniżej szacowanie strat przeprowadzono dla poszczególnych sekcji stanowiska pomiarowego, począwszy od modelu dyfuzora. Straty ciśnienia określono według normy PN -76/M- 34034 oraz PN-EN ISO 5167-1.

- **Przekrój wylotowy dyfuzora:**

$$C_1 = 15 \text{ [m/s]}$$

$$P_{d1} = 135 \text{ [Pa]}$$

$$\Delta P_1 = \zeta_1 P_{d1} = 135 \text{ [Pa]}, \text{ ponieważ przyjmuję straty } \zeta_1 = 1$$

- **Przekrój wlotowy do dyfuzora:**

$$D_2 = 0,1 \text{ [m]} - \text{średnica wlotowa kanału dyfuzora}$$

$$C_{\max} = 30 \text{ [m/s]} - \text{prędkość wlotowa do kanału dyfuzora.}$$

$$L = 1 \text{ [m]} - \text{długość kanału doprowadzającego}$$

Wyznaczenie strat liniowych na odcinku 3-2:

$$S_2 = \frac{\pi D_2^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} = 7,5 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]} - \text{pole powierzchni wlotowej dyfuzora}$$

$$\text{Re}_2 = \frac{C_2 D_2}{\nu} = \frac{30 \cdot 0,1}{15 \cdot 10^{-6}} = 200 \cdot 10^3 [-]$$

$$\Delta P_{3-2} = \frac{L}{D_2} \lambda_3 P_d = \frac{1}{0,1} \cdot 0,024 \cdot 540 = 129 [\text{Pa}]$$

$$\text{dla } \text{Re}_2 = 200 \cdot 10^3, \lambda_3 = 0,024$$

- **Konfuzor:**

$D_4 = 0,315 [\text{m}]$ – średnica wlotowa konfuzora

$L_{4-3} = 0,5 [\text{m}]$ – długość kanału konfuzora

$$\Delta P_{4-3} = \zeta_{\text{kon}} P_{d4}$$

Prędkość na wlocie obliczona została z równania ciągłości:

$$Q_4 = Q_3$$

$$Q_4 = C_4 S_4$$

$$Q_3 = C_3 S_{3(2)}, S_3 = S_2$$

$$Q_3 = 30 \cdot 7,5 \cdot 10^{-3} = 0,225 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

$$S_4 = \frac{\pi D_4^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,315^2}{4} = 74,4 \cdot 10^{-3} [\text{m}^2]$$

Jeżeli $Q_4 = Q_3$, to:

$$C_4 = \frac{Q_3}{S_4} = \frac{0,225}{74,4 \cdot 10^{-3}} = 3 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$\text{Re}_4 = \frac{30 \cdot 0,315}{15 \cdot 10^{-6}} = 63 \cdot 10^3 [-]$$

$$P_{d4} = 0,5 \rho C_4^2 = 0,5 \cdot 1,2 \cdot 3^2 = 5,4 [\text{Pa}]$$

$$\zeta_{\text{kon}} = \frac{\lambda_4 L_{4-3}}{4d} \left(1 + \frac{D}{d} + \frac{D^2}{d^2} + \frac{D^3}{d^3} \right) = 0,6 [-]$$

$$\Delta P_{4-3} = \zeta_{\text{kon}} P_{d4} = 0,6 \cdot 5,4 = 3,4 [\text{Pa}]$$

- **Wyznaczenie strat liniowych na odcinku 5-4:**

$L_{5-4} = 0.9[m]$ – odcinek kanału wyrównującego

$D_{5-4} = 0,315[m]$ – średnica

$P_{d4} = 5,4P_d$

$Re_4 = 63 \cdot 10^3[-]$

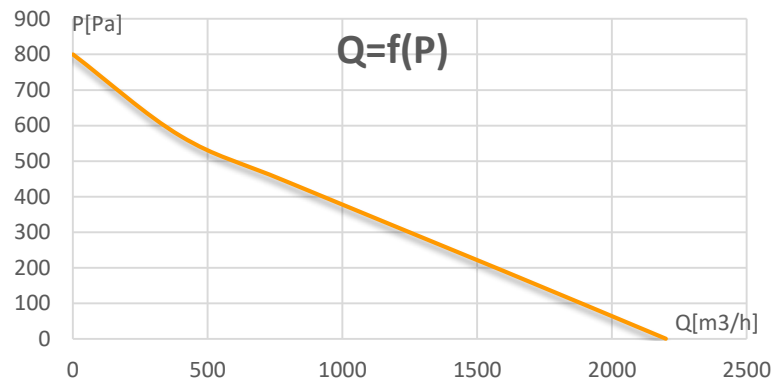
$\lambda_4 = 0,035$

$$\Delta P_{5-4} = \lambda_4 \frac{L_{5-4}}{D_{5-4}} P_{d4} = 0,035 \cdot \frac{0,9}{0,315} \cdot 5,4 = 0,54[Pa]$$

- **Suma strat na całym odcinku kanału 5-1:**

$$\begin{aligned} \sum \Delta P_{5-4} &= \Delta P_1 + \Delta P_{dyf} + \Delta P_{3-2} + \Delta P_{4-3} + \Delta P_{5-4} = 135 + 108 + 129 + 2,4 + 0,6 \\ &= 375[Pa] \end{aligned}$$

Mając na uwadze uzyskane parametry spiętrzenia oraz strumienia zastosowano dwa wentylatory w układzie równoległym.



Rys.5.3. Charakterystyka pojedynczego wentylatora EBERG315

Dla zagwarantowania zapasu ciśnienia w przypadku modyfikacji stanowiska w czasie kalibracji kanału np. przez montaż dodatkowych prostownic strumienia, przyjęto większą wartość prędkości od średniej na wlocie do dyfuzora równą 35[m/s]. Mając na uwadze ten warunek powiększono wymagany spręż wentylatora do 600 [Pa]. Z charakterystyki pojedynczego wentylatora – rys.5.3, uzyskuje się strumień objętości na poziomie 400 [m³/h] dla założonego sprężu. Dlatego zastosowano dwa wentylatory w trybie równoległym, co

spowodowało że strumień objętości wzrósł dwukrotnie, czyli do wymaganych 800 [m³/h]. Do tego celu dobrano dwa wentylatory kanałowe, diagonalne firmy EBERG, typ 315 - rys.5.4.



Rys.5.4. Widok wentylatora EBERG315

Dobry wentylator jest przystosowany do napięciowej regulacji prędkości obrotowej, o średnicy wylotowej do elementu łączącego dwa wentylatory - trójnik, równej 315 [mm]. Z racji możliwości sterowania prędkością obrotową uzyskano możliwość awaryjnego podniesienia sprężu i strumienia objętości do 1000[m³/h]. Takie rozwiązanie jest pewnym kompromisem wyboru stosunkowo małej średnicy pojedynczego wentylatora 315[mm], więc wymagana jest mała redukcja do średnicy wlotowej modelu dyfuzora równej 100[mm]. Wybrany typ wentylatora charakteryzują się cichobieżnymi profilami łopatek wirnika. Konstrukcje wentylatorów zmodyfikowano poprawiając kształt kanału wylotowego w celu uzyskania lepszych parametrów przepływowych. Dokładniej mówiąc, zainstalowane zostały dwa stożki pokazane na rysunku.5.5.b, zapewniające łagodniejsze przejście powierzchni redukując przy tym poziom istniejących zawirowań w obszarze sumatora (trójnika). Dwa wentylatory połączone zostały w układzie typu „V”, co pokazano na rysunku.5.5.a.

a)

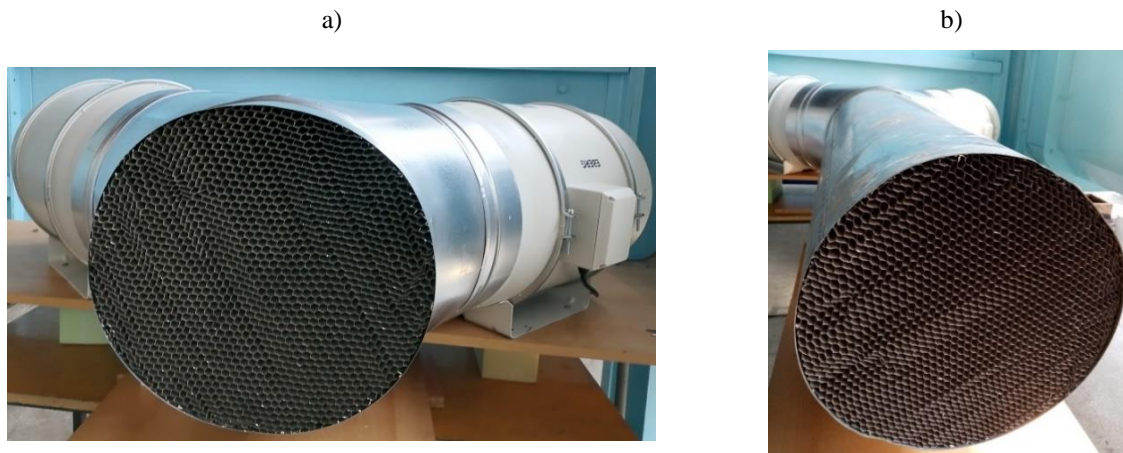


b)



Rys.5.5. Zespół wentylatorów sprężających:

a) układ połączonych trójnikiem w układzie „V”; b) widok stożków na wylocie z wentylatorów



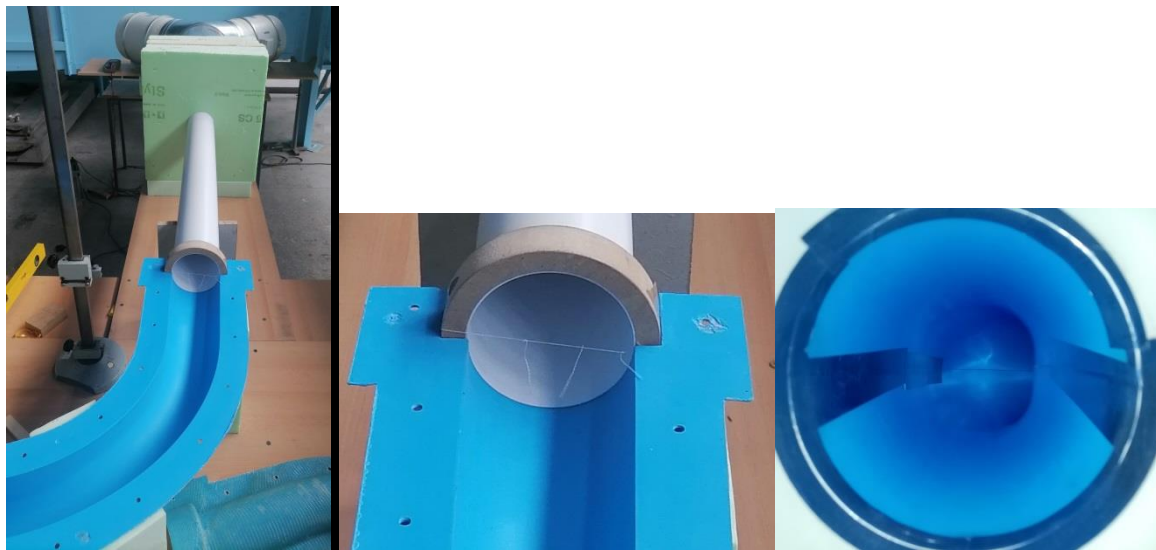
Rys.5.6. Widok ulownicy:

a) na wylocie z trójkąta; b) na wylocie z kanału wyrównującego

Na wylocie z trójkąta (sumatora), dla zapewnienia odpowiedniej jakości strumienia powietrza zastosowano prostownice (ulownice) – rys.5.6.a. Przekrój ulownicy jest jednocześnie przekrojem wlotowym do kanału wyrównującego mającego na celu uspokojenie oraz wyrównanie profilu prędkości strumienia powietrza wypływającego z sumatora. Zastosowano tutaj rurę gładką o długości równej 1[m]. Na wylocie z tego kanału, stanowiącym jednocześnie wlot do konfuzora, zainstalowano drugi element prostujący strumień (ulownica) – rys.5.6.b. Zastosowany w stanowisku konfuzor został wprowadzony jako segment redukcyjny pomiędzy średnicą kanału wyrównującego a średnicą kanału doprowadzającego, równej średnicy wlotu modelu dyfuzora. Konfuzor został wykonany w rezultacie sklejenia pięciu warstw płyt styrodurewych, tworzących bryłę, w której wyfrezowano kształt kanału przepływowego konfuzora – rys.5.7. Pomiędzy segmentem konfuzora a modelem dyfuzora zastosowano rurę PCV o średnicy równej 100[mm], stanowiącą ostatni odcinek przepływowy wyrównujący profil prędkości. Długość kanału doprowadzającego jest równa dziesięciu średnicom wlotu modelu dyfuzora, czyli $L=1$ [m]. Połączenie rury PCV(kanał doprowadzający) z kołnierzem modelu dyfuzora, było możliwe poprzez zastosowanie pierścienia, co pokazano na rysunku.5.8.



Rys.5.7. Widok kanału konfuzora



Rys.5.8. Widok na łączenie kanału doprowadzającego z modelem dyfuzora oraz widok wlotu dyfuzora

5.1.2. Wykonanie modelu dyfuzora

Tunelowy model dyfuzora ze względów technologicznych został wykonany w technologii kompozytowej, z dwóch symetrycznych połówek. Geometria kanału dyfuzora została otrzymana z wyżej opisanej metody profilowania kanału według metody jednowymiarowej opracowanej przez S. Antasa [53]. Najistotniejszym w wykonaniu modelu dyfuzora było wykonanie rdzenia "kopyta", który stanowił kanał przepływowy dyfuzora. W płycie modelarskiej, części kopyta zostały wyfrezowane na ploterze 3D należącym do Katedry Inżynierii Lotniczej i Kosmicznej Politechniki Rzeszowskiej. Wyfrezowane części dyfuzora zostały ze sobą połączone otrzymując model kopyta – rys.5.9. Na tak przygotowanym kopycie wyznaczono podział modelu na dwie połówki: górną oraz dolną – rys.5.10. Następnie kopyto należało obłożyć włóknem szklanym wraz z żywicą – rys.5.11-

5.12. W ten sposób otrzymano dwie połówki skręcane śrubami tworzące kanał dyfuzora zakrzywionego – rys.5.13.



Rys.5.9. Kopyto dyfuzora wykonanego z płyty modelarskiej



Rys.5.10. Kopyto dyfuzora wraz z jego podziałem na połówkę górną i dolną



Rys.5.11. Kopyto dyfuzora z warstwą żywicy



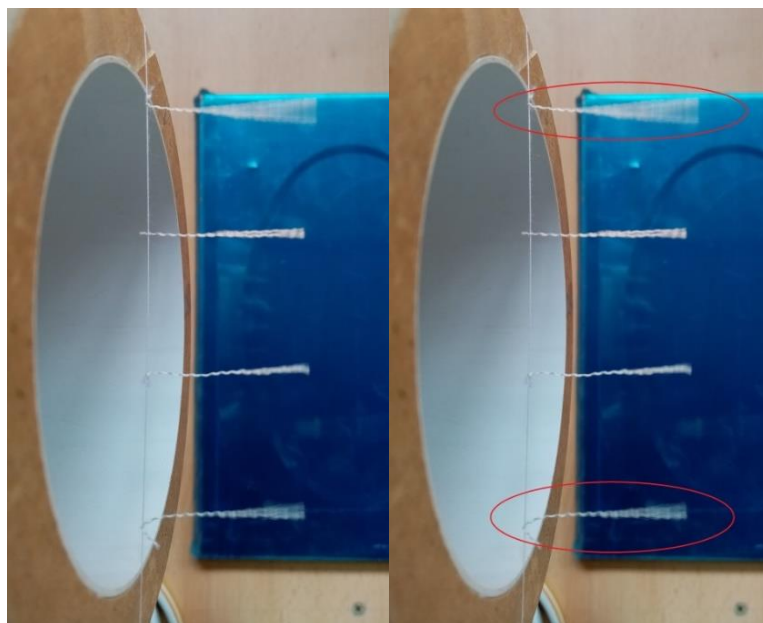
Rys.5.12. Kopyto dyfuzora z wyścielonym włóknem szklanym



Rys.5.13. Model dyfuzora zakrzywionego złożonego z dwóch połówek

5.1.3. Badanie wstępne jakości strumienia na wlocie do dyfuzora – weryfikacja wizualna jakości przepływu

Na etapie projektowania oraz budowy kanału przepływowego stanowiska pomiarowego dyfuzora konieczne było wstępne przeprowadzenie sprawdzenia jakości strumienia na wylocie z kanału doprowadzającego, prostą i tanią metodą wizualną, przy użyciu cienkich nitek umieszczonych na jego wylocie, przedstawionych na rysunku.5.14. Taka metoda weryfikacji jakości strumienia wylotowego stanowi sprawdzenie poprawności zaprojektowanej i złożonej sekcji przygotowania strumienia powietrza całego układu sprężającego. Metoda ta już na etapie budowy stanowiska pozwala stwierdzić czy taki kanał przepływowy daje akceptowalny profil prędkości wylotowej. Daje także informację odnośnie wprowadzenia ewentualnych zmian w konstrukcji kanału przepływowego, takich jak wprowadzenie do konstrukcji dodatkowej ulownicy lub modyfikacji położenia względem siebie poszczególnych sekcji kanału, co ma znaczący wpływ na jakość wylotowego profilu prędkości z kanału doprowadzającego do modelu dyfuzora. Na fotografii – rys.5.14 z ruchu nitek (obszar zaznaczony na czerwono), można zaobserwować zaburzenia w obszarach bliskim ścianki kanału. Obecność tych zaburzeń zostanie potwierdzona w później przeprowadzonych pomiarach profilu prędkości oraz turbulencji.



Rys.5.14. Badanie wstępne jakości strumienia na wylocie z kanału doprowadzającego. Widok nitek przy metodzie wizualnej

5.1.4. Badanie pola prędkości na wlocie do dyfuzora

Określenie profilu prędkości oraz turbulencji na wlocie doświadczalnego modelu dyfuzora stanowiło istotny etap badań eksperymentalnych z uwagi na proces obliczeń numerycznych modelu, jako wlotowego warunku brzegowego symulacji w środowisku CFD AnsysFluent. Równania zmierzonych profili zostaną zaimplementowane jako warunek brzegowy na wlocie do kanału dyfuzora w analizie numerycznej. Takie podejście ma na celu jak najdokładniejsze odwzorowanie charakteru przepływu oraz warunków przepływowych panujących w kanale dyfuzora pod względem profilu prędkości oraz intensywności turbulencji. Na tym etapie określono także współczynnik profilu prędkości, którego znajomość jest niezbędna do realizacji dalszych badań bez sondy grzebieniowej.

Na początkowym etapie badań na wlocie, kluczowym parametrem jest znajomość wartości prędkości średniej na wlocie do dyfuzora, ponieważ wszystkie przeprowadzone w pracy badania są uzależnione właśnie od tego parametru. Ponieważ w zasadniczych etapach pomiarowych dyfuzora sposób pomiaru powinien być jak najmniej ingerencyjny, dlatego w trakcie badań, przyjęto pomiar prędkości w pojedynczym punkcie metodą ciśnieniową przygotowaną do tego celu sondą, umieszczoną centralnie w kanale doprowadzającym do modelu.

Na podstawie jednego punktu jest niemożliwe ustalenie wartości średniej prędkości, a profil z uwagi na obecność warstwy przyściennej ma charakter paraboliczny (wypukłość która będzie zależna od liczby Reynoldsa). Dlatego pierwszą część badań poświęcono poznaniu kształtu profilu, czyli jakości profilu prędkości na wlocie i przygotowania całego kanału włącznie z napędem aby otrzymać profil jak najbardziej płaski i przede wszystkim znany. Znana musi być co do wartości prędkości, ale i pod względem intensywności turbulencji.

Badanie zostało więc przeprowadzone w następujących etapach:

- **Określenie profilu prędkości**
- **Wyznaczenie współczynnika kształtu profilu** – jako stosunku wartości ciśnienia dynamicznego, odpowiadającego wartości średniej prędkości w kanale do ciśnienia dynamicznego w centralnym obszarze kanału doprowadzającego:

$$k_{pdwsr} = \frac{p_{dwsr}}{p_{d0}}$$

gdzie:

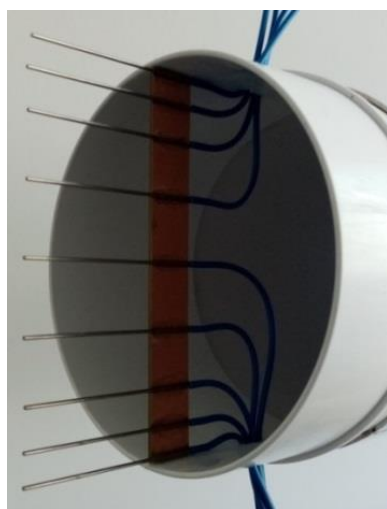
p_{dwsr} – ciśnienie dynamiczne odpowiadające średniej wartości prędkości w kanale,

p_{d0} - ciśnienie dynamiczne z rurki środkowej sondy grzebieniowej.

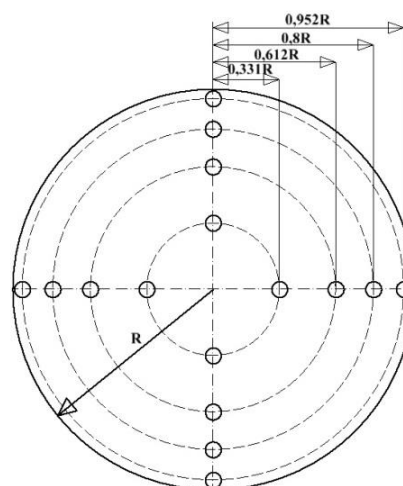
Dla określenia profilu prędkości oraz ciśnienia dynamicznego p_{dwsr} wykorzystano metodę „Log-Czebyszewa”. Metoda ta jest metodą służącą do określenia strumienia masowego przepływającego przez kanał, w tym przypadku o przekroju kołowym, wg. **normy PN-ISO 5221**. W metodzie tej do wyznaczenia strumienia masowego przepływającego przez kanał, kluczowym jest wyznaczenie średniej prędkości przepływu w kanale. Na podstawie średniej prędkości wyznacza się masowe natężenie przepływu. Profil prędkości więc określono pośrednio poprzez pomiar prędkości średniej. W metodzie ”Log-Czebyszewa” w przekroju kołowym pole przekroju jest podzielone na koncentryczne pierścienie, których liczba jest zależna od średnicy kanału. Dla średnicy kanału równej w tym przypadku $d=100[\text{mm}]$ liczbę pierścieni według normy można przyjąć równą 3. Dokładne położenie punktów pomiarowych w kanale określa wartość promienia względnego r/R . W pracy przyjęto liczbę pierścieni równą 4 – tab.5.1.

Tab.5.1. Położenie punktów pomiarowych wzdłuż promienia według metody Log-Czebyszewa

Liczba punktów pomiarowych na promieniu	r/R
4	0,331
	0,612
	0,8
	0,952



Rys.5.15. Widok 8-punktowej grzebieniowej sondy pomiarowej

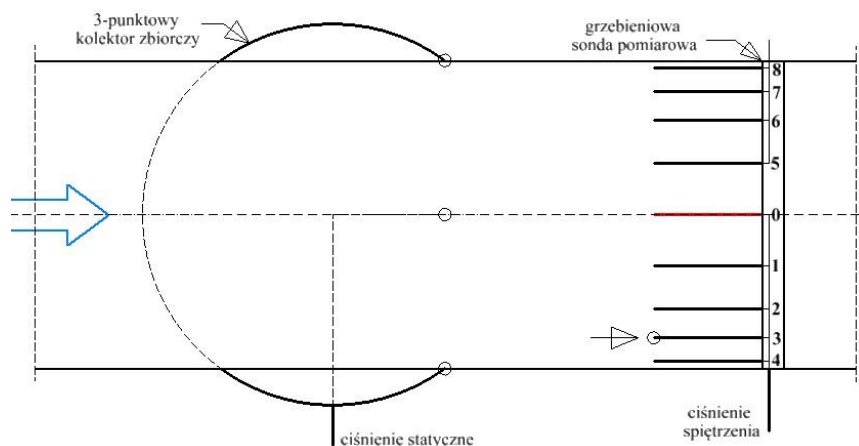


Rys.5.16. Położenie punktów pomiarowych według metody "Log-Czebyszewa"

W celu wykonania pomiarów ciśnienia, nie użyto popularnie stosowanej do tego celu sondy Prandtla przemieszczanej wzdłuż średnicy kanału, powodując tym samym wydłużenie procesu pomiarowego w czasie. Do tego celu została użyta specjalnie wykonana dedykowana 8 – punktowa grzebieniowa sonda pomiarowa – rys.5.15, zaprojektowana na wymiar średnicowy kanału doprowadzającego z rurkami pomiarowymi odpowiadającymi swą liczbą punktom pomiarowym na promieniu R kanału. W sondzie zastosowano układ rozstawu punktów pomiarowych, równy 4, czyli gęściej niż wynika to z zaleceń normatywnych – rys.5.16. Sonda została wykonana z rurek o średnicy 0.7[mm]. Wykonanie układu 8 – punktowej sondy grzebieniowej gwarantuje jednoczesność pomiaru (skrócenie procesu pomiaru) oraz poprawia dokładność odwzorowania krzywej rozkładu pola prędkości wzdłuż średnicy kanału. Poprzez grzebieniowe rozwiązanie konstrukcyjne sondy, otrzymywane wyniki pomiarów są parametrami uzyskanymi w czasie rzeczywistym. W zaprojektowanej sondzie umieszczono także dodatkową rurkę 0, znajdującą się w linii środkowej kanału, której zadaniem był odczyt ciśnienia dynamicznego p_{d0} jako ciśnienia odniesienia dla określenia współczynnika kształtu profilu. Poprzez rurkę 0 uzyskuje się dokładniejszy odczyt funkcji

odwzorowania profilu prędkości. Sonda ta została wykonana na obrotowym łączniku co umożliwiała swobodny obrót sondy w celu uzyskania charakterystyk prędkościowych w położeniu o dowolnym kącie obrotu na wlocie do dyfuzora. Pomiar 8 – punktową sondą grzebieniową został przeprowadzony tylko w pierwszej fazie badań do określania profilu prędkości oraz wyznaczenia współczynnika kształtu profilu. Dalsze etapy badań eksperymentalnych wykonywane były bez jej udziału lecz z użyciem pojedynczej sondy w części centralnej kanału. Prędkość średnia wyznaczana jest na podstawie znanego współczynnika profilowego.

Zastosowana tutaj metoda pomiaru prędkości jest metodą ciśnieniową. Użycie grzebieniowej sondy pomiarowej posłużyło na dokonanie pomiaru ciśnienia całkowitego (spiętrzenia) strumienia powietrza w kanale. Pomiar ciśnienia statycznego był możliwy poprzez utworzenie 3 – punktowego kolektora zbiorczego na ścianie kanału rozmieszczonego równomiernie wzdłuż obwodu kanału doprowadzającego co 120° - rys.5.18.b. Schemat ideowy metody pomiaru przedstawia rysunek.5.17.



Rys.5.17. Schemat ideowy pomiaru prędkości przy użyciu sondy grzebieniowej

Ciśnienie całkowite mierzone jest równe sumie ciśnienia dynamicznego P_d zależnego od prędkości przepływu powietrza oraz ciśnienia statycznego P_s :

$$P_c = P_d + P_s \quad (5.1)$$

Ciśnienie dynamiczne zaś wyraża się zależnością:

$$P_d = \frac{\rho C^2}{2} \quad (5.2)$$

gdzie:

- ρ – gęstość powietrza [$\frac{kg}{m^3}$]
- C – prędkość strumienia powietrza [$\frac{m}{s}$]

Z zależności (5.2) można wyznaczyć prędkość przepływu C strumienia:

$$C = \sqrt{\frac{2P_d}{\rho}} \quad (5.3)$$

Powyzsza wartość prędkości C będzie zatem w tym przypadku wartością C_i , traktowaną jako prędkość lokalna, mierzona, w i -tym punkcie sondy pomiarowej. Wartość ciśnienia dynamicznego natomiast wynika z różnicy ciśnienia całkowitego i statycznego strumienia:

$$P_d = P_c - P_s \quad (5.4)$$

Uwzględniając powyższy związek (5.4) na ciśnienie dynamiczne, i wstawiając go do relacji (5.3) na wartość prędkości przepływu strumienia powietrza, uzyskuje się:

$$C = \sqrt{\frac{2(P_c - P_s)}{\rho}} \quad (5.5)$$

Dzięki dokonaniu pomiarów wymienionych powyżej parametrów, możliwe jest wyznaczenie strumienia masy przepływającej przez dyfuzor, dla danej prędkości napływu. Aby obliczyć wydatek masowy powietrza, niezbędna jest znajomość prędkości średniej przepływająca przez przekrój pomiarowy. W celu jej określenia, należy wyznaczyć ciśnienie dynamiczne odpowiadające średniej prędkości przepływu w kanale:

$$P_{dwsr} = \left(\frac{\sum \sqrt{P_d}}{i} \right)^2 \text{ [Pa]} \quad (5.6)$$

Wartość ciśnienia dynamicznego odpowiadające wartości średniej prędkości przepływu jest sumą lokalnych ciśnień dynamicznych w i -tych punktach pomiarowych dzielona przez sumę tych punktów.

gdzie:

- P_d – ciśnienie dynamiczne lokalne mierzone na rurkach grzebienia sondy
- i – liczba punktów pomiarowych sondy (liczba rurek sondy pomiarowej)

Średnia prędkość przepływu w kanale jest równa:

$$C_{sr} = \sqrt{\frac{2P_{dwsr}}{\rho}} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (5.7)$$

gdzie:

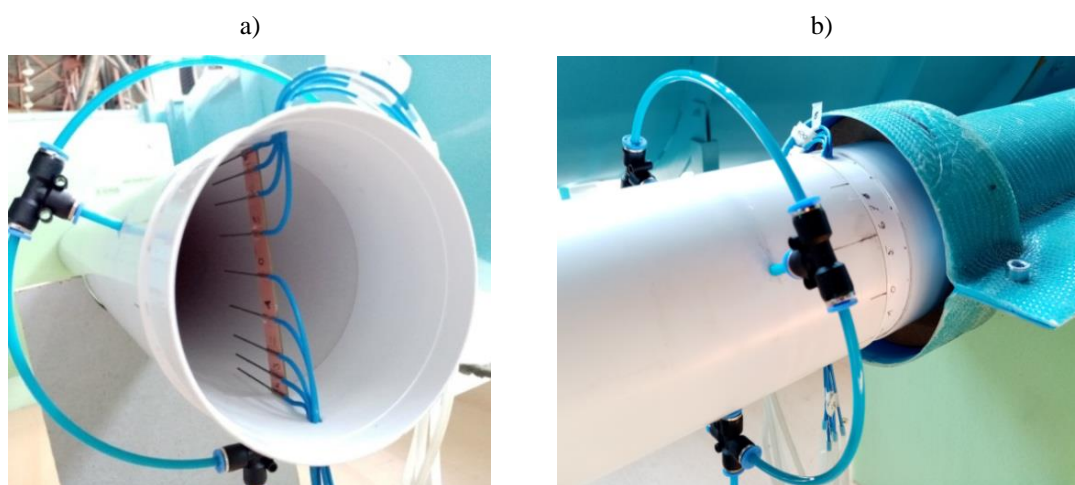
- P_{dwsr} - ciśnienie dynamiczne, odpowiadające średniej prędkości przepływu w kanale.

Znając wartość średnią prędkości w kanale, można określić strumień masowy przepływający przez model dyfuzora, wyrażony zależnością:

$$\dot{m} = \rho A C_{sr} \quad (5.8)$$

gdzie:

- A – pole powierzchni przekroju poprzecznego kanału [m^2]
- C_{sr} – uśredniona prędkość przepływu strumienia powietrza [$\frac{m}{s}$]

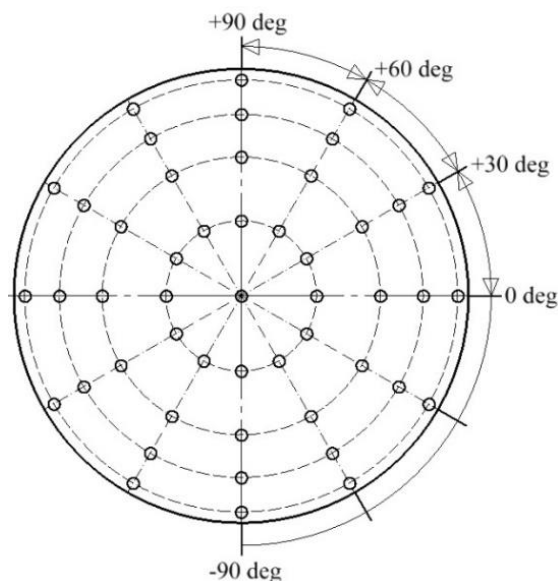


Rys.5.18. Widok 8-punktowej sondy grzebieniowej do pomiaru metodą „Log-Czebyszewa”:

a) widok sondy wewnątrz kanału doprowadzającego; b) widok połączenia sondy z modelem dyfuzora z pokazaniem 3-punktowego kolektora do pomiaru ciśnienia statycznego

Pomiar profilu prędkości wlotowej do dyfuzora, na obwodzie kanału został przeprowadzony w różnych położeniach poprzez przemieszczanie grzebieniowej sondy pomiarowej na obwodzie rury co 30 stopni. Rozmieszczenie wszystkich punktów pomiarowych na powierzchni wlotowej dyfuzora przedstawiono na rysunku.5.19.

Rozmieszczenie punktów przedstawione na wymieniowym rysunku zaprezentowano w odpowiedniej skali odpowiadającej metodzie „Log-Czebyszewa”.

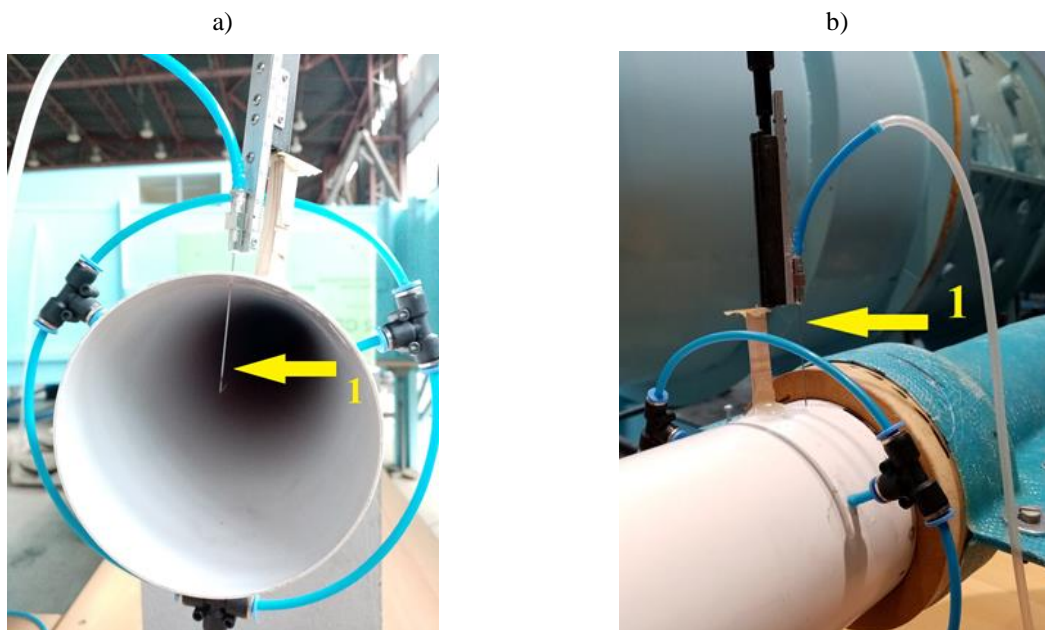


Rys.5.19. Siatka pomiarowa na wlocie modelu dyfuzora

5.1.4.1. Badanie pola prędkości na wlocie do dyfuzora sondą pojedynczą

Aby móc zaimplementować wlotowy profil prędkości do modelu badawczego dyfuzora z badań eksperymentalnych w przepływowych obliczeniach numerycznych CFD, istnieje konieczność znajomości większej liczby punktów pomiarowych w kierunku promieniowym kanału doprowadzającego. Z otrzymanych wyników z opisanej powyżej metody „Log-Czebyszewa” nie można opisać zależnością matematyczną krzywej profilu prędkości bazującej na czterech punktach pomiarowych z zadowalającą dokładnością. Opisanie krzywej profilu prędkości zależnością matematyczną wymaga znajomości większej liczby punktów pomiarowych na promieniu kanału szczególnie w obszarze warstwy przyściennej. W celu określenia dokładniejszego profilu prędkości, wykonano dodatkowe pomiary w większej liczbie punktów pomiarowych. Wymienione pomiary zrealizowano pojedynczą ciśnieniową sondą pomiarową – rys.5.20.a,b, w dowolnym położeniu, ponieważ z wcześniejszych pomiarów metodą „Log - Czebyszewa”, przyjęto założenie, że rozkłady profilów prędkości dla poszczególnych kątów wzdłuż obwodu kanału doprowadzającego są niemal zbliżone.

Idea pomiaru prędkości strumienia pojedynczą sondą jest analogiczna jak przy pomiarze sondą grzebieniową. Pomiar ciśnienia spiętrzenia mierzono w pojedynczej rurce pomiarowej, zaś informacje o ciśnieniu statycznym uzyskano z 3-punktowego kolektora zbiorczego umieszczonego na ściance kanału doprowadzającego. Pomiar przeprowadzono dla 28 punktów pomiarowych na promieniu $R=50[\text{mm}]$, z różnym skokiem, i zagęszczeniem głównie w obszarze bliskim ścianki kanału. Profil prędkości uzyskany z badań eksperymentalnych stanowi pewne przybliżenie profilu występującego w rzeczywistości. Pomiarzy profilu prędkości przeprowadzono dla wartości liczby Reynoldsa $Re = 197000$. Ponieważ obliczenia numeryczne są realizowane dla konkretnego modelu turbulencji, interesującym jest oprócz znajomości profilu prędkości, określenie poziomu intensywności turbulencji T na wlocie dyfuzora. Dlatego też, oprócz pomiaru prędkości, przeprowadzono także pomiar wartości intensywności turbulencji T . W wyniku pomiarów eksperymentalnych na wlocie do modelu dyfuzora można zaimplementować nie tylko profil prędkości ale także odwzorować warunki turbulencji występujące w warunkach rzeczywistych.



Rys.5.20. Pojedyncza ciśnieniowa sonda pomiarowa na wlocie z kanału doprowadzającego:

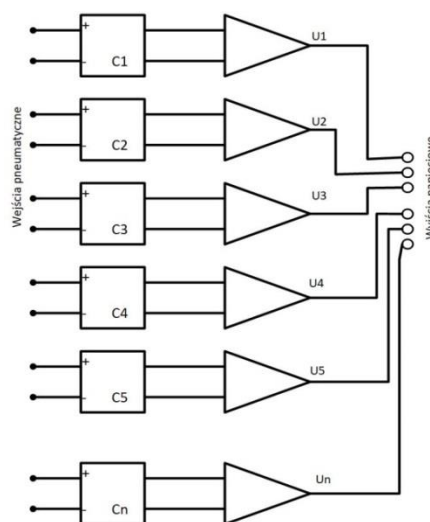
a)widok sondy wewnątrz kanału doprowadzającego; b)widok sondy w połączeniu z modelem dyfuzora

5.1.5. Opis skanera ciśnień - program w DasyLab sterowanie systemem

Użyty w pracy skaner zaprojektowano i wykonano według wytycznych patentowych [76] [77] [78] [79]. Składa się on z dwóch 16-kanalowych modułów, każdy pracujący w trybie równoległej pracy. W zależności od potrzeb i szybkości zmian sygnałów wejściowych można uruchomić pracę sekwencyjną bądź równoległą dysponując odpowiednim systemem akwizycji danych. W konkretnym przypadku założono że pulsacje ciśnień leżące powyżej 1000[Hz] są mniej interesujące więc przyjęto i zaprogramowano tryb pracy sekwencyjny (kolejny) z możliwością ustawienia maksymalnej częstotliwości przy pomiarach z sondy grzebieniowej 20000 próbek na sekundę na kanał. Przesunięcia czasowe pomiędzy poszczególnymi odczytami wynoszą 50 mikrosekund. Takie ustawienie pozwala na odwzorowanie sygnału zgodnie z regułą Schannona do 10000[Hz] zmienności ciśnienia mierzonego i jest to wartość zbyt wysoka do możliwego wystąpienia zjawiska fizycznego, czyli pulsacji na poziomie 10[kHz].



Rys.5.21. Moduł 16 - kanałowego skanera ciśnień



Rys.5.22. Schemat blokowy skanera ciśnień

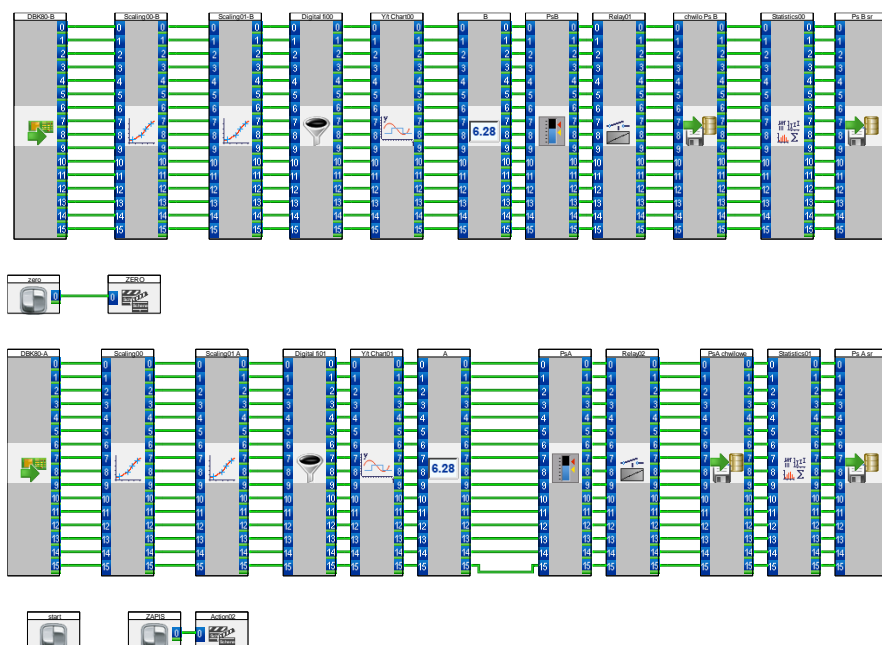
Rozwiązanie konstrukcji skanera w odróżnieniu od istniejących rozwiązań pozwala na indywidualny pomiar ciśnienia różnicowego w każdym kanale w trybie równoległym, bądź sekwencyjnym (kolejnym). Skaner przetwarza ciśnienia w trybie równoległym, zaś to czy to jest praca równoległa czy kolejna zależy od konfiguracji współpracującego systemu akwizycji danych. Zasadniczą część przetwarzającą to zespół przetworników piezorezystywnych HCLA0075D.

5.1.5.1. Kalibracja skanera ciśnień

Przed przystąpieniem do pomiarów przeprowadzono procedurę kalibracji torów pomiarowych 32-kanalowego różnicowego skanera ciśnień, mającą na celu uzyskanie współczynników macierzy zaimplementowanych w programach do realizacji pomiarów w środowisku DasyLab. Procedurę kalibracji przeprowadzono w stosunku do wzorca ciśnienia FLUKE 718-1G, w ten sposób uzyskano macierz współczynników przeliczających wartość napięcia przy znanym ciśnieniu zadanym na wielkość mianowaną w Paskalach – rys.5.23.



Rys.5.23. Kalibrator ciśnienia FLUKE 718-1G



Rys.5.24. Diagram do kalibracji skanerów ciśnień A i B

W celu uzyskania wyniku pomiaru mianowanego w Paskalach do diagramu programu obsługowego w DasyLab wprowadzono współczynniki z not katalogowych. Dla pewności

poddano je ponownej kalibracji w celu określenia niepewności pomiarowej dla każdego kanału. Badania wstępne wykazały że współczynniki podane przez producenta różnią się od rzeczywistych uzyskanych w kalibracji wstępnej.

Procedura kalibracji polega wygenerowaniu przez kalibrator ciśnienia ciśnień wzorcowych w zakresie od 0 do 5000 [Pa] co 50 [Pa] podłączonych równolegle do wejść skanerów kanał A i kanał B. W trybie online wpisano w macierze współczynników skalowania A i B wielkości wynikające z noty katalogowej, a następnie przeprowadzono ich korekty aby uzyskać jak najbliższe wartości zgodne z wzorcem. Czynności wykonano wielokrotnie, iteracyjnie powtarzając aż do uzyskania jak najbardziej zbliżonej wielkości odczytowej zgodną z wartością wzorcową. Uzyskane macierze współczynników w procesie pomiarowym w dalszych programach zostały zaimplementowane. Jednocześnie zarejestrowano dla końcowych wyników współczynników wartości w trybie chwilowym po 5000 próbek, które jednocześnie posłużyły do określenia niepewności standardowej wchodzącej w skład formuły niepewności jako jeden z elementów niepewności całkowitej związanej z szumami torów pomiarowych, czyli błędów przypadkowych.

Tab.5.2. Współczynniki kalibracyjne skanerów A i B

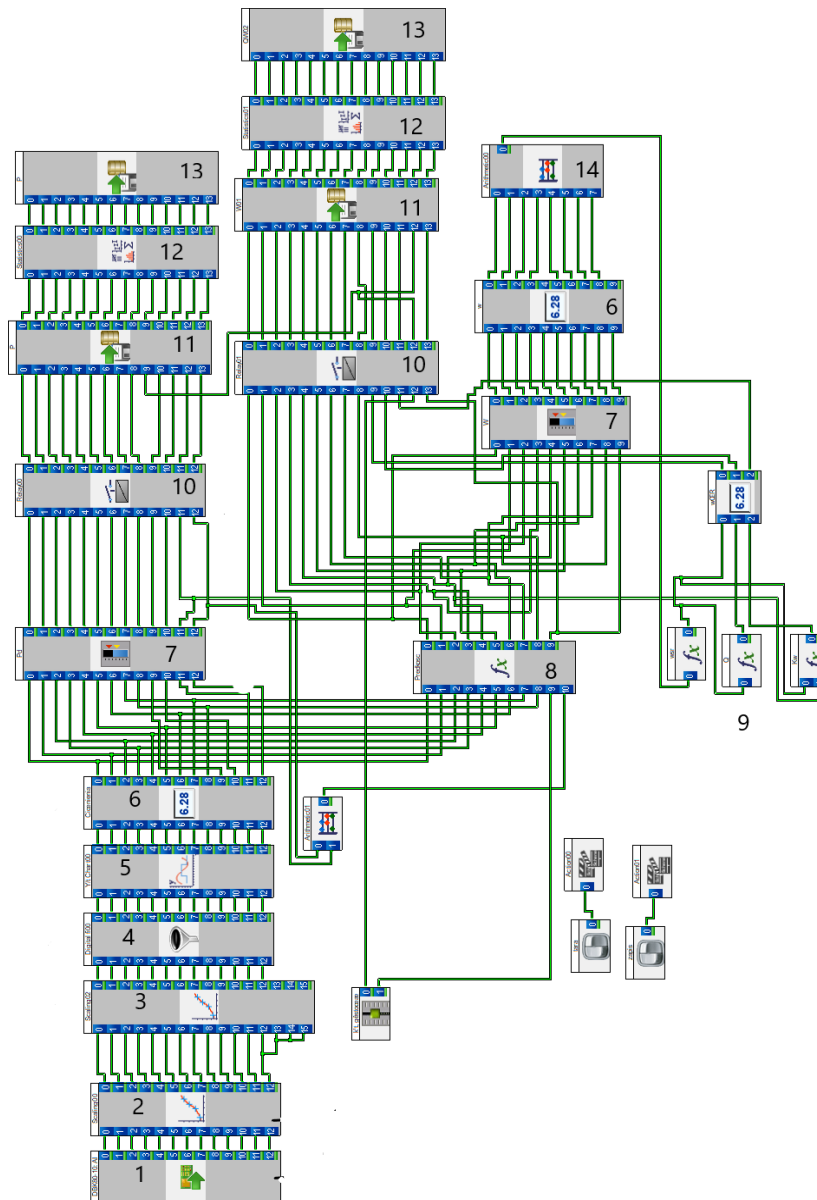
Nr kanału	Skaner A	Skaner B
0	3734	3739
1	3730	3739
2	3728	3745
3	3722	3735
4	3733	3734
5	3735	3724
6	3735	3743
7	3745	3750
8	3735	3728
9	3735	3745
10	3733	3758
11	3735	3730
12	3738	3720
13	3746	3740
14	3750	3728
15	3737	3730

Kalibracja skanera 5 - punktowego do sondy kierunkowej

Skaner do obsługi 5-punktowej sondy kierunkowej – rys.5.37-5.38, jako dedykowany zaprojektowano i wykonano w oparciu o podobne przetworniki piezorezystywne różnicowe ale o zakresie +/- 2500[Pa]. Podobnie jak dla skanerów 16-kanałowych w badaniach wstępnych wykazano iż współczynniki podane przez producenta nie pokrywają się z uzyskanymi w stosunku do wzorca, więc przeprowadzono kalibrację podobnie jak dla 32-kanałowego uzyskując nowe wartości. Kalibrację skanera 5-punktowego przeprowadzono podobnie z wykorzystaniem programu przeznaczonego do badań z rysunku.5.39 do modułu skalowania wpisano współczynniki z not katalogowych przetworników ciśnienia użytych do budowy skanera. Następnie dla zadanych przez kalibrator FLUKE 718 1G wartości ciśnienia wzorcowego korygowano macierz, aby uzyskać dokładniejsze odczyty, jak najbliższe wartości wzorcowej. Podobnie jak poprzednio zarejestrowano po 5000 próbek chwilowych w celu policzenia niepewności standardowej – szumowej systemu, która jest jednym z elementów niepewności całkowitej. Do skanera 5-punktowego zaimplementowano oddzielny system w wersji mniejszej MCC USB 231, umożliwiający pomiar w 8 kanałach z częstotliwością 50 kHz.

Tab.5.3. Współczynniki kalibracyjne skanera 5–punktowej sondy kierunkowej

Nr kanału	współczynnik
0	1019
1	1020
2	1017
3	1019
4	1022



Rys.5.25. Diagram pomiarowy DasyLab do obsługi 8-punktowej sondy grzebieniowej wejściowej

Rysunek.5.25 przedstawia diagram programu sterującego procesem pomiarowym dla pomiarów z sondy grzebieniowej na wejściu czyli profilu prędkości na wlocie do dyfuzora.

Na rysunku.5.25 oznaczono kolejno:

1- moduł wejść analogowych DBK80 do którego podłączony jest skaner ciśnienia, **2-**moduł tarowania, **3-**moduł kalibracyjny czyli zawierający współczynniki przeliczeniowe napięcia na ujednoczone miana zgodnie z układem SI. Macierz współczynników kalibracyjnych uzyskano z wcześniej przeprowadzonego wzorcowania wszystkich przetworników ciśnień z użyciem kalibratora ciśnienia FLUKE 718-1G. **4-**moduł filtracji cyfrowej pozwalający na wyfiltrowanie z sygnału pomiarowego szumów systemowych. **5, 6, 7-**przrzędy wirtualne do

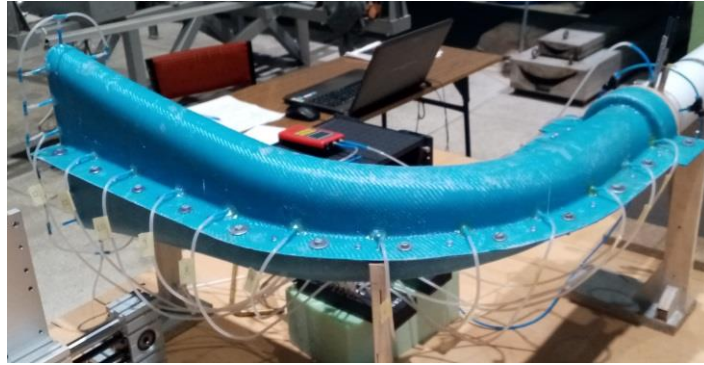
kontroli parametrów mierzonych w czasie rzeczywistym. Blok 8-moduł matematyczny obliczający wartości chwilowe prędkości. Blok 9- moduł liczący wartość średnią prędkości wlotowej, wartość strumienia objętości, oraz współczynnik profilowy prędkości odniesiony do rurki środkowej w grzebieniu wejściowym. Bloki 11-moduły rejestracji wszystkich parametrów pomiarowych jako wartości chwilowych. Bloki 12-moduły statystyczne pozwalające na wyznaczenie wartości średnich jak i wszystkich pozostałych, np. max, min, odchylenia standardowe itp. Blok 13-moduły dyskowe rejestrujące wartości uśrednione. Pozostałe bloki nie opisane związane są ze sterowaniem programem. Sonda grzebieniowa wejściowa - rys.5.15,5.18 używana jest do określenia profilu prędkości i współczynnika profilowego tylko w fazie I. Pomiary w pozostałych punktach wykonywane są bez jej udziału z obecną jedną sondą w części centralnej - rys.5.20. Prędkość średnia wyznaczana jest na podstawie znanego współczynnika profilowego. Takie rozwiązanie jest zgodne z podstawową zasadą eksperymentu aby jak najmniej zaburzać środowisko pomiarowe.

5.1.6. Badanie rozkładu ciśnień w dyfuzorze

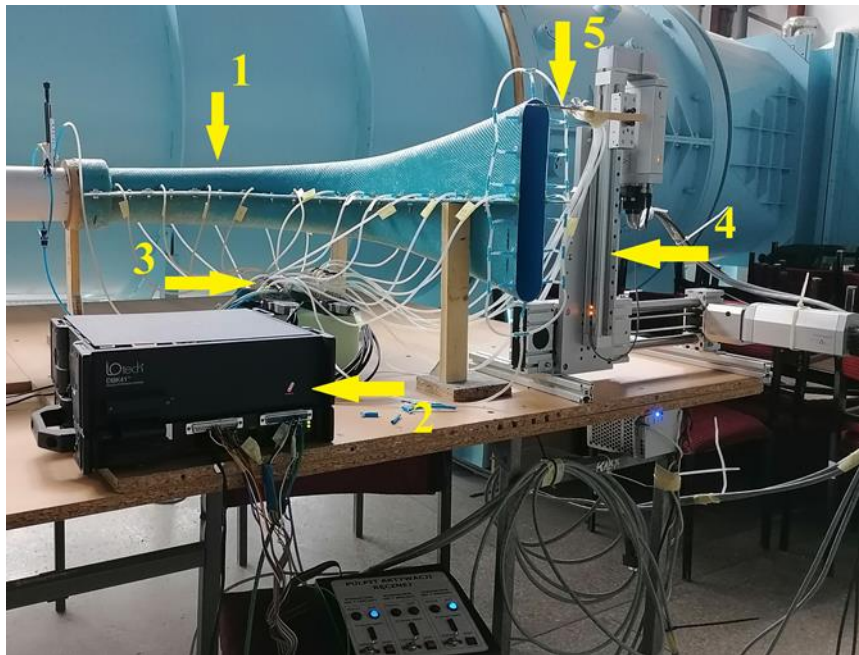
W następnym kroku do skanera podłączono przewody pomiarowe z obu powierzchni, ścianek zewnętrznej oraz wewnętrznej, z zainstalowanych na tych powierzchniach króćców pomiarowych wykonanych w trakcie montażu stanowiska. Łącznie punktów pomiarowych na ściankach kanału jest 23 do pomiaru ciśnienia statycznego – rys.5.26-5.28, wzdłuż całej długości dyfuzora, dlatego wykorzystano 2 moduły skanerów ciśnień różnicowych. Napisano także program badawczy przedstawiony na rysunku.5.29 i przeprowadzono badania rejestrując parametry na wlocie dyfuzora oraz ciśnieniach wzdłuż długości dla kilku prędkości na wlocie: 15, 20, 25, 30, i 35 [m/s].



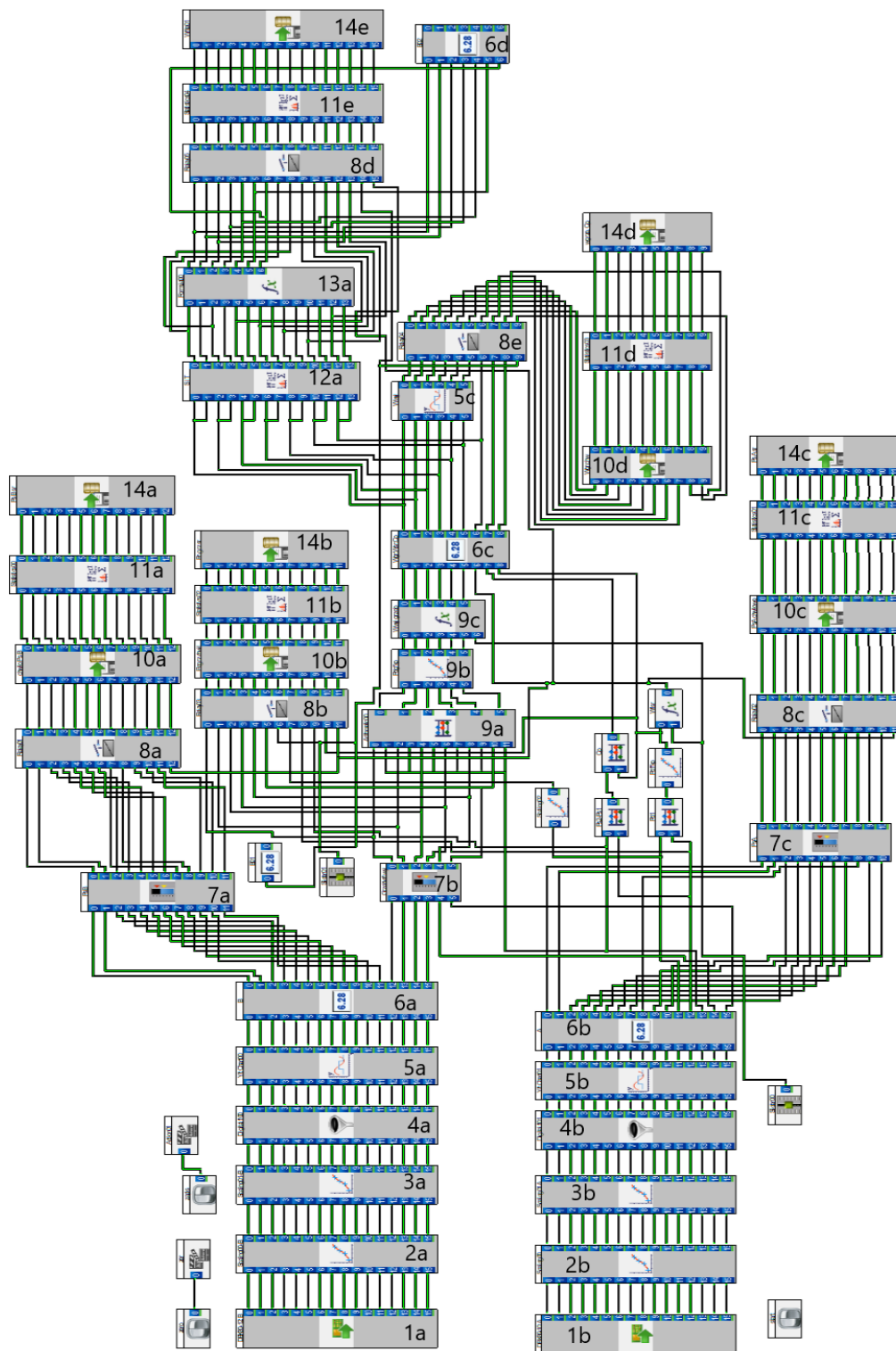
Rys.5.26. Widok punktów pomiarowych do pomiaru ciśnienia statycznego na ścianie wewnętrznej kanału



Rys.5.27. Widok punktów pomiarowych do pomiaru ciśnienia statycznego na ścianie zewnętrznej kanału



Rys.5.28. Widok stanowiska badawczego dyfuzora; 1- dyfuzor, 2-System Daqbook 2001, 3-skanery ciśnienia różnicowego, 4-manipulator kartezjański, 5-sonda grzebieniowa wyjściowa



Rys.5.29. Diagram pomiarowy programu do pomiarów rozkładu ciśnienia w dyfuzorze, prędkości na wylocie oraz turbulencji

Rysunek.5.29 przedstawia diagram programu do pomiarów i obróbki sygnałów ze skanerów ciśnień w dyfuzorze, pomiaru rozkładu prędkości na wylocie dyfuzora oraz intensywności turbulencji.

Na powyższym rysunku oznaczono:

Moduł 1a, 1b to karty pomiarowe DBK80 do których podłączone są dwa moduły(2x16 punktów) skanera ciśnień.

Moduł 2a,2b to moduły tarowania, zerujące wartości ciśnienia w dowolnym momencie procesu pomiarowego, dla warunków początkowych.

Moduł 3a, 3b to moduły skalowania, w których wszyte są współczynniki kalibracyjne uzyskiwane z wcześniej przeprowadzonego procesu wzorcowania w stosunku do wzorca ciśnienia w tym przypadku FLUKE718 1G, moduł oblicza ciśnienia z parametrów napięciowych podając je w jednostkach zgodnych z układem SI, czyli Pa.

Moduł 4a, 4b to moduły filtracji cyfrowej, pozwalające na odfiltrowanie sygnałów szumowych zwiększające w ten sposób dokładność przeprowadzonego eksperymentu.

Moduły 5a,5b,5c,6a,6b,6c,6d,7a,7b,7c to przyrządy wirtualne , obrazujące w trybie online mierzone wielkości w postaci odczytów cyfrowych, analogowych oraz oscyloskopowych.

Moduły 8a,8b,8c,8d,8e,8f to moduły sterujące sekcjami dyskowymi, tak zwane przełączniki.

Moduły 9a,9b,9c to biblioteki matematyczne obliczające ciśnienia dynamiczne oraz prędkości z sondy grzebieniowej wyjściowej.

Moduły 10a,10b,10c,10d to moduły dyskowe zapisu wartości chwilowych

Moduły 11a,11b,11c,11d to moduły matematyczne statystyczne obliczające określone wielkości z n-próbek średniej arytmetycznej czy odchylenia standardowego.

Moduły 12a,13a to moduły matematyczne obliczające współczynniki turbulencji na wlocie do dyfuzora oraz na wylocie z niego.

Moduły 14a, 14b, 14c, 14d to moduły dyskowe rejestrujące uśrednione wielkości

Pozostałe niepodkreślone moduły mają związek ze sterowaniem systemu

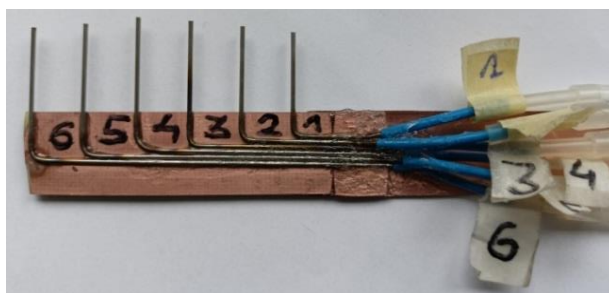
5.1.7. Pomiar pola prędkości na wylocie dyfuzora

5.1.7.1. Projekt i wykonanie dedykowanej sondy grzebieniowej

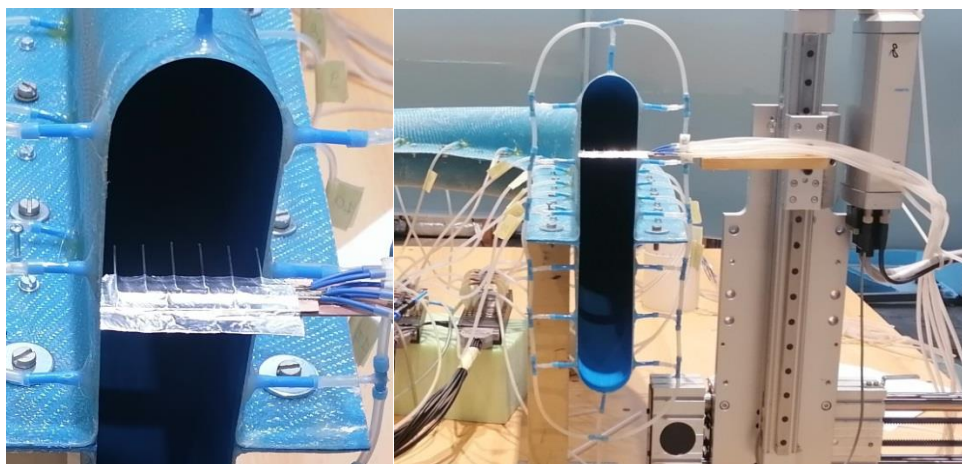
Poza badaniami eksperymentalnymi profilu na wlocie opisanymi powyżej, w dalszych badaniach doświadczalnych skoncentrowano się na przeprowadzeniu badań parametrów przepływowych w przekroju wylotowym modelu kanału dyfuzora. Pomiar w tym przekroju są niezmiernie istotne, z uwagi na konieczność poznania obrazu pola wylotowego, który posłuży do oceny poprawności zamodelowanego przepływu numerycznego w AnsysFluent. W przekroju tym oprócz pomiaru prędkości jako metody ciśnieniowej pomiaru, uzyskano również rozkład ciśnienia spiętrzenia, który pozwolił na dokonanie oceny współczynnika strat przepływowych ζ w kanale badanego dyfuzora. Dokonano również pomiaru współczynnika wzrostu ciśnienia statycznego C_p oraz określono sprawność dyfuzora.

Podobnie jak w przypadku sondy grzebieniowej do pomiaru profilu prędkości na wlocie, zaprojektowana została dedykowana sonda pomiarowa do pomiaru pola prędkości na wylocie dyfuzora w wersji grzebieniowej w celu zapewnienia jednoczesności pomiaru. Wykonano 6-punktową sondę pomiarową – rys.5.30-5.31 z rozstawem punktów pomiarowych co 9 [mm]. Sondę wykonano z rurek o średnicy 0,7[mm]. Rozstaw rurek pomiarowych oraz skok sondy pomiarowej równy 10[mm] w kierunku osi Z układu współrzędnych podczas wykonywania pomiaru parametrów na wylocie określił siatkę pomiarową składającą się z 176 punktów pomiarowych – rys.5.32 w przekroju wylotowym. Opisując siatkę pomiarową należy doprecyzować z punktu widzenia omawiania w dalszych rozdziałach otrzymanych wyników przyjęte tzw. „linie pomiarowe” dla których zostały zaprezentowane dane parametry. Zgodnie z przyjętą liczbą punktów pomiarowych 6-punktowej sondy, linii tych jest 6. Linie pomiarowe należy liczyć od 1 do 6 od ścianki wewnętrznej kanału do ścianki zewnętrznej.

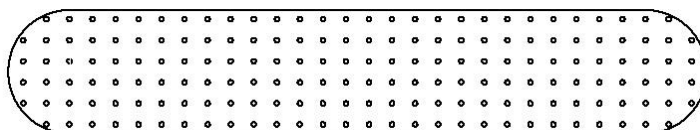
Ponieważ obszar wylotu w kierunku wzdłużnym jest problematyczny pod względem przemieszczania sondy w sposób ręczny, dlatego dla przemieszczania sondy, zdecydowano się na zastosowanie manipulatora kartezjańskiego, znacznie skracającego czas pomiaru – rys.5.34. Operację pomiaru parametrów na wylocie dyfuzora przeprowadzono w środowisku DasyLab 2020. Napisany program pozycjonował sondę oraz rejestrował wyniki pomiarowe.



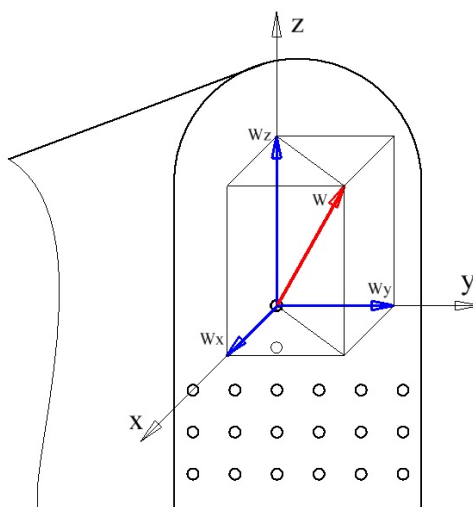
Rys.5.30. Pomiarowa sonda 6-punktowa



Rys.5.31. Pomiarowa sonda 6-punktowa na stanowisku pomiarowym



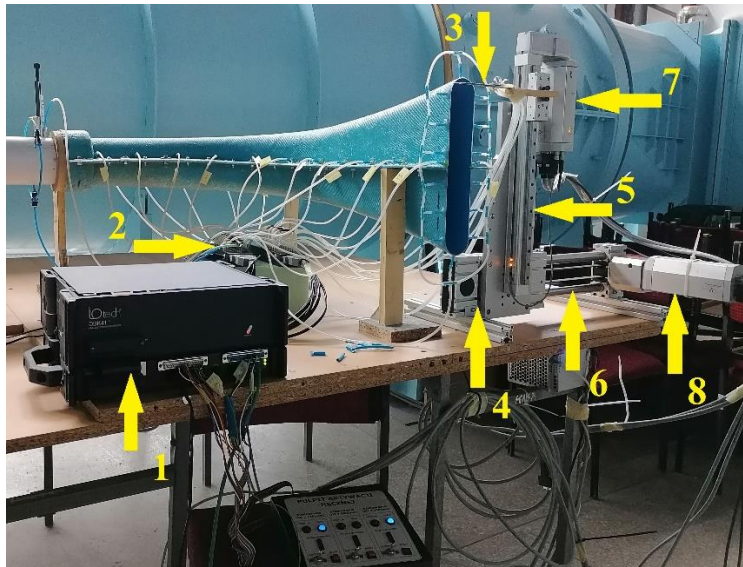
Rys.5.32. Schemat siatki pomiarowej w przekroju wylotowym



Rys.5.33. Schemat wektora prędkości dla i-tego punktu siatki pomiarowej w przekroju wylotowym

Na tym etapie badań eksperymentalnych dokonano pomiaru w każdym punkcie siatki pomiarowej wektora wypadkowego prędkości – moduł wektora prędkości, określonego zależnością (5.9). Rysunek. 5.33 prezentuje schematycznie rozkład wektora wypadkowego \bar{W} na składowe W_x , W_y , W_z dla i – tego punktu pomiarowego siatki wylotowej.

$$\bar{W} = \sqrt{W_x^2 + W_y^2 + W_z^2} \quad (5.9)$$

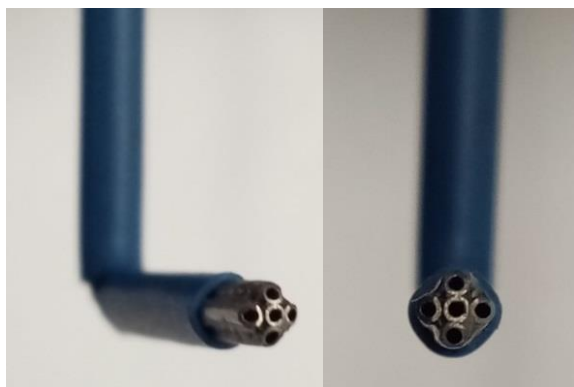


Rys.5.34. Widok stanowiska od strony dyfuzora; 1- system pomiarowy DaqBook 2001; 2- 2 skanery 16 wejściowe pomiaru ciśnień; 3- sonda grzebieniowa wyjściowa, 4- manipulator kartezyjski, 5- oś pionowa, 6- oś pozioma, 7- napęd inteligentny osi pionowej, 8- napęd inteligentny osi poziomej

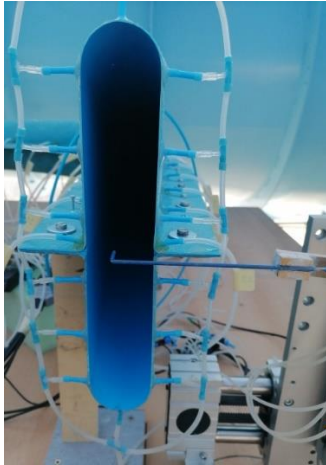
5.1.8. Pomiar pola prędkości w wersji kierunkowej

W trakcie badania 6-punktową sondą grzebieniową na wylocie z kanału dyfuzora uzyskano profile prędkości jako wartości modułowe. Ponieważ, na wylocie z kanału dyfuzora kierunek przepływu powietrza nie jest znany, dlatego też przeprowadzono badanie pola prędkości w wersji kierunkowej. W ten sposób uzyskano lokalny kierunek strumienia wylotowego. Do tego celu zaprojektowano i wykonano dedykowaną 5-punktową sondę kierunkową – rys.5.35. Pomiarowa 5-punktowa sonda jest sondą składającą się z układu pięciu połączonych ze sobą rurek leżących w dwóch prostopadłych względem siebie płaszczyznach (1-2 oraz 3-4) – rys.5.40, przecinających się w osi otworu centralnego (rurka centralna 0). Rurki zewnętrzne (1,2,3,4) są rurkami ściętymi pod pewnym kątem do kierunku

przepływu (zazwyczaj pod kątem 45 stopni) dla zwiększenia czułości na nieosiowe składowe prędkości. Do wykonania takiej sondy wykorzystane zostały igły chirurgiczne o średnicy 0,7[mm] każda. Zaletą tych sond jest to, że są proste w swojej konstrukcji oraz względnie odporne na uszkodzenia mechaniczne w przeciwieństwie do sond termooanemometrycznych, cechujące się niezwykle wysoką wrażliwością na uszkodzenia mechaniczne. Sondy takie oczywiście mogą być wykonywane w różnych wariantach geometrii kształtu. Istnieją sondy o geometrii sferycznej(kulistej), półkulistej, stożkowej, pryzmatycznej itp. [80] [81] [82]. Kształt geometrii sondy ma duże znaczenie, ponieważ znaczną trudność stanowi wykonanie sondy o identycznym powtarzalnym kształcie, stąd istnieje konieczność indywidualnej kalibracji każdej sondy kierunkowej na drodze doświadczalnej. Kalibracje samej sondy oraz dedykowanego do niej 5-kanałowego skanera ciśnień – rys.5.37, przeprowadzono w tunelu aerodynamicznym na drodze, której otrzymano równania kierunkowe – rys.5.41-5.42. Równania te zostały wszyte w modułach matematycznych DasyLab 2020, w ten sposób w trakcie pomiaru uzyskano wektory wypływu w czasie rzeczywistym, wyniki przedstawiono w rozdziałach wynikowych. Kalibracja musi odbywać się w polu przepływu o znanym kierunku przy zmianie orientacji sondy (tj. pochylenie, odchylenie) w zakresie występowania przewidywanych kątów podczas wykonywania eksperymentu, w stosunku do kierunku przepływu.



Rys.5.35. Pomiarowa sonda kierunkowa 5-punktowa



Rys.5.36. Sonda 5-punktowa kierunkowa na stanowisku pomiarowym



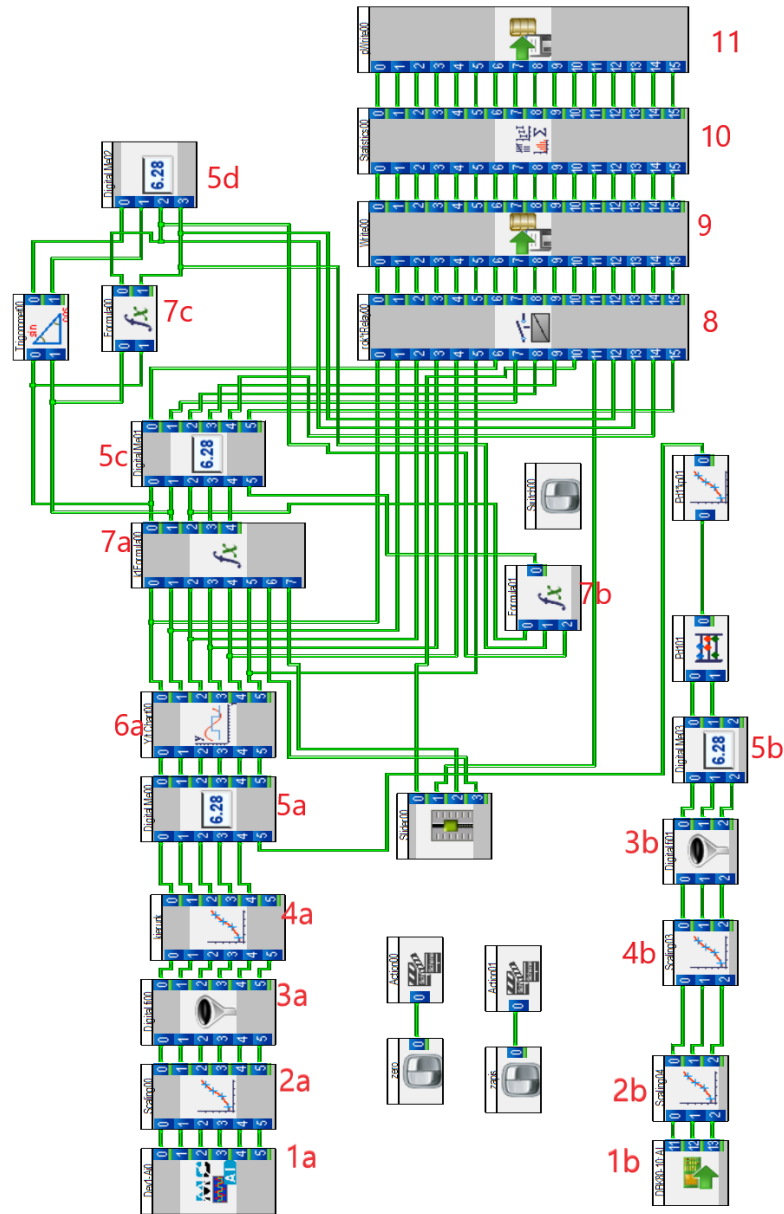
Rys.5.37. Skaner 5-kanałowy do sondy kierunkowej

Na rysunku.5.36 przedstawiono zdjęcie z zainstalowaną sondą kierunkową na ramieniu manipulatora oraz dedykowany skaner do tej sondy.



Rys.5.38. Widok na systemy pomiarowe: 1-DAQBOOK 2001, 2-USB-231, 3-skaner sondy kierunkowej, 4a, 4b-skanery ciśnień 2x16 kanałów

Na rysunku.5.38 przedstawiono fotografię systemu pomiarowego DAQBOOK2001- 1 który obsługuje większość procesu pomiarowego, czyli dwóch skanerów ciśnień oraz manipulator. Na zdjęciu jako 2 oznaczono system obsługujący sondę kierunkową poprzez dedykowany – natomiast jako 3 skaner ciśnień. Przez 4a i 4b oznaczono skanery 16-kanałowe obsługujące większą część przetworników ciśnień stoiska pomiarowego.

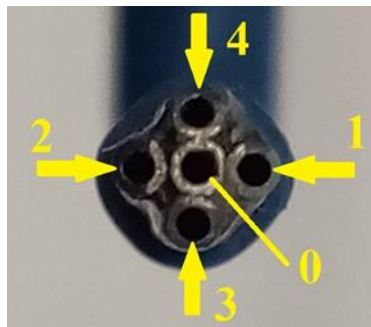


Rys.5.39. Diagram pomiarowy kierunkowej wersji pomiaru prędkości na wylocie dyfuzora

Rysunek.5.39 przedstawia diagram programu realizującego wzorcowanie sondy oraz pomiar kierunkowy na wylocie z dyfuzora. W tym celu uaktywniono programowo pracę skanera 5-punktowego do którego podłączono sondę kierunkową, stosując dodatkowy modułowy system pomiarowy przenośny: 1a USB231, natomiast ograniczono programowo widok na system DaqBook2001 pozostawiając niezbędne kanały do pomiaru parametrów wlotowych do dyfuzora – moduł 1b, czyli fragment skanera A i karta wejściowa DBK80 systemu DaqBook 2001.

Moduły 1a i 2b to moduły tarowania skanerów. **Moduły 3a, 3b** filtry cyfrowe w celu usunięcia możliwych szumów sygnału pomiarowego. **Moduły 4a, 4b** moduły kalibracyjne. **Moduły 5a, 5b, 5c, 5d** przyrządy wirtualne cyfrowe do odczytu w czasie rzeczywistym wielkości pomiarowych. **Moduł 6a** oscyloskop wirtualny. **Moduły 7a, 7b, 7c** moduły matematyczne obliczające na podstawie wszytych równań dla rurki kierunkowej kąty wektorów prędkości na wylocie dyfuzora.. **Moduł 8** to moduł sterujący zapisem. **Moduł 9** to moduł dyskowy zapisu wartości chwilowych. **Moduł 10** statystyczny uśredniający wielkości chwilowe. Moduł 11 to moduł zapisu wielkości uśrednionych. Przed pomiarami kierunku na wylocie rurka kierunkowa została poddana kalibracji w tunelu TA1000 w wyniku którego uzyskano równania kierunku zaszyte w module 7c.

- **Równania sondy kierunkowej**



Rys.5.40. Czoło 5-punktowej sondy kierunkowej

Współczynnik kąta natarcia α dla płaszczyzny 1-2 [83] :

$$C_{\alpha} = \frac{P_1 - P_2}{k_1 \left(P_0 - \frac{P_1 + P_2 + P_3 + P_4}{4} \right)} \quad (5.10)$$

Współczynnik kąta ślizgu β dla płaszczyzny 3-4 [83]:

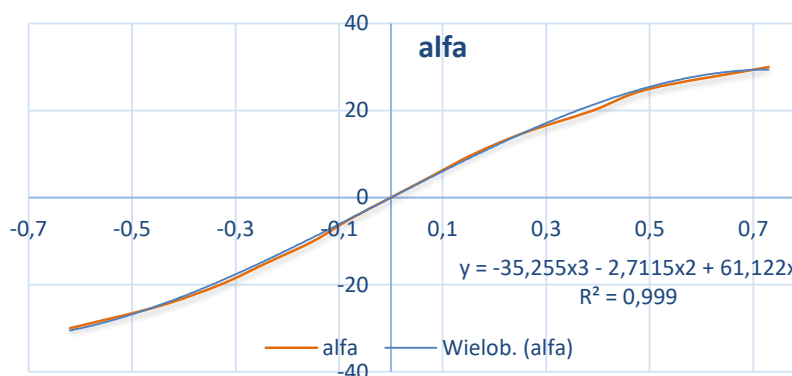
$$C_{\beta} = \frac{P_3 - P_4}{k_2 \left(P_0 - \frac{P_1 + P_2 + P_3 + P_4}{4} \right)} \quad (5.11)$$

Powyższe równania teoretyczne przedstawiają zależności ciśnień z poszczególnych portów rurki (sondy) od kąta nadmuchu. Są to zależności teoretyczne, w których współczynniki k zależą od sposobu wykonania rurki, zaś w procesie wzorcowania poszukiwaną wielkością są te współczynniki.

- **Procedura wzorcowania sondy kierunkowej**

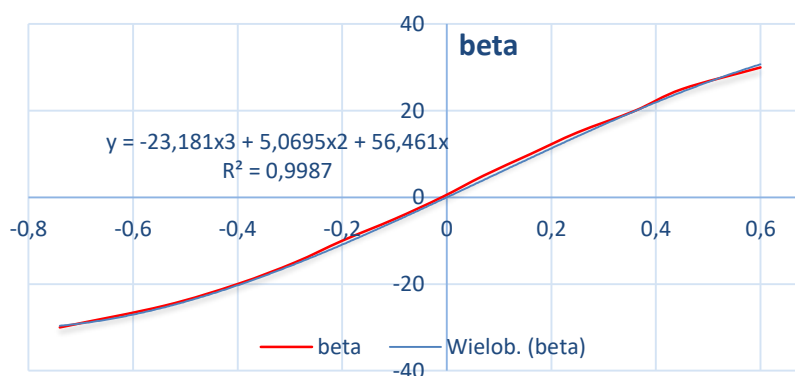
W celu dokładnego odwzorowania kąta strumienia powietrza przeprowadzono wzorcowanie sondy z wykorzystaniem programu-diagram – rys.5.39, w tunelu aerodynamicznym TA1000 (własność Politechniki Rzeszowskiej). Zainstalowaną sondą zmieniano kąt nadmuchu dla kątów natarcia w zakresie +/- 30 °. Rejestrując ciśnienia w rurkach sondy oraz współczynniki kąta natarcia uzyskanych na podstawie wszytych równań na C_α do modułu 7a. Analogiczne działania powtórzono dla kątów ślizgu. Z uzyskanych wyników po przeprowadzeniu procesu aproksymacji uzyskano równania zależności kąta nadmuchu od współczynnika kierunku.

$$\alpha = f(C_\alpha) \quad \text{i} \quad \beta = f(C_\beta)$$



Rys.5.41. Wykres zależności kalibracji sondy kierunkowej dla kierunku α

$$\alpha = -35,26(C_\alpha)^3 - 2,708(C_\alpha)^2 + 61,11 C_\alpha \quad (5.12)$$



Rys.. 5.42. Wykres z wzorcowania dla sondy kierunkowej dla kierunku β

$$\beta = -23,19(C_\beta)^3 + 5,06(C_\beta)^2 + 56,6 C_\beta \quad (5.13)$$

5.1.9. System pomiarowy - dobór i konfiguracja

Zasadniczym elementem stanowiska jest system umożliwiający zbieranie danych z przetworników pomiarowych, obróbkę sygnałów, wykonanie niezbędnych obliczeń np. kalibracyjnych, współczynników strat turbulencji, prędkości, analiz widmowych, oraz przedstawienie ich w formie odczytowej oraz graficznej. Następnie rejestrację tych wyników tak zwanych surowych - nieobrobionych jak i wyznaczonych w formie plików dyskowych jako zbiorów wartości chwilowych i uśrednionych. Sterowanie manipulatorem także odbywało się z tego środowiska.

Zastosowany system zwany modułowym składa się z kilku modułów, a zasadniczy stanowi moduł główny w którym znajduje się jednostka centralna oraz przetwornik A/D czyli DaqBook2001, w wersji podstawowej zawiera 16 wejść analogowych, 4 wyjścia analogowe oraz 4 porty wejść i wyjść cyfrowych. Do magistrali sygnałowej systemu dołączono moduł DBK41 czyli moduł do którego w sposób dowolny wymagany przez określoną sytuację pomiarową, instalowane są karty rozszerzeń. W tym przypadku użyto 3 kart 16-wejściowych analogowych. Do jednej karty A podłączony jest skaner ciśnień 16-kanałowy i do drugiej karty skaner B o takiej samej ilości kanałów. System widoczny na rysunku.5.34 oraz rysunku.5.38. W przypadku pomiarów kierunkowych na wylocie dyfuzora zaimplementowano dodatkowo dedykowany system USB231 – rys.5.38, obsługujący skaner 5-kanałowy do sondy kierunkowej.

Podstawowe dane sytemu: DaqBook 2001+DBK80+DBK80

-częstotliwość próbkowania 200[kHz],

-rozdzielczość 16 bit,

-wejścia analogowe jednokierunkowe i bipolarne ustawiane zakresowo od 0.125 do 10 [V],

-wejścia skanowane kolejnie, z możliwości programowego ustawienia-uaktywnienia dowolnej kombinacji skanowania.

Podstawowe dane systemu USB231:

-8 wejść analogowych do +/-10[V],

-częstotliwość próbkowania 50 [kHz].

Manipulator kartezyjski

Dla realizacji procesu pomiarowego prędkości w przekroju wylotowym dyfuzora oraz skrócenia czasu pomiarowego zarówno 6-punktową sondą grzebieniową jak i 5-punktową sondą kierunkową, zastosowano złożony do określonego zadania manipulator kompaktowy z elementami napędowymi firmy Festo. W ten sposób proces pomiarowy wykonywany był w sposób automatyczny z pozycji DasyLaba, zapewniając jednocześnie wysoką powtarzalność pozycyjną z dokładnością do 0.1 [mm]. W tym celu został zaprojektowany i wykonany sterownik łączący standard TTL obowiązujący w systemach pomiarowych jakim jest DaqBook 2001 z systemem manipulatora przemysłowego 24 voltowego Festo. Jednocześnie sterownik gwarantował separację optoelektroniczną pomiędzy systemami – rys.5.34.

Jest to rozwiązanie dość nietypowe, ale bardzo skuteczne. Manipulator złożono w oparciu o napędy inteligentne, które w swojej konstrukcji oprócz napędu silnika zawierają zaimplementowany regulator oraz sensory położenia. Do celów pomiarowych złożono z dwóch osi aktywnych X i Z w celu skanowania przekroju wylotowego kanału dyfuzora, czyli układu 2D.

Zasadnicze elementy składowe manipulatora:

Tab.5.4.Elementy składowe osi X

Oś X	
Wykaz podzespołów	Objaśnienia
Toothed belt axis ELGR-TB-45-150-25H	Oś liniowa z paskiem zębatym o skoku 150[mm]
Motor unit MTR-DCI-42S-VCSC-EG7-R2IO	Inteligentny silnik serwo prądu stałego z przekładnią planetarną 7:1

Oś pozioma złożona z szybkiego napędu paskowego napędzanej inteligentnym silnikiem, tak zwana inteligencja polega na tym że wewnątrz napędu znajduje się sterownik silnika wraz z regulatorem oraz systemem kontroli parametrów ruchu, a w tym z pamięcią w której można zaimplementować parametry ruchu w tym położenia w poszczególnych krokach. Napęd taki może realizować przemieszczenia w sposób autonomiczny.

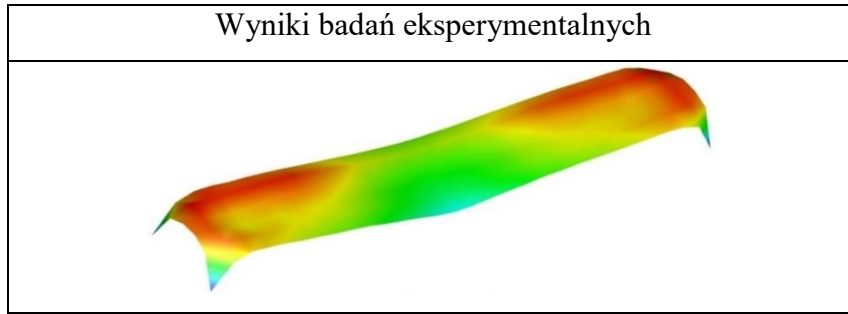
Tab.5.5.Elementy składowe osi Z

Oś Z	
Wykaz podzespołów	Objaśnienia
Linear actuator DMES-18-300-KF-GK-SH	Oś liniowa ze śrubą pociągową o skoku 300[mm]
Motor unit MTR-DCI-32S-VCSC-EG7-R2IO	Silnik serwo prądu stałego z przekładnią planetarną 7:1

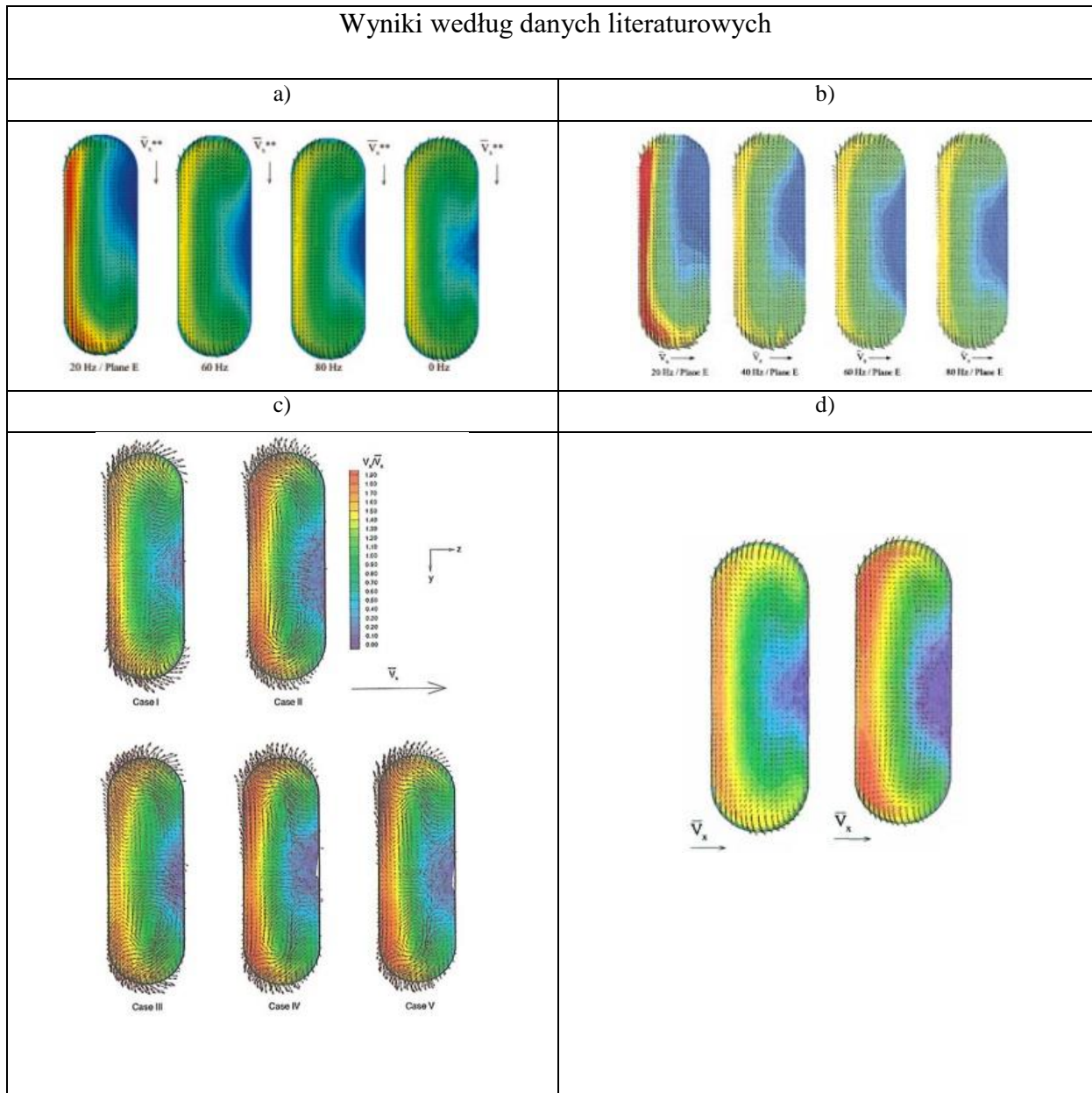
Natomiast oś Z złożona została z precyzyjnego napędu śrubowego o skoku 300[mm] napędzana podobnym silnikiem inteligentnym jak oś X. Przyjęte rozwiązanie upraszcza sterownie i jednocześnie skraca czas realizacji procesu pomiarowego. Wpisane do pamięci napędów współrzędne ruchu mogą być realizowane bez konieczności angażowania systemu z zewnątrz kontrolującego zmianę położenia sondy. Napędy inteligentne manipulatora programowane są w oparciu o dedykowane oprogramowanie FCT firmy festo, jest to oprogramowanie intuicyjne przy pomocy, którego konfigurujemy poszczególne osie implementując dedykowane biblioteki komunikując się poprzez port serwisowy, z tej też pozycji można testować pracę manipulatora. Wpisujemy pozycje bezwzględne dla poszczególnych osi pokazane na rysunku poniżej, a także parametry ruchu prędkość, przyspieszenia. W czasie pracy port serwisowy może być nieaktywny, a inicjacja startu odbywa się poprzez port komunikacyjny sterowany z DasyLab podając na szynę adresową 4 bitową binarną postać adresu pozycji oraz sygnał startu. Po zajęciu zadanej pozycji manipulator zgłasza podając jednobitową informację U_x i U_z o możliwości inicjacji odczytu ze skanera ciśnień i zapis na dysku.

5.2. Porównanie badań eksperymentalnych z danymi literaturowymi.

Dysponując danymi eksperymentalnymi badań dyfuzora dotyczących rozkładu pola wylotowego prędkości, dokonano porównania tych wyników z danymi dostępnymi w literaturze. Z otrzymanych wyników badań eksperymentalnych rozkładu prędkości w przekroju wylotowym dyfuzora można zauważyć dużą zgodność jakościową w porównaniu z wynikami dostępnymi w pozycjach [63] [61] [60] [59]. Jednoznacznie wynika, że otrzymane pole prędkości znajdują potwierdzenie z wynikami dostępnymi w literaturze przedmiotu.



Rys.5.43 Rozkład prędkości w przekroju wylotowym dyfuzora zakrzywionego



Rys.5.44 Kontury prędkości w przekroju wylotowym dyfuzora zakrzywionego:

a) według [63] ; b) według [60] ; c) według [59] ; d) według [61]

5.3. Wyznaczenie współczynnika strat przepływu oraz współczynnika wzrostu ciśnienia statycznego w kanale dyfuzora

Współczynnik strat przepływu dla dyfuzora zakrzywionego stanowił w niniejszej pracy istotne zagadnienie, ze względu małą dostępność informacji dotyczących wartości tego współczynnika w dostępnej literaturze. Poziom tych strat określa się jako stosunek różnicy ciśnień spiętrzenia pomiędzy wlotem a wylotem kanału do ciśnienia dynamicznego na wlocie.

$$\xi_{12}^* = \frac{p_1^* - p_2^*}{0,5 \rho c_1^2} \quad (5.14)$$

gdzie:

- p_1^* – uśrednione ciśnienie spiętrzenia na wlocie
- p_2^* – uśrednione ciśnienie spiętrzenia na wylocie
- c_1 – średnia prędkość powietrza na wlocie
- ρ_1 – gęstość statyczna powietrza na wlocie

Wartość otrzymanego współczynnika strat przepływu dla badanego modelu dyfuzora zakrzywionego wynosi $\xi_{12}^* = 0,182$, natomiast według danych literaturowych [33] wartość ta wynosi $\xi_{12}^* = 0,19$. Znajomość strat przepływowych jest niezmiernie istotna w trakcie prowadzenia jednowymiarowych obliczeń analitycznych, w celu profilowania zarysu zewnętrznego kanału dyfuzora zakrzywionego. Przedstawione w rozdziale.3 pracy obliczenia dotyczące profilowania kształtu kanału dyfuzora, wymagały znajomości wartości współczynnika strat przepływu ξ_{12}^* potrzebnego podczas realizacji obliczeń, na bazie których, otrzymano kształt kanału dyfuzora zakrzywionego. Do przeprowadzonych wcześniej obliczeń zaistniała konieczność posłużenia się rzeczywistą wartością tego współczynnika, znanej z pracy [33]. Stąd, bardzo istotne zagadnienie stanowiło określenie wartości tego współczynnika dla badanego modelu dyfuzora oraz porównanie jej z danymi dostępnymi w literaturze przedmiotu.

Drugim istotnym z punktu widzenia oceny poprawności działania dyfuzora jest współczynnik wzrostu ciśnienia statycznego C_p w kanale badanego modelu dyfuzora. Został on wyznaczony według zależności definicyjnej jako iloraz przyrostu ciśnienia statycznego w kanale do ciśnienia dynamicznego na jego wlocie. Wartości ciśnień statycznych p_1 i p_2

zostały zmierzone na ścianie kanału doprowadzającego do dyfuzora za pośrednictwem 3-punktowego kolektora na wlocie oraz z 14-punktowego kolektora w przekroju wylotowym.

$$C_p = \frac{p_2 - p_1}{0,5 \rho c_1^2} \quad (5.15)$$

gdzie:

- p_2 – ciśnienie statyczne na wlocie
- p_1 – ciśnienie statyczne na wlocie
- ρ_1 – gęstość statyczna powietrza na wlocie

Dysponując wartością współczynnika wzrostu ciśnienia statycznego w kanale, można określić sprawność badanego dyfuzora. Dla jej określenia niezbędna jest znajomość wartości współczynnika wzrostu ciśnienia statycznego, w dyfuzorze z przepływem izentropowym C_{pi} [84]:

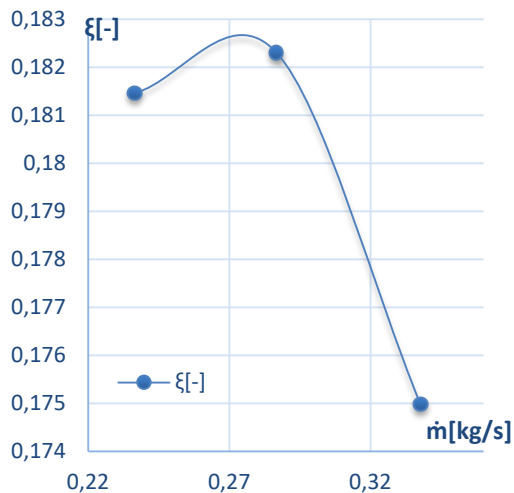
$$C_{pi} = 1 - \frac{1}{AR^2} \quad (5.16)$$

Z powyższej relacji, widać, że współczynnik wzrostu ciśnienia jest zależny od stopnia dyfuzorowości kanału AR. Dla badanego modelu stopień rozwarcia dyfuzora jest stosunkowo nieznaczny, równy $AR = 1,95$, zatem:

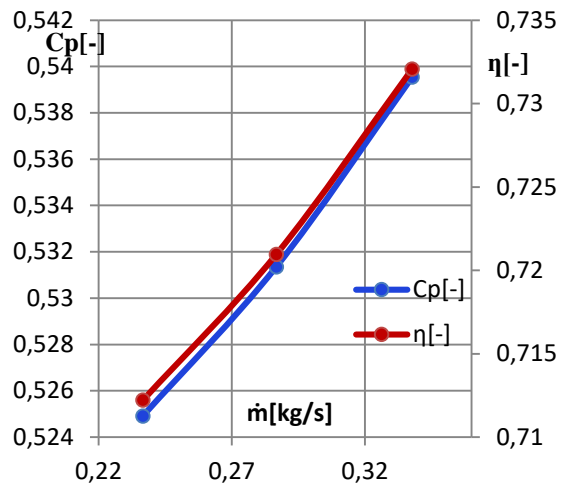
$$C_{pi} = 1 - \frac{1}{AR^2} = 1 - \frac{1}{1,95^2} = 0,737 \quad (5.17)$$

Sprawność dyfuzora definiuje się jako iloraz współczynnika wzrostu ciśnienia statycznego w dyfuzorze z przepływem rzeczywistym do współczynnika wzrostu ciśnienia statycznego w dyfuzorze z przepływem izentropowym (bez strat) [84]. Dla badanego dyfuzora, przy współczynniku wzrostu ciśnienia statycznego $C_p = 0,531$, sprawność dyfuzora jest równa:

$$\eta = \frac{C_p}{C_{pi}} = \frac{0,531}{0,737} = 0,72 = 72\% \quad (5.18)$$



Rys.5.45. Rozkład współczynnika strat przepływu ξ w funkcji strumienia masy



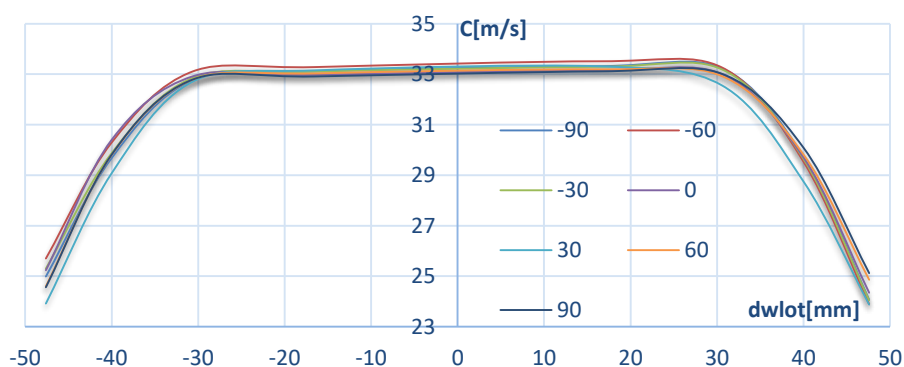
Rys.5.46. Rozkład współczynnika C_p oraz sprawności η w funkcji strumienia masy

Rysunek.5.45 przedstawia rozkład współczynnika strat przepływu ξ w funkcji strumienia masy powietrza przepływającego przez dyfuzor zakrzywiony. W przedziale wartości strumienia masy $\dot{m} = 0,235 \div 0,285$ [kg/s] wartość współczynnika strat przepływu jest bardzo zbliżona i zawiera się w zakresie $\xi = 0,181 \div 0,182$, przy czym drugi punkt odpowiada wartości wydatku masowego dla warunków projektowych dyfuzora (ξ największe). Wraz ze wzrostem strumienia masowego powietrza współczynnik strat przepływu maleje osiągając minimalną wartość $\xi = 0,175$ przy strumieniu masy odpowiadającym $\dot{m} = 0,33$ [kg/s]. Różnica pomiędzy największą a najmniejszą wartością $\Delta\xi = 0,0073$. Uzyskany z badań zakres zmian wartości współczynnika strat przepływu nie jest duży lecz zmiany tego współczynnika wywołują znaczące zmiany ciśnienia spiętrzenia niezbędne w trakcie obliczeń analitycznych profilowania kanału dyfuzora. Należy podkreślić, że jedyną dotychczas opublikowaną informacją dotyczącą wartości współczynnika strat przepływu dla dyfuzora zakrzywionego, zawiera praca D.P.Kenny [33], która wynosi $\xi=0,19$.

6. Wyniki badań eksperymentalnych profilu prędkości na wlocie do dyfuzora

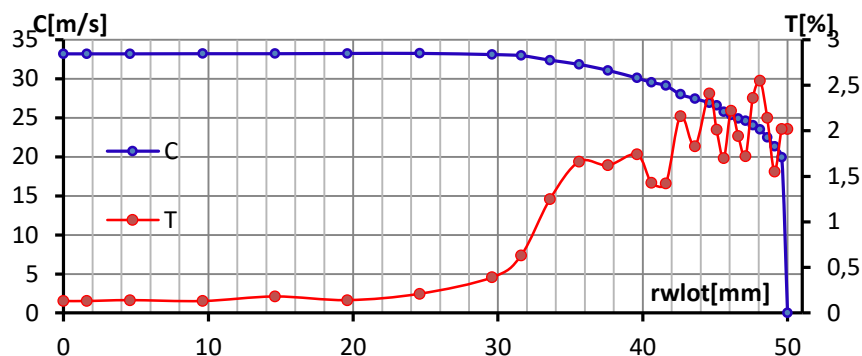
6.1. Wyniki uzyskane z pomiarów sondą grzebieniową

Z procedury badawczej opisanej w rozdziale.5 otrzymano ostatecznie rozkłady profilów prędkości przedstawionych na rysunku.6.1. Dla wszystkich położzeń sondy dla zakresu kątów (0-180) widać znaczne pokrycie krzywych dla wszystkich siedmiu położzeń wzdłuż obwodu kanału doprowadzającego. Szczególnie duża zbieżność wyników profilów prędkości dotyczy strefy gdzie profil odznacza się płaskim przebiegiem krzywej (profil o ustalonej wartości prędkości). Rozbieżności wartości prędkości wynoszą tu maksymalnie 0,6[m/s]. Natomiast większe rozbieżności wyników są zauważalne w obszarze pomiędzy wspomnianą strefą a ścianką kanału. W tych obszarach kanału, różnice prędkości pomiędzy poszczególnymi kątami ustawienia sondy są już bardziej widoczne. Rozbieżności dochodzą tu nawet do 1,5[m/s], co jest szczególnie zauważalne dla krzywej odpowiadającej kątowi ustawienia sondy 30 stopni. Niemniej jednak nie występują tutaj żadne znaczące różnice pomiędzy poszczególnymi profilami. Z otrzymanych krzywych profili prędkości dla wszystkich położzeń ustawienia sondy, można stwierdzić, że otrzymane profile po obwodzie kanału doprowadzającego tworzą równomierne pole prędkości dla założonej siatki pomiarowej według metody „Log-Czebyszewa”. W związku z tym, można stwierdzić, że krzywą opisującą profil prędkości potrzebną do implementacji w obliczeniach numerycznych, można wykorzystać z pomiarów dla dowolnego położenia sondy w zakresie kąta(0-180).



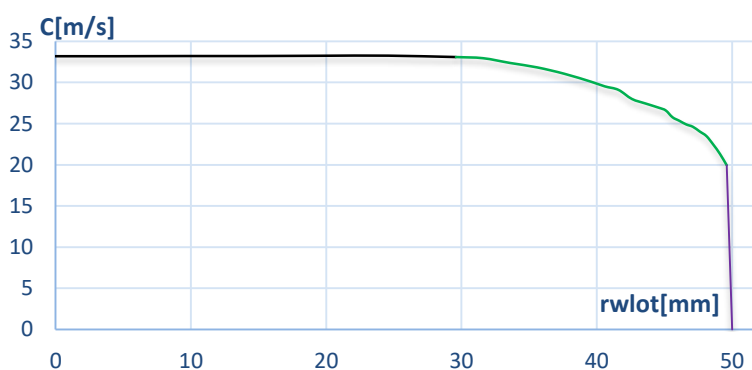
Rys.6.1. Profile prędkości dla zakresu kąta sondy(0-180)stopni

6.2. Wyniki uzyskane z pomiarów sondą pojedynczą



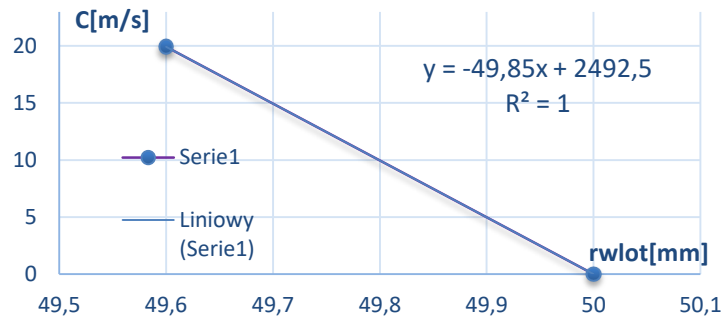
Rys.6.2. Profile prędkości i intensywności turbulencji na wlocie.

Przedstawione na rysunku.6.2 krzywe reprezentują uzyskane z badań eksperymentalnych ostateczny profil prędkości wlotowej oraz profil intensywności turbulencji, z naniesionymi znacznikami odpowiadającymi położeniu punktów pomiarowych. W celu zaimplementowania tych profili do środowiska AnsysFluent należy z jak najdokładniejszym przybliżeniem opisać równaniami ich krzywe. Z uwagi na to, że otrzymaną krzywą profilu prędkości jest bardzo trudno opisać jednym równaniem ze względu na niewystarczającą ilość punktów pomiarowych na odcinku pomiędzy ostatnim punktem pomiarowym a ścianką, krzywa profilu prędkości została podzielona na trzy odcinki, co przedstawiono na rysunku.6.3.



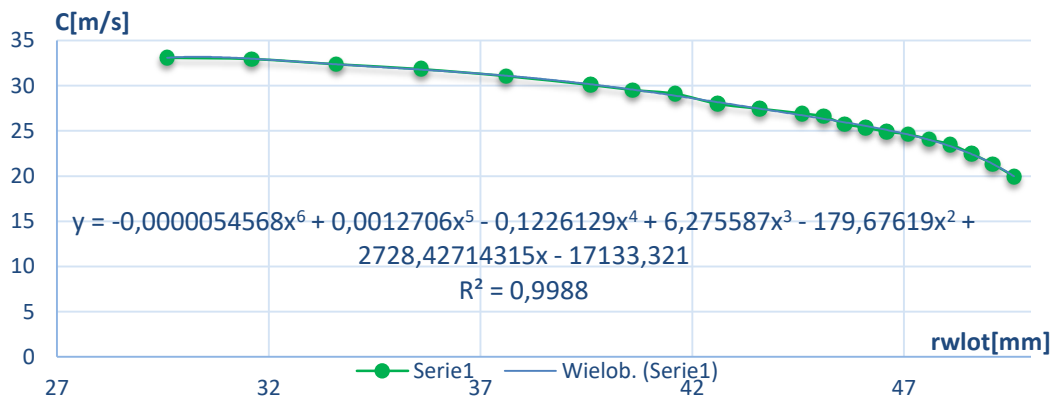
Rys.6.3. Krzywa profilu wlotowego prędkości

W środkowym obszarze kanału, w strefie ustalonej wartości prędkości, przyjęta została stała wartość prędkości równa 33,1[m/s](linia czarna). Na odcinku pomiędzy ostatnim punktem pomiarowym a ścianką kanału (linia fioletowa), wynoszącym 0,4 [mm], przyjęto liniową zmianę prędkości opisaną równaniem z rysunku.6.4.



Rys.6.4. Krzywa profilu prędkości w obszarze przyściennym

Najistotniejszym obszarem profilu prędkości o największym zagęszczeniu punktów pomiarowych jest krzywa oznaczona kolorem zielonym, która została opisana wielomianem 6-tego stopnia, o współczynniku zbieżności $R^2 = 0,998$ – rys.6.5.



Rys.6.5. Krzywa profilu prędkości w obszarze przejściowym z krzywą aproksymującą

Intensywność turbulencji T została zdefiniowana jako wartość średniokwadratowa (RMS) [85]:

$$T = \frac{C'}{\bar{C}} [\%] \quad (6.1)$$

gdzie:

- C' - odchylenie standardowe RMS, fluktuacji prędkości,
- \bar{C} – średnia wartość prędkości.

Odchylenie standardowe RMS wyraża się zależnością [85]:

$$C' = \sqrt{\frac{1}{3} C'_{\bar{x}}^2 + C'_{\bar{y}}^2 + C'_{\bar{z}}^2} = \sqrt{\frac{2}{3}} k \quad (6.2)$$

Średnią prędkość określa relacja [85]:

$$\bar{C} = \sqrt{C_x^2 + C_y^2 + C_z^2} \quad (6.3)$$

Uwzględniając więc powyższe związki, intensywność turbulencji T wyraża się zależnością [85]:

$$T = \frac{\sqrt{\frac{1}{3}C'_x{}^2 + C'_y{}^2 + C'_z{}^2}}{\sqrt{C_x^2 + C_y^2 + C_z^2}} [\%] \quad (6.4)$$

7. Obliczenia numeryczne

7.1. Zdefiniowanie analizy numerycznej

W przypadku analizy numerycznej przepływu przez dyfuzor zakrzywiony, na wstępie należy nakreślić strukturę problemu, którą rozwiązywano w środowisku AnsysFluent. Aby otrzymać rozwiązanie z symulacji numerycznej należało rozwiązać zamknięty układ równań składających się z: równania Naviera-Stokesa (pędu) dla ruchu turbulентnego, równania ciągłości, równania energii, równania turbulencji oraz równania stanu gazu. Należy zauważyć, że użyty schemat rozwiązania należy do grupy RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes). Ponieważ poszukiwane jest rozwiązanie szczególne układu równań różniczkowych cząstkowych niezbędne jest zdefiniowanie warunków brzegowych szeroko opisanych w rozdziale.6.2 oraz w rozdziale.7.4. Zadanie rozwiązano w oprogramowaniu AnsysFluent wykorzystującym do rozwiązania zadań transportu wielkości fizycznych metodę objętości skończonych [86] [87]. Przyjęta metoda rozwiązania wymaga podzielenia geometrii dyfuzora na dyskretny zbiór elementów objętościowych w procesie dyskretyzacji domeny obliczeniowej. Określenie etapów przed przystąpieniem do obliczeń numerycznych pozwala na doprecyzowanie pewnych etapów pośrednich pomiędzy zdefiniowaniem rozwiązywanych równań a dyskretyzacją modelu dyfuzora.



Rys.7.1. Schemat działania symulacji AnsysFluent

7.2. Wybór modelu turbulencji

W celu przeprowadzenia obliczeń numerycznych przepływu przez dyfuzor zakrzywiony w środowisku AnsysFluent, do zamodelowania przepływu użyto modelu turbulencji $k - \omega$ SST. Wybrany model turbulencji $k - \omega$ SST stanowi rozwiązanie pośrednie pomiędzy dostępnymi modelami $k - \epsilon$ a $k - \omega$, łącząc ich zalety. Model $k - \omega$ SST jest modelem ograniczającym nadprodukcję energii kinetycznej turbulencji w strefach dodatnich gradientów ciśnienia. Warto zauważyć, że pierwszy model turbulencji $k - \epsilon$ zaleca się do modelowania turbulencji w przepływie swobodnym. Model $k - \omega$ natomiast dobrze modeluje turbulencję w warstwie przyściennej [88]. Zastosowany w pracy hybrydowy model turbulencji $k - \omega$ SST został wybrany z uwagi na celowość poprawnego zamodelowania przepływu w warstwie przyściennej. Nastawiony na przepływ przyściankowy model $k - \omega$ jest przełączany przy użyciu dwóch funkcji wygładzających F1, F2 znajdujących się w równaniach transportu do modelu $k - \epsilon$ [89].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (7.1)$$

$-\rho \overline{u'_i u'_j}$ – naprężenia turbulentne Reynoldsa. Człon ten jest elementem kluczowym przy opisie turbulentnych zjawisk przepływowych. W celu ich poprawnej symulacji konieczne jest założenie struktury turbulencji. Jedną z powszechnie stosowanych metod jest posłużenie się hipotezą Boussinesqa (tzw. lepkości turbulentnej), według której:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (7.2)$$

W powyższym równaniu nieznane są wielkości μ_t oraz k , czyli wartość lepkości turbulentnej oraz energii kinetycznej turbulencji. Wielkości te są obliczane ze znanych modeli turbulencji i w ten sposób zamykane jest równanie RANS. Zastosowany w pracy model turbulencji $k - \omega$ SST jest modelem dwurównaniowym należącym do grupy RANS. W modelu tym pole turbulencji opisane jest dwoma parametrami:

- k – energia kinetyczna turbulencji,
- ω – właściwa szybkość dyssypacji energii kinetycznej turbulencji.

Równanie transportu dla wielkości k i ω mają odpowiednio postać:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k \quad (7.3)$$

gdzie:

- Γ_k - efektywna dyfuzyjność turbulentnej energii kinetycznej k ,
- \tilde{G}_k - człon produkcji w równaniu transportu,
- Y_k - człon dyssypacji w równaniu transportu.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_\omega - Y_\omega + D_\omega \quad (7.4)$$

gdzie:

- Γ_ω - efektywna dyfuzyjność szybkości dyssypacji energii ω
- \tilde{G}_ω - człon produkcji w równaniu transportu
- Y_ω - człon dyssypacji w równaniu transportu
- D_ω - człon dyfuzji poprzecznej w równaniu transportu

Lepkość turbulentna zdefiniowana jest zależnością:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\left[\frac{1}{a^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega} \right]} \quad (7.5)$$

Wielkość powyższa podstawiona do równania opisującego hipotezę Boussinesqa domyka układ równań RANS. Dokładny opis modelu $k - \omega$ SST, można znaleźć w pozycji [90].

7.3. Dyskretyzacja modelu dyfuzora

Dyskretyzacja domeny obliczeniowej dyfuzora została przeprowadzona w środowisku FluentMeshing. Numeryczny model siatki jest złożony z 42700 elementów wielościennych typu Polyhexcore. Objętość dyfuzora w zasadniczej części podzielona jest na elementy sześciennie poza bezpośrednią bliskością ścian dyskretyzowaną przez elementy pryzmatyczne. Obydwa obszary połączone są warstwą elementów wielościennych tworzących płynne przejście. Siatkę pryzmatyczną zagęszczono w pobliżu ścianki kanału dla

odwzorowania struktury warstwy przyściennej, charakteryzującej się występowaniem wysokich gradientów prędkości. Zastosowano technikę definiowania wysokości pierwszej warstwy komórek zgodnie z kryterium $y^+ \approx 1$. Liczba warstw inflacji wynosiła 10 ze współczynnikiem wzrostu 1,1. Wysokość komórek siatki w warstwie przyściennej została wstępnie oszacowana według zależności [91].

$$y = \frac{y^+ \mu}{u_* \rho} \quad (7.6)$$

gdzie:

- y^+ - bezwymiarowa odległość od ścianki
- μ - lepkość dynamiczna płynu
- u_* - prędkość tarcia określona relacją:

$$u_* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (7.7)$$

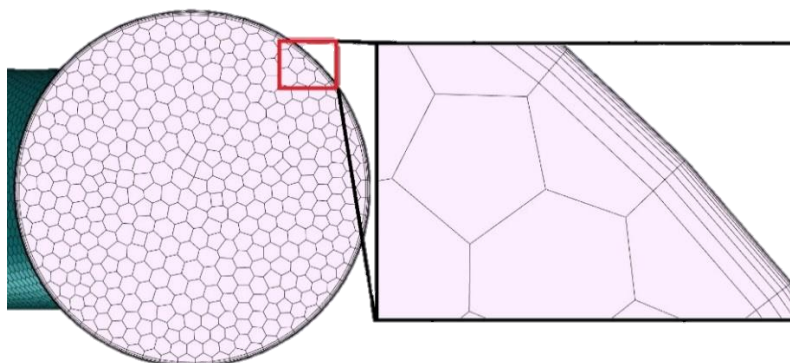
- τ_w – naprężenia ścinające na ścianie

$$\tau_w = 0,5C_f \rho u^2 \quad (7.8)$$

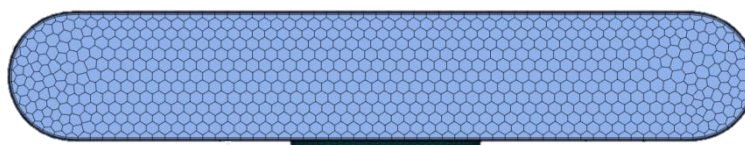
Prędkość tarcia u_* jest zależna od współczynnika tarcia powierzchniowego C_f oraz prędkości przepływu niezaburzonego U . Współczynnik tarcia C_f zależy natomiast od liczby Reynoldsa i jest opisany zależnością:

$$C_f = [2\log_{10}(\text{Re}) - 0,65]^{-2,3} \quad (7.9)$$

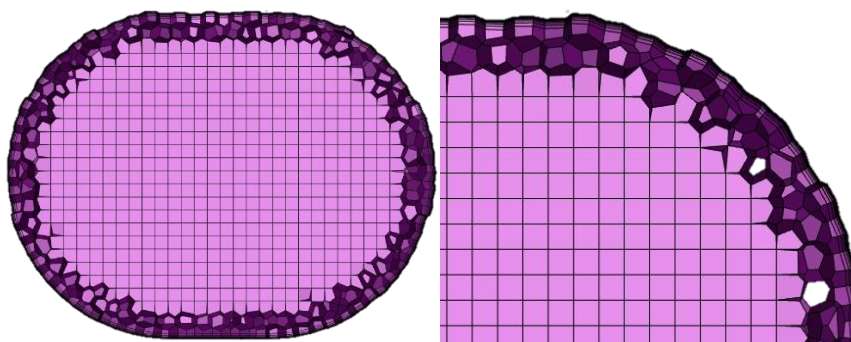
Zdyskretyzowaną domenę obliczeniową dyfuzora zakrzywionego przedstawiono na rysunku.7.2, przedstawiającym siatkę wlotu kanału z pokazaniem liczby warstw inflacyjnych. Natomiast rysunek.7.3 reprezentuje siatkę na wylocie kanału dyfuzora, a widok siatki w przekroju kanału z przedstawieniem poszczególnych elementów typu Polyhexcore w szczególności w obszarze warstwy przyściennej przedstawiona została na rysunku.7.4.



Rys.7.2. Widok siatki wlotu z pokazaniem warstwy inflacyjnej

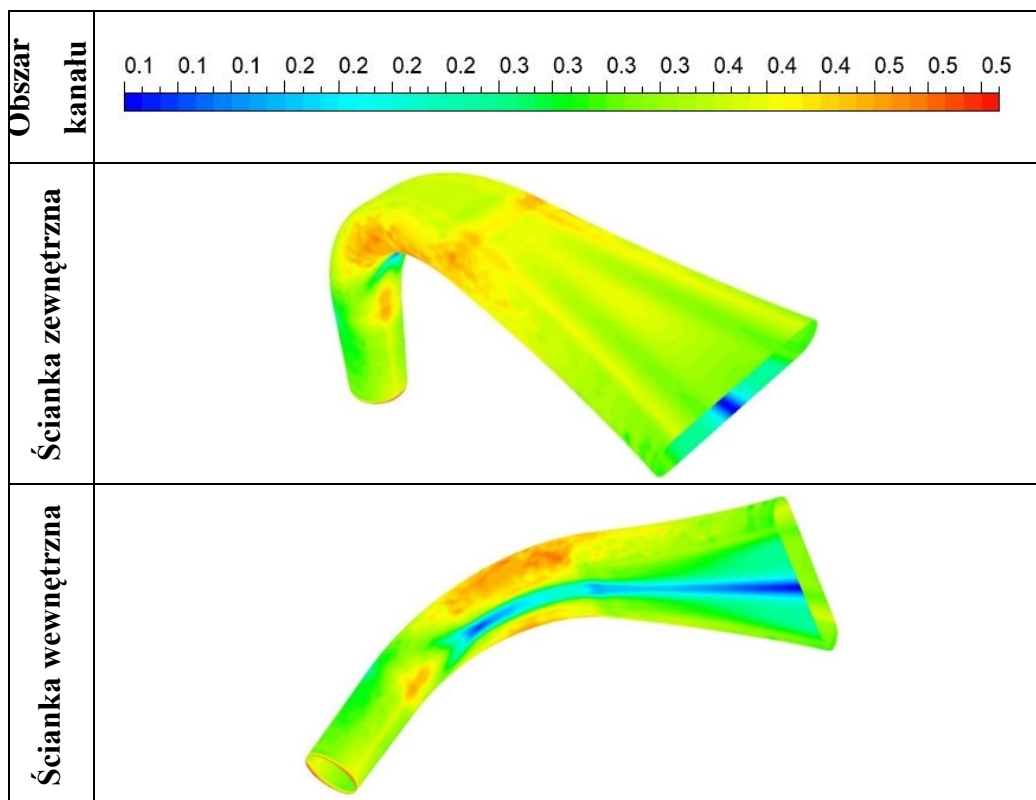


Rys.7.3. Widok siatki wylotu



Rys.7.4. Widok siatki typu Polyhexcore w przekroju modelu

Wstępnie wartość wysokości komórki pierwszej warstwy siatki y została obliczona z powyższych relacji (7.6-7.9). W celu poznania rzeczywistego rozkładu y^+ , przeprowadzono wstępne obliczenia numeryczne. Aby uzyskać pożądaną wartość bezwymiarowej odległości od ścianki dokonano modyfikacji siatki warstwy przyściennej w obszarach, w których nie był spełniony warunek $y^+ \leq 1$. Na rysunku.7.5 przedstawione zostały kontury finalnych wartości bezwymiarowych odległości od ścianki y^+ na powierzchniach kanału dyfuzora otrzymane w trakcie symulacji.



Rys.7.5. Kontury bezwymiarowej odległości od ścianki y^+

7.4. Warunki brzegowe

Dla modelu numerycznego dyfuzora zakrzywionego przyjęto następujące warunki brzegowe:

- **Wlot:** prędkość, parametry turbulencji, własności termodynamiczne czynnika
- **Ścianka kanału :** nieprzepuszczalność, brak poślizgu
- **Wylot:** otwarty warunek brzegowy (parametry przepływu wynikają z symulacji)

Intensywność turbulencji T została powiązana pośrednio ze związanymi z nią wielkościami. Te wielkości to energia kinetyczna turbulencji k oraz szybkość dyssypacji energii kinetycznej ω . Dysponując danymi doświadczalnymi o intensywności turbulencji T – rozdział.6.2, obliczono wartości k oraz ω . Otrzymano w ten sposób dwa profile: profil energii kinetycznej turbulencji k oraz szybkości dyssypacji energii ω . Na podstawie danych eksperymentalnych wartość kinetycznej energii turbulencji k oraz jej dyssypacji ω , obliczono następująco:

- Wartość energii kinetycznej turbulencji k wyrażona jest zależnością [92]:

$$k = \frac{3}{2} (C_{sr} T)^2 \quad (7.10)$$

- Szybkość dyssypacji energii kinetycznej ω określa wzór [92]:

$$\omega = \frac{k^{0,5}}{C_{\mu}^{0,25} l} \quad (7.11)$$

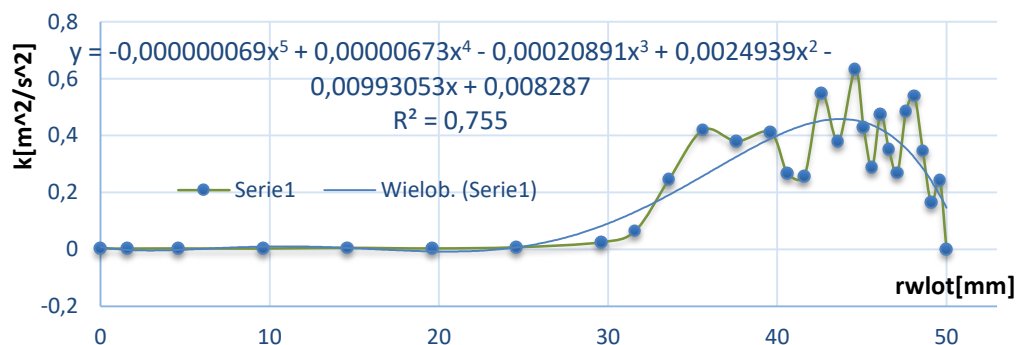
- Skala turbulencji l :

$$l = \frac{0,07d}{C_{\mu}^{0,75}} \quad (7.12)$$

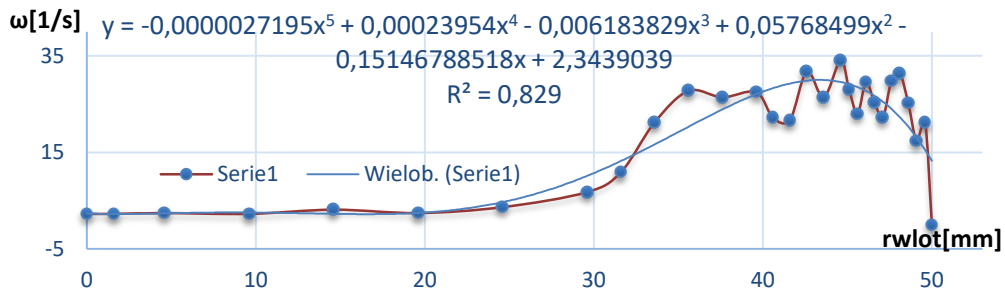
gdzie:

- C_{sr} - prędkość średnia w i -tym punkcie pomiarowym (dane eksperymentalne)[m/s]
- T – intensywność turbulencji (dane eksperymentalne)[%]
- d – średnica hydrauliczna wlotu[m]
- C_{μ} - stała turbulencji, $C_{\mu} = 0,09$

Przebiegi obliczonych profili k i ω przedstawiono na rysunku.7.6 oraz rysunku.7.7. Aby zaimplementować profile k i ω do AnsysFluent, konieczne było opisanie krzywych profili równaniami, analogicznie tak jak w przypadku opisywania krzywej profilu prędkości. W obu przypadkach, jako funkcji aproksymującej, użyto wielomianu 5-tego stopnia. Oczywiście równanie wielomianowe 5-tego stopnia w tym przypadku nie odwzorowują dokładnie przebiegu krzywych k i ω , z oczywistych względów na występowanie zagęszczonych punktów pomiarowych w obszarze ścianki kanału, o znacznym rozrzucie. Krzywa aproksymująca wielomianu 5-tego stopnia określa pewną wartość średnią pomiędzy rozrzutem tych punktów. Współczynniki zbieżności R^2 dla krzywych aproksymujących wynoszą odpowiednio 0,75 dla k oraz 0,83 dla ω .

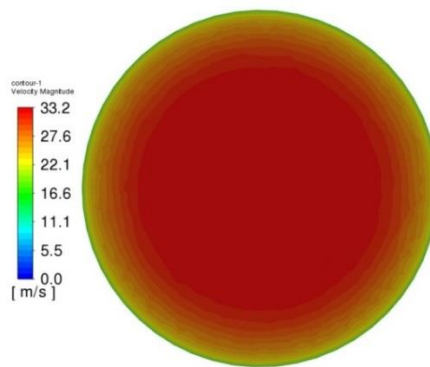


Rys.7.6. Krzywa profilu energii kinetycznej turbulencji k z krzywą aproksymującą

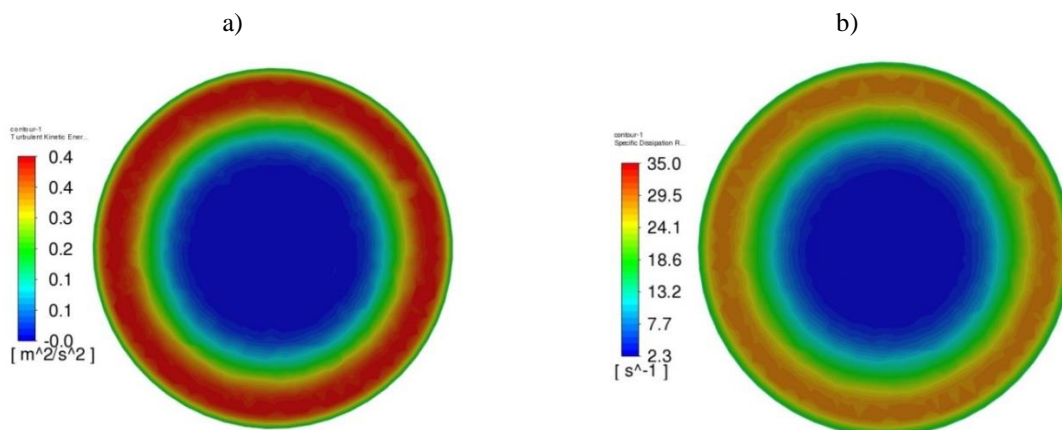


Rys.7.7. Krzywa profilu szybkości dyssypacji energii kinetycznej ω z krzywą aproksymującą

Dysponując równaniami krzywych aproksymujących, opisujących profil prędkości, a także profile energii kinetycznej turbulencji k oraz szybkości dyssypacji energii kinetycznej ω , przygotowano profile tych wielkości w płaszczyźnie wlotowej. Wymagało to odczytania współrzędnych węzłów siatki i zamiany biegunowego układu współrzędnych (dla danych eksperymentalnych) na układ kartezjański (wykorzystany w symulacji). Rezultaty pokazano na rysunku.7.8 oraz rysunku.7.9.



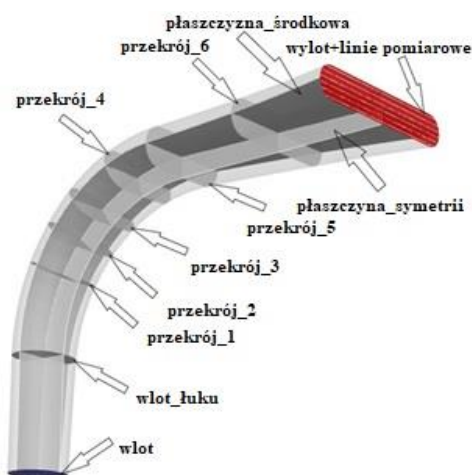
Rys.7.8. Rozkład prędkości wlotowej



Rys.7.9. Rozkład wlotowych parametrów turbulencji:

a)energia kinetyczna turbulencji k ; b) szybkości dyssypacji energii kinetycznej ω

7.5. Wyniki obliczeń numerycznych

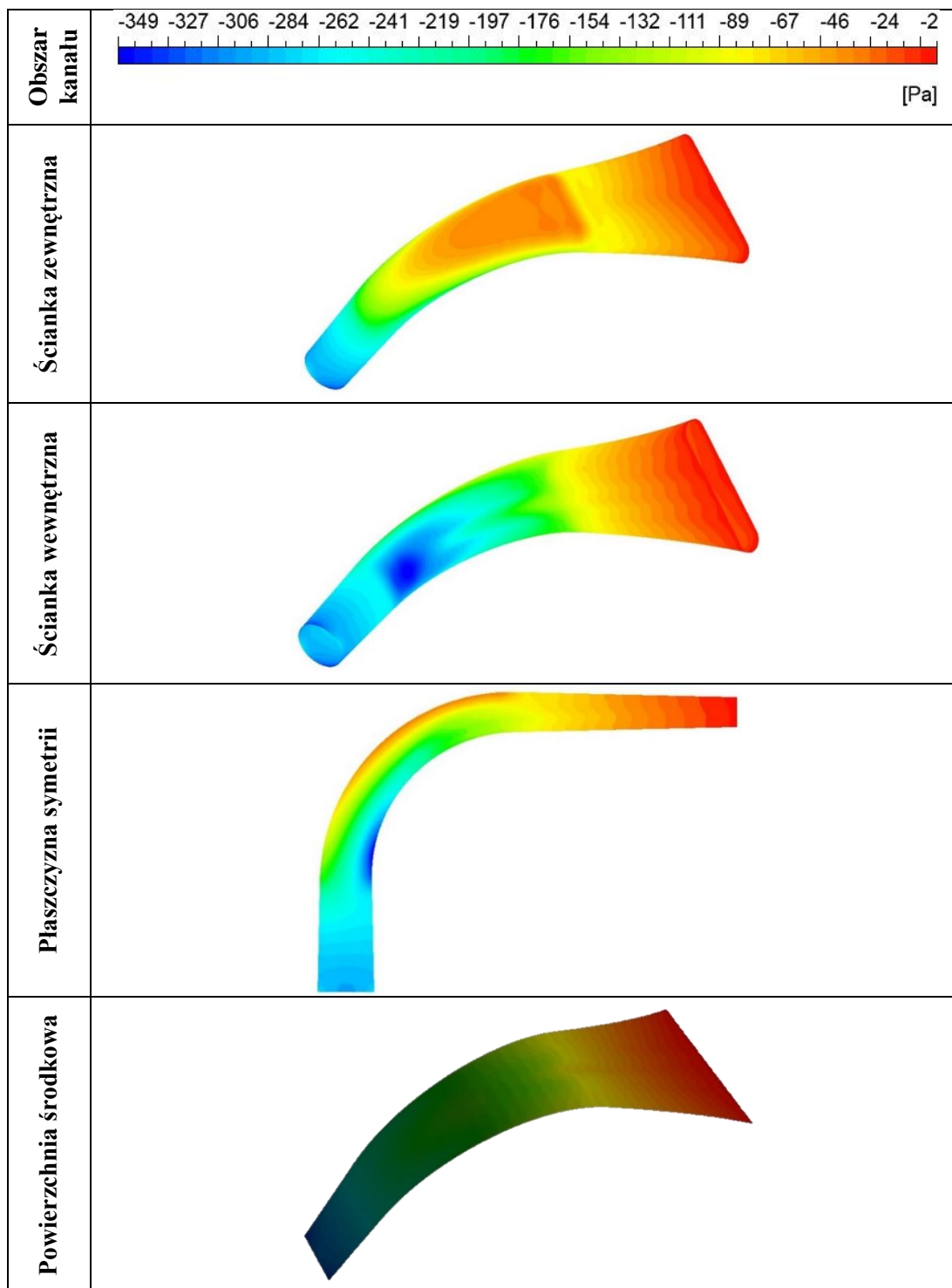


Rys.7.10. Położenia przekrojów dla analiz numerycznych

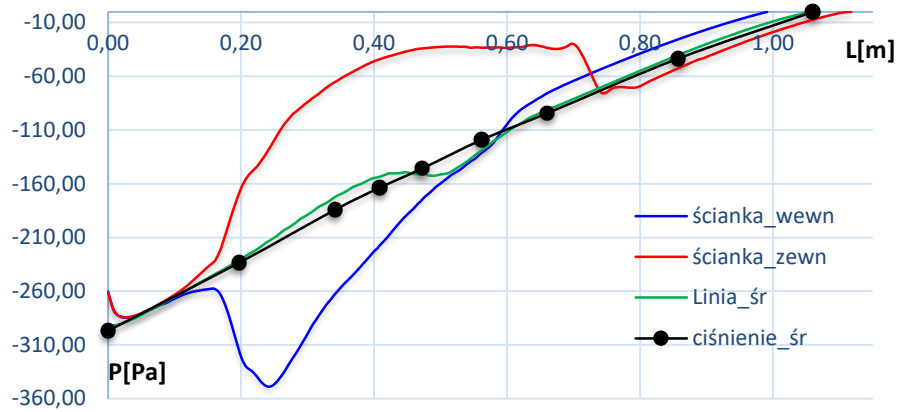
Omówienie poszczególnych wyników analizy numerycznej zostało podzielone według parametrów przepływowych. Prezentacji dokonano w oparciu o przekroje zdefiniowane jak na rysunku.7.10. W pierwszym kroku zostały zaprezentowane i omówione rozkłady ciśnienia statycznego na ściankach kanału dyfuzora, dla płaszczyzny symetrii oraz powierzchni środkowej kanału – rys.7.11. W kolejnym etapie opracowano wyniki dotyczące rozkładów prędkości w wybranych przekrojach poprzecznych kanału – rys.7.15. W trakcie analizy pola prędkości koniecznym było zaprezentowanie i omówienie rzutów wektorów wypadkowych tej wielkości dla tych samych przekrojów poprzecznych w celu dokładniejszego poznania struktur przepływowych występujących w kanale dyfuzora – rys.7.16. Przy opisie wyników rozkładu ciśnienia statycznego warto jest jednocześnie posłużyć się korespondującym z nimi wykresem – rys.7.12, reprezentującym rozkłady ciśnienia statycznego w płaszczyźnie symetrii kanału dla ścianki zewnętrznej i wewnętrznej.

Rozkład ciśnienia statycznego dla ścianki wewnętrznej znacznie się różni od rozkładu na ściance zewnętrznej. Widoczny jest wyraźny spadek ciśnienia w strefie wlotowej łuku wynoszący około 100 [Pa] obejmujący znaczący obszar ścianki wewnętrznej kanału. Istotną cechą rozkładu ciśnienia w kanale jest występowanie dużego gradientu ciśnienia na ściance zewnętrznej widocznego w płaszczyźnie symetrii kanału. Na wskutek występowania zagięcia kanału, powietrze wpływające do niego cechujące się określonym pędem wywiera parcie wynikające z sił bezwładności czego skutkiem jest gwałtowny przyrost ciśnienia na ściance zewnętrznej widoczny jako poprzeczny gradient ciśnienia. Gdy strumień powietrza opuszcza łuk i przechodzi w kanał prosty siła odśrodkowa przestaje odgrywać rolę, co w konsekwencji

skutkuje spadkiem ciśnienia statycznego wynoszącym ok 50[Pa] w strefie wylotu z łuku. Należy tutaj przypomnieć, że wylot z łuku stanowi powierzchnię, gdzie zachodzi równość ciśnień na obu ściankach – rys.7.12. Dla linii średniej natomiast – rys.7.12 przyrost ciśnienia w kanale dyfuzora następuje w sposób bardzo równomierny, podobnie jak wartości ciśnień średnich dla poszczególnych przekrojów poprzecznych kanału dyfuzora.

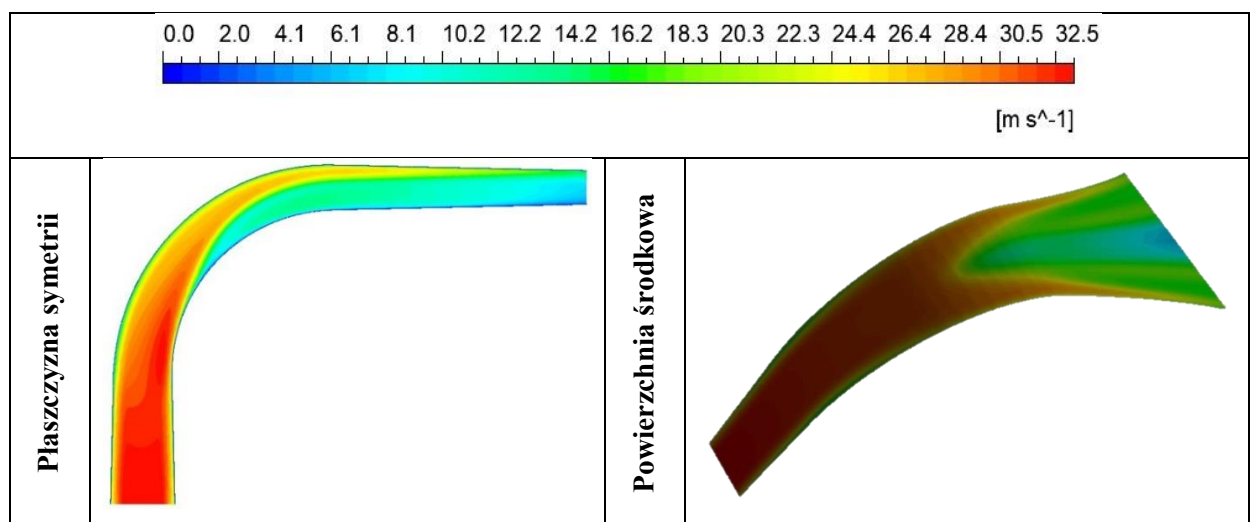


Rys.7.11. Rozkład ciśnienia statycznego w dyfuzorze zakrzywionym

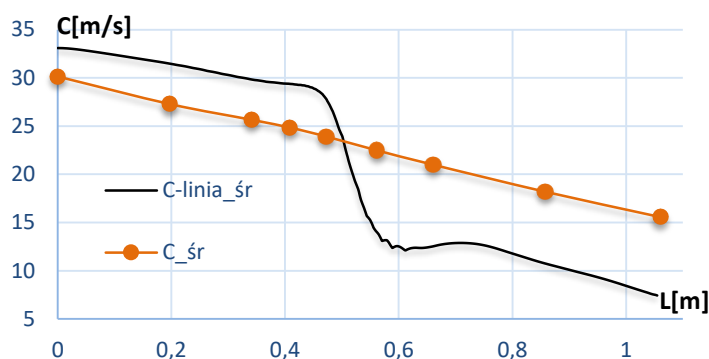


Rys.7.12. Rozkład ciśnienia statycznego na ściankach kanału

Na rysunku.7.13 przedstawiono rozkład prędkości w płaszczyźnie symetrii oraz powierzchni środkowej kanału. Zaprezentowano strukturę rozkładu prędkości w dyfuzorze, z której widać znaczny spadek prędkości strumienia w tych płaszczyznach. W tym przypadku podobnie jak dla ciśnienia statycznego, rozkład prędkości ulega zmianie na łuku kanału. Występuje tu wysoki gradient tej wielkości, przez co obszar przepływu jest podzielony na dwie strefy o znacząco różnych wartościach prędkości. Według otrzymanych wyników występują tutaj obszar obniżonego pędu usytuowany przy wewnętrznej ściance kanału, mający wpływ na przepływ do końca dyfuzora. Drugą strefą jest obszar wyższych prędkości występujący w okolicach ścianki zewnętrznej. Odpowiednio w obszarach tych, wartość prędkości mieści się w zakresie $10 \div 13$ [m/s] i $24 \div 28$ [m/s]. Dodatkowo na rysunku.7.14 przedstawiono zmianę prędkości średniej wzdłuż kanału dyfuzora (wykazującą charakter liniowy) oraz rozkład dla linii środkowej, dla której widoczny jest gwałtowny spadek prędkości w okolicach przekroju_3, będącego początkiem strefy deceleracji.



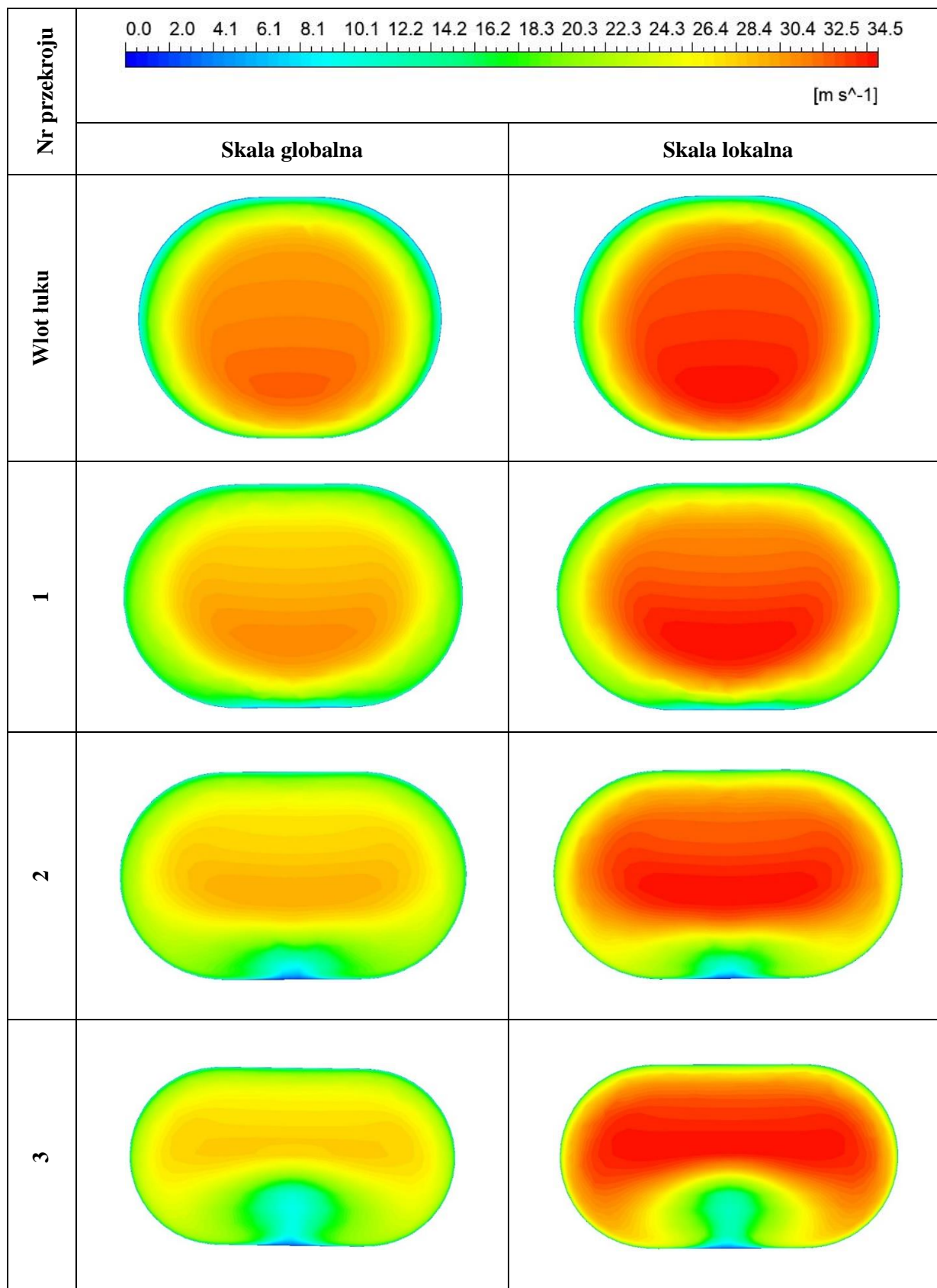
Rys.7.13. Rozkład prędkości w dyfuzorze zakrzywionym



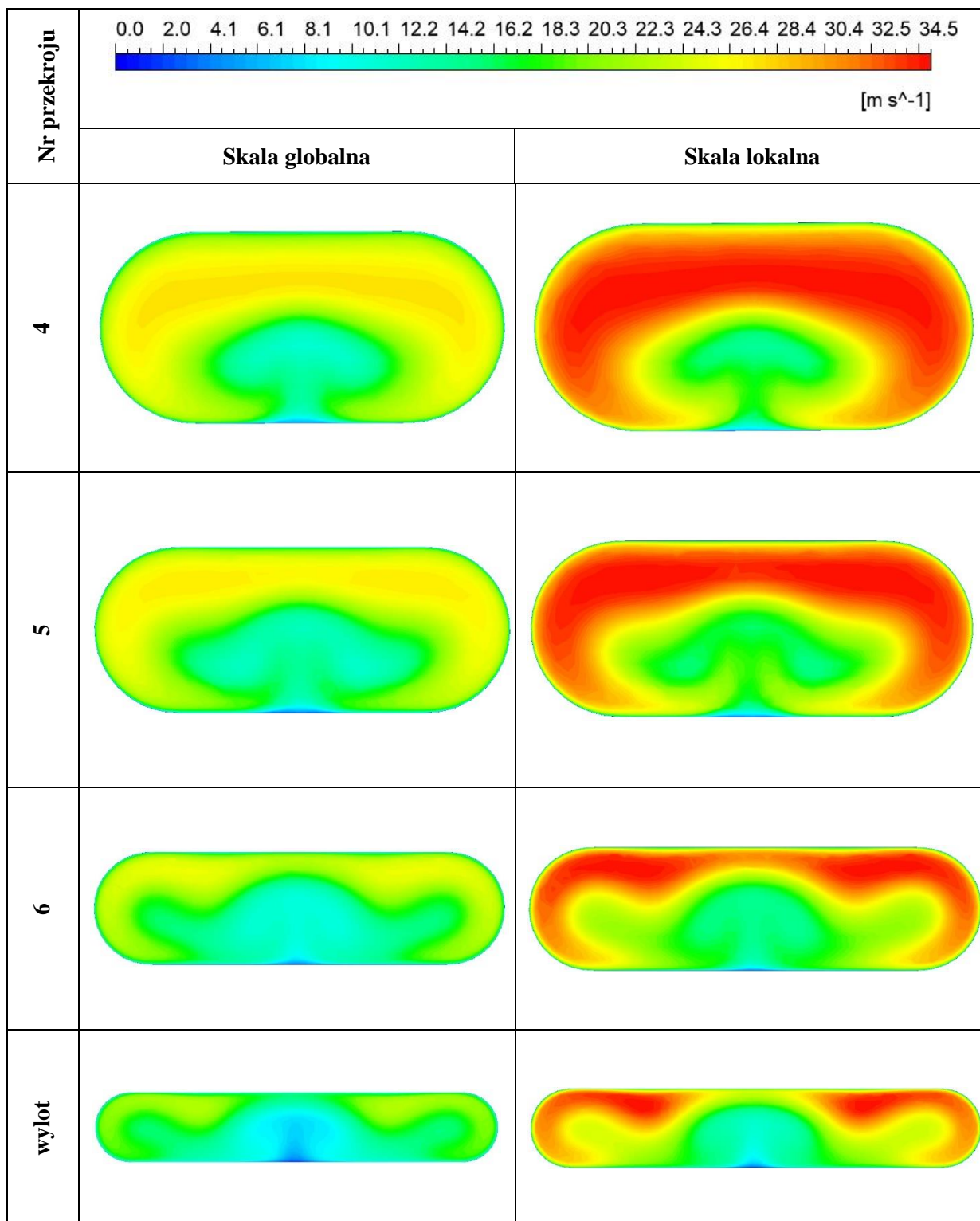
Rys.7.14. Rozkład prędkości wzdłuż kanału dyfuzora.

Dokładniej zmiany prędkości przedstawiono na rysunku.7.15, prezentującym rozkłady prędkości w wybranych przekrojach poprzecznych kanału. Wykresy przygotowano z wykorzystaniem dwóch skal. Skala globalna odpowiada zakresowi pomiędzy najmniejszą i największą prędkością występującą w domenie obliczeniowej. W celu wyraźniejszego zilustrowania zjawisk występujących w poszczególnych przekrojach posłużono się również skalą lokalną (obejmującą zakres prędkości występujących w konkretnym przekroju).

W prezentowanych rozkładach prędkości obserwowalna jest rozwijająca się wzdłuż kanału strefa obniżonego pędu w pobliżu ścianki wewnętrznej dyfuzora. Jak opisano powyżej jest to wynikiem działania sił bezwładności na strumień w łuku kanału powodującego zwiększenie strumienia powietrza od strony ścianki zewnętrznej oraz ścianek bocznych (górną i dolną). Tworząca się strefa niskiej prędkości pojawia się już pomiędzy 1 a 2 przekrojem, gdzie w płaszczyźnie symetrii, w obszarze bliskim ścianki wewnętrznej obserwowalny jest obszar o wartości prędkości bliskiej 0[m/s]. Analizując dalsze przekroje, wyraźnie zauważalny jest dalszy rozwój strefy obniżonego pędu w dolnych obszarach przekrojów kanału. W miarę przemieszczania się w stronę płaszczyzny wylotowej kanału, strefa ta rozwija się wraz ze zmniejszającą się wysokością kanału oraz zwiększającym się wymiarem poprzecznym jego przekroju. Strefa niskich prędkości z każdym kolejnym przekrojem zwiększa swój udział w powierzchni przekroju, stanowiąc na jego wylocie, znaczną jej część.



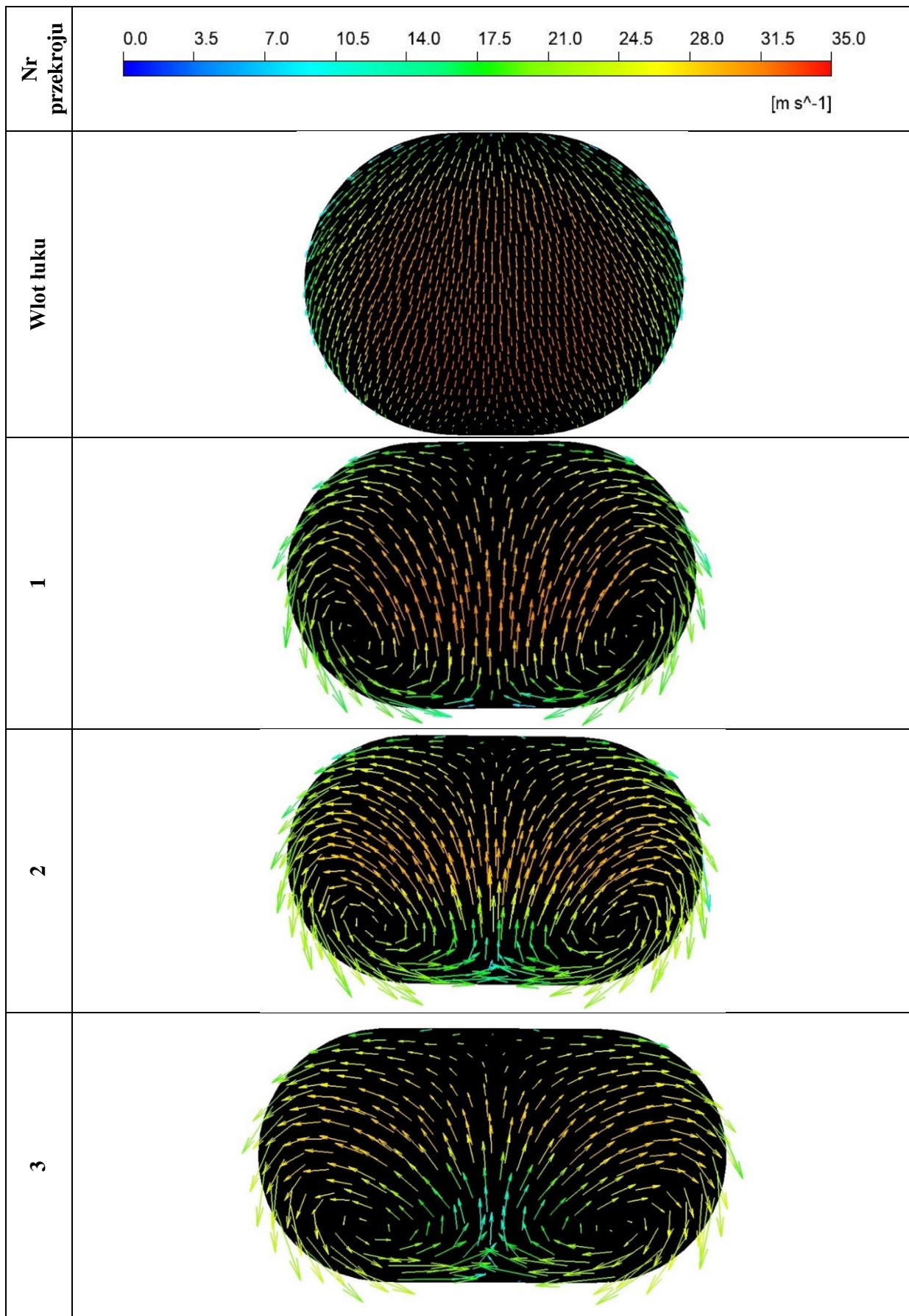
Rys.7.15. Rozkład prędkości w przekrojach poprzecznych: wlot łuku,1,2,3



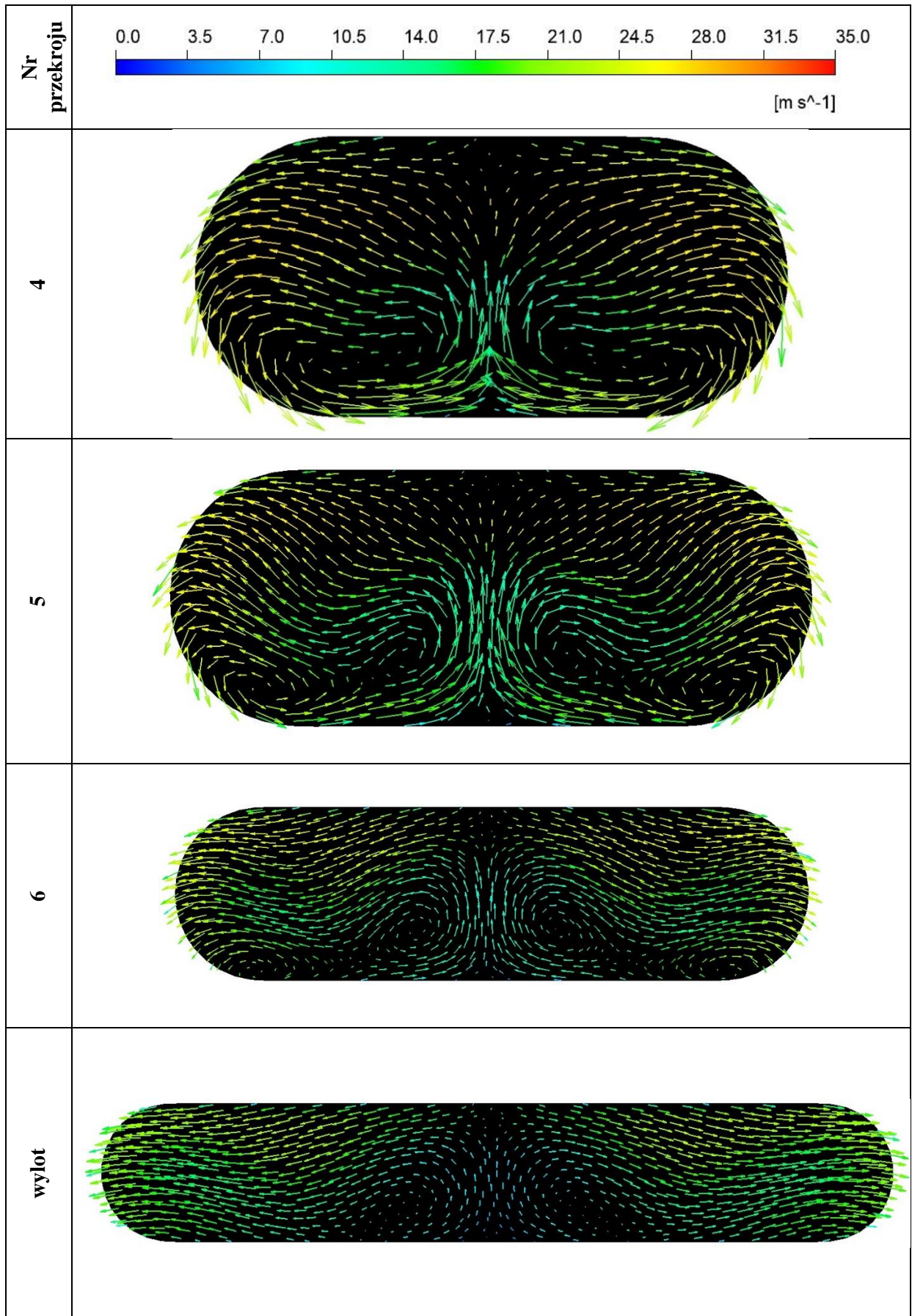
Rys.7.15c.d Rozkład prędkości w przekrojach poprzecznych:4,5,6 oraz wylocie

W następnej kolejności zaprezentowana została analiza wektorów prędkości. Na rysunku.7.16 przedstawiono rzuty wektorów prędkości na poszczególne przekroje poprzeczne analizowanego kanału. Wspólną cechą dla większości przekrojów jest tendencja do występowania symetrycznego przepływu w kierunku ścianek bocznych. W kanale dyfuzora ma więc miejsce tworzenie się pary przeciwnie skierowanych wirów. Początek formowania

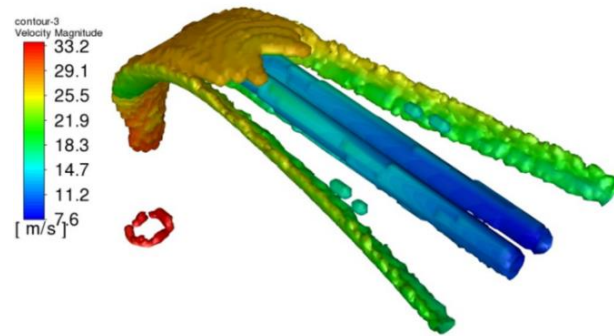
wirów zauważalny jest już w płaszczyźnie_1, gdzie obejmują one obszary ścianek bocznych. W kolejnych przekrojach_2,3 kanału zaobserwować można wzrost powierzchni objętej zawirowaniem. Analizując kolejne przekroje, zauważalne jest, że para wirów ulega przemieszczeniu w kierunku środków przekrojów kanału. Rozpatrując kierunki przepływów w przekroju_4 widać wyraźne „wypłaszczenie” struktury zawirowania. W przekrojach_5,6 znajdujących się odpowiednio w płaszczyźnie wylotu z zagięcia kanału dyfuzora oraz w połowie odległości odcinka wylotowego kanału, struktura zawirowania zmienia swój charakter. W obszarach kanału odpowiadających tym przekrojom, struktura przyjmuje postać wiru przypominający s-owaty kształt. Można wnioskować, że pomiędzy przekrojem 5 a 6 nastąpiło wyraźne uspokojenie pary wirów przeciwbieżnych. Zawirowanie to jednak utrzymuje się do samego przekroju wylotowego dyfuzora, lecz po długości rzutu wektorów widać, że intensywność zawirowania jest bardzo mała. Należy podkreślić, że ilustracje wykonane zostały w jednakowej skali, tak aby porównanie rzutów wektorów prędkości pomiędzy przekrojami, ułatwiało analizę różnic intensywności struktur przepływowych. Dla zobrazowania struktur wirowych występujących w kanale dyfuzora, przedstawiono również izopowierzchnie opartą o kryterium- q – rys.7.17, reprezentującą wszystkie strefy kanału objęte zawirowaniem.



Rys.7.16. Rzuty wektorów prędkości na płaszczyzny przekrojów

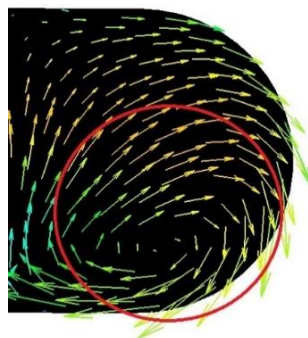


Rys.7.16c.d Rzuty wektorów prędkości na płaszczyzny przekrojów



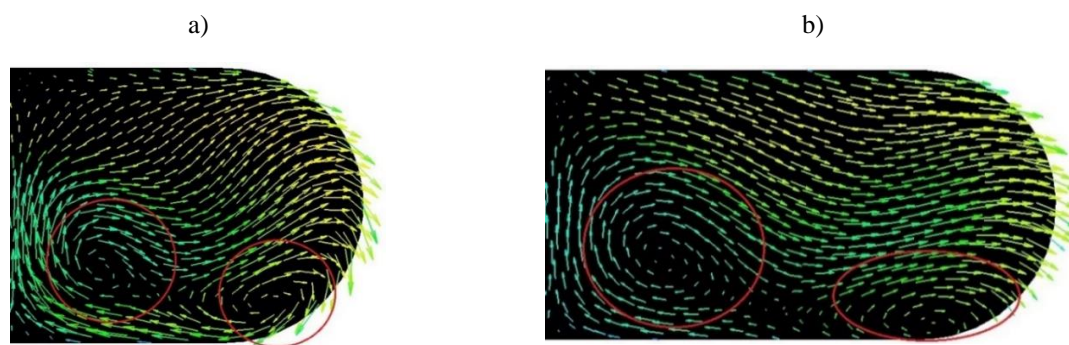
Rys.7.17. Izopowierzchnia wirowości oparta o kryterium-Q kolorowane wartościami prędkości

Przedstawione powyżej wyniki dotyczące rozkładu prędkości oraz obrazu wektorów strumienia powietrza w rozpatrywanych przekrojach poprzecznych są bardzo zbliżone do swojego charakteru z wynikami dostępnymi w literaturze. Pierwszą cechą jest symetryczny charakter rozkładu prędkości względem geometrycznej płaszczyzny symetrii kanału dyfuzora. Drugim jest fakt obecności obszaru o obniżonym pędzie, jako rozwijająca się strefa wyhamowania strumienia w okolicach ścianki wewnętrznej wraz z zwiększaniem się pola poprzecznego przekrojów kanału, która została zaprezentowana i opisana w pracach [59] [61] [60] [62] [63]. Przeprowadzona analiza numeryczna potwierdza powstawanie pary przeciwbieżnych wirów tworzących się na łuku kanału – rys.7.18, co jest zgodne z [61] [59]. Przyczyną powstawania tych wirów według [59] jest obecność wysokiego poprzecznego gradientu ciśnienia w przepływie, co widoczne jest na konturach ciśnienia statycznego – rys.7.11. Zgodnie z [61] [59] powstała para wirów przenosi płyn wzdłuż bocznych ścianek w kierunku ścianki wewnętrznej wzdłuż kanału dyfuzora, co jest zgodne z otrzymanymi wynikami – rys.7.16. Dwie powyższe cechy według autorów pracy [59], są ze sobą ściśle powiązane. Istnienie przepływów wirowych powodują powstawanie rozwijającej się strefy wyhamowania strumienia przy ściance wewnętrznej, która jest widoczna prawie wzdłuż całego przepływu w dyfuzorze.



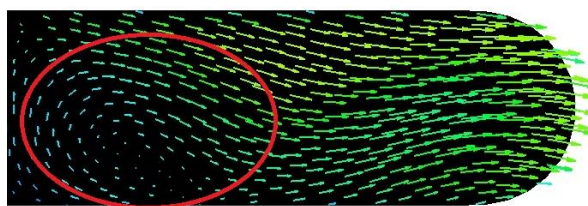
Rys.7.18. Struktura pierwszej pary wiru w przekroju 3

Istotną właściwością przepływu, widoczną w otrzymanych wynikach symulacji, która znajduje również odniesienie w dostępnych danych [61] [59] jest powstawanie drugiej pary wirów, powstającej pomiędzy 5 a 6 przekrojem – rys.7.19. Ślad tego zjawiska – rys.7.20 widoczny jest również w przekroju wylotowym. Fakt obecności przeciwbieżnych wirów w przekroju wylotowym z kanału dyfuzora wykazany został również w pracy [61] [59] przy dominacji jednej pary wiru.



Rys .7.19. Struktura drugiej pary wirów:

a) w przekroju 5; b)w przekroju 6



Rys.7.20. Struktura wiru w przekroju wylotowym

8. Walidacja eksperymentalna wyników badań numerycznych dyfuzora

W celu weryfikacji poprawności otrzymanych wyników analizy numerycznej w rozpatrywanych obszarach dyfuzora, poddano je walidacji poprzez wyniki eksperymentalne stanowiące wyniki wzorcowe, odniesienia. Celem walidacji było więc sprawdzenie wiarygodności wyników CFD w porównaniu do uzyskanych wyników eksperymentalnych. Obszary, dla których można było dokonać walidacji były: przekrój wylotowy dyfuzora oraz ścianki jego kanału. Dla wymienionych obszarów porównano:

1. Wylot dyfuzora:

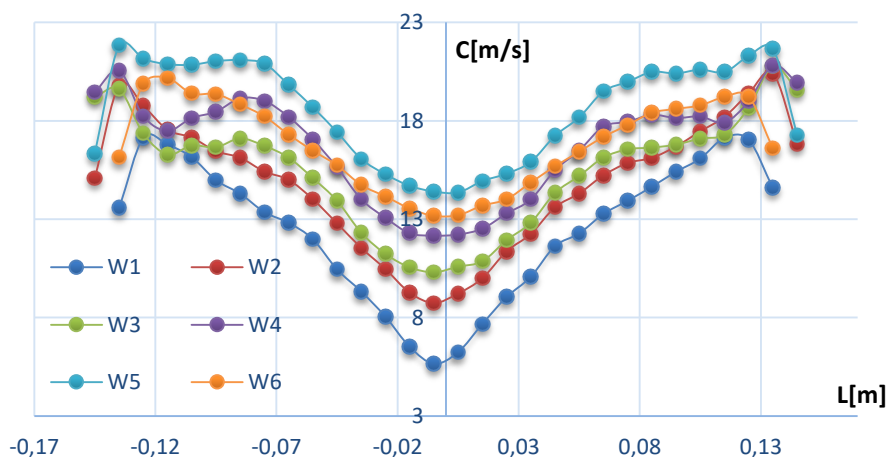
- rozkład prędkości oraz ciśnienia spiętrzenia - przy użyciu 6-punktowej sondy pomiarowej,
- kierunkowości przepływu – przy użyciu 5-punktowej sondy kierunkowej.

Wyniki zaprezentowanych parametrów dla obu metod odpowiadają kolejnym liniom pomiarowym na wylocie od 1-6, według siatki pomiarowej z rozdziału.5.

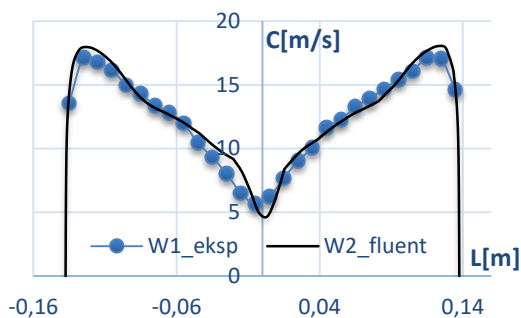
2. Kanał dyfuzora:

- rozkład ciśnienia statycznego wzdłuż ścianki zewnętrznej oraz wewnętrznej kanału dyfuzora.

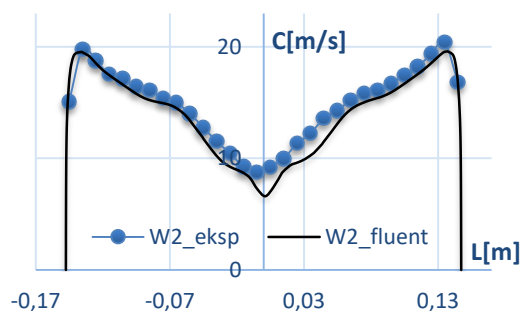
8.1. Walidacja prędkości na wylocie dyfuzora



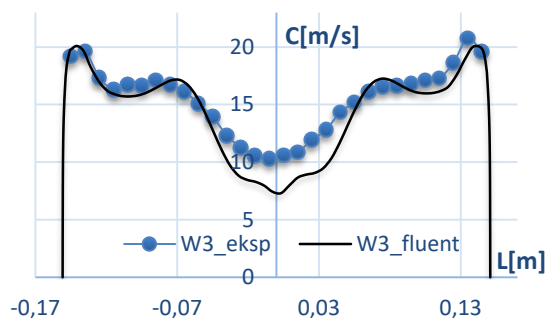
Rys.8.1. Zestawienie profili prędkości dla wszystkich linii pomiarowych z badań eksperymentalnych



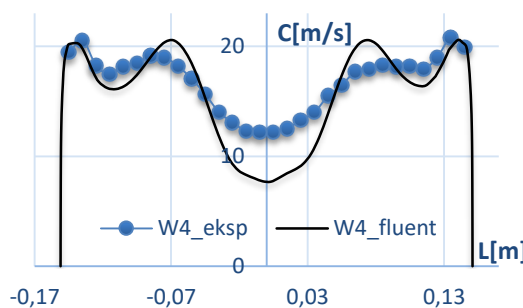
Rys.8.2. Rozkład prędkości na 1-linii pomiarowej



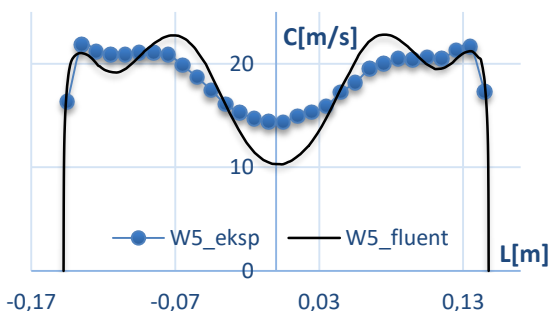
Rys.8.3. Rozkład prędkości na 2-linii pomiarowej



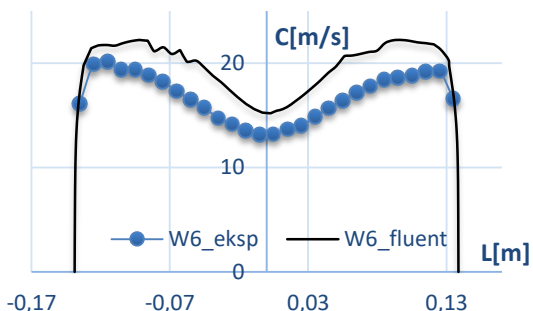
Rys.8.4. Rozkład prędkości na 3-linii pomiarowej



Rys.8.5. Rozkład prędkości na 4-linii pomiarowej



Rys.8.6. Rozkład prędkości na 5-linii pomiarowej



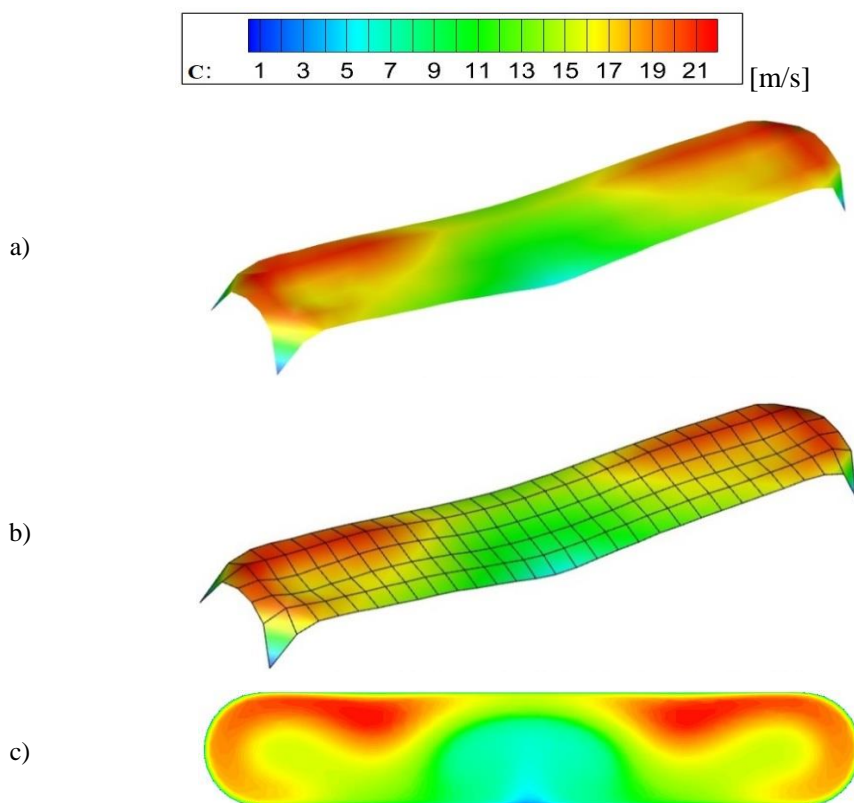
Rys.8.7. Rozkład prędkości na 6-linii pomiarowej

Z zestawienia wyników widać, że dla obu metod charakter profilu prędkości w przekroju wylotowym dla 1-6-linii pomiarowej pod względem jakościowym są bardzo zbliżone – rys.8.2-8.7. Pierwszą charakterystyczną cechą dla wszystkich profili jest ich symetria względem geometrycznej płaszczyzny symetrii kanału. Otrzymane krzywe prędkości dla 1-linii pomiarowej – rys.8.2, wykazują charakterystyczny spadek w strefie środkowej do wartości bliskiej 5[m/s], podczas gdy maksymalna prędkość wynosi ponad 17[m/s], dając różnicę prędkości równej blisko 12[m/s]. Tym samym, dla 1-linii pomiarowej dokładność otrzymanych wyników pomiędzy oboma metodami jest największa spośród wszystkich profili. Wyniki dla 2-linii pomiarowej – rys.8.3, wykazują również bardzo dużą zbieżność

z wyraźnym spadkiem wartości prędkości w strefie środkowej. Charakter jakościowy profilu jest bardzo zbliżony do przebiegu jak dla 1-linii. Z rysunku.8.4-8.6 można zauważyć, że charakter krzywych profili są nieznacznie różne niż dla poprzednich. Pod względem jakościowym przebiegi prędkości dla 3,4,5-linii pomiarowej są bardzo zbliżone, znajdując potwierdzenie w wynikach doświadczalnych. W uzyskanych profilach przypominających w swym kształcie literę „v” dla 1,2-linii pomiarowej, w przypadku 3,4,5-linii przyjmują charakterystyczne „zafalowanie”. Wyraźne rozbieżności pomiędzy zastosowaną metodą CFD a eksperymentem zaczynają być widoczne od 3-linii pomiarowej – rys.8.4, w szczególności dla strefy środkowej przekroju. Dla kolejnej 4,5-linii pomiarowej – rys.8.5-8.6, zaobserwować można uwydatnienie się „zafalowania” profilu prędkości szczególnie dla wyników CFD, przez co zwiększa się rozbieżność pomiędzy obiema metodami zwłaszcza w rejonie centralnym przekroju. Największa różnica pod względem ilościowym otrzymanych wyników występuje dla 4-linii pomiarowej. Dla przedostatniej 5-linii pomiarowej – rys.8.6, przebieg profilu dla wyników doświadczalnych ulega „wypłaszczeniu”. Rysunek.8.7 reprezentujący profil, dla 6-linii pomiarowej przedstawia nieco odmienny charakter krzywej niż dla wcześniejszych linii siatki pomiarowej. Dla całej szerokości profilu, dostrzegalne jest dość znaczne odchylenie w otrzymanych wynikach pomiędzy obiema metodami. W strefie centralnej, rozbieżność ta jest najmniejsza. Największa, zaś jest obecna w obszarach bliskich ścianki górnej i dolnej. Przebiegi krzywych odwzorowania prędkości z eksperymentu mogą być obarczone błędami (wypłaszczone) z uwagi na to że odstęp punktów pomiarowych w osi pionowej wynosił 10[mm] przez co w czasie aproksymacji nastąpiła lekka deformacja przebiegu.

8.1.1. Wizualizacja pola prędkości na wylocie

Z uzyskanych wyników badań eksperymentalnych sporządzono również wizualizację rozkładu prędkości w przekroju wylotowym dyfuzora – rys.8.8, obrazującą pole prędkości w przestrzeni. W celu otrzymania zaprezentowanego rozkładu prędkości wykorzystano program Tecplot. Zaprezentowana mapa prędkości została sporządzona dla danych wartości modułu prędkości odpowiadającym punktom pomiarowym siatki wylotowej. Dodatkowo przedstawiono rozkład prędkości z nałożoną siatką pomiarową, pozwalający na większe uwidocznienie różnic powierzchni otrzymanego pola prędkości.



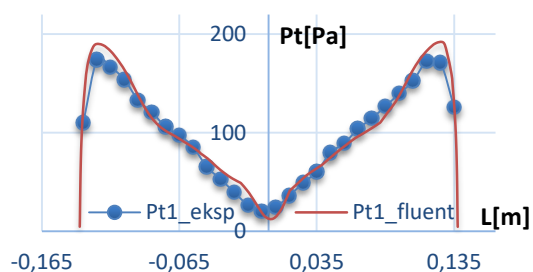
Rys. 8.8. Rozkład pola prędkości w przekroju wylotowym dyfuzora:

a)wyniki eksperymentalne; b)wyniki eksperymentalne z siatką pomiarową; c)wyniki CFD

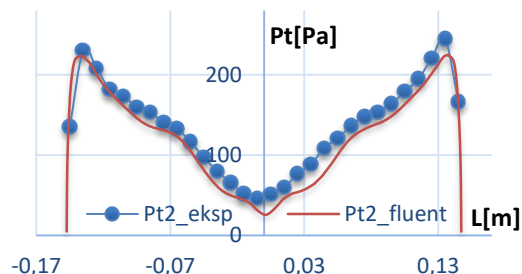
Należy zaznaczyć, że otrzymany doświadczalnie rozkład prędkości wykazuje dużą symetrię względem płaszczyzny symetrii kanału, podobnie jak wyniki CFD przedstawione na rysunku.8.8.c. Analizując uzyskaną mapę prędkości, można stwierdzić, że występują tu dwie wyraźnie widoczne strefy. Pierwsza to obszar o zwiększonej prędkości zajmujący głównie obszary w pobliżu ścianek górnej i dolnej przekroju wylotowego. W obszarach tych prędkość osiąga niemal ponad dwukrotną wartość w stosunku do centralnego obszaru przekroju zawierając się w granicach $17 \div 22$ [m/s]. Druga strefa to obszar obniżonego pędu, cechujący się znacznie niższymi wartościami prędkości $6 \div 8$ [m/s], obejmujący przede wszystkim rejony środkowe przekroju. Różnica pomiędzy maksymalną a minimalną wartością prędkości w przekroju wylotowym wynosi około $12 \div 14$ [m/s]. Porównując obraz otrzymanego rozkładu prędkości z metody eksperymentalnej z wynikami numerycznymi, można stwierdzić fakt wysokiego podobieństwa wyników zarówno pod względem ilościowym jak i jakościowym. W związku z powyższym, występująca nierównomierność pola prędkości na wylocie dyfuzora znajduje dla przyjętego modelu symulacyjnego swoje potwierdzenie w wynikach eksperymentalnych.

8.2. Walidacja ciśnienia śpiętrzenia

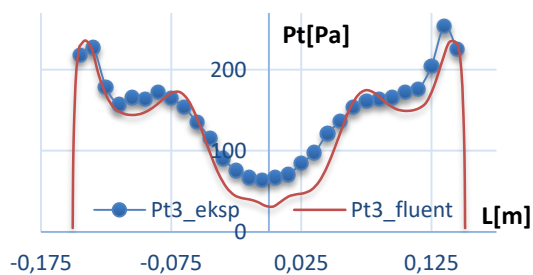
Zaprezentowane wyniki rozkładu ciśnienia śpiętrzenia – rys.8.9-8.14 na wylocie dyfuzora pod względem jakościowym dla metody eksperymentalnej oraz numerycznej są bardzo bliskie przebiegom wyżej omówionych krzywych prędkości. Zbliżony przebieg tych dwóch parametrów jest wynikiem tego, że prędkość oraz ciśnienie całkowite są ze sobą ściśle powiązane. Zależność ta wynika ze związku pomiędzy członem dynamicznym ciśnienia całkowitego zależnego od prędkości przepływu. Przedstawione zależności ciśnienia śpiętrzenia w szczególności dla 5,6-linii pomiarowej wykazują wizualnie większą rozbieżność niż w przypadku prędkości, ponieważ ciśnienie dynamiczne jest kwadratem prędkości.



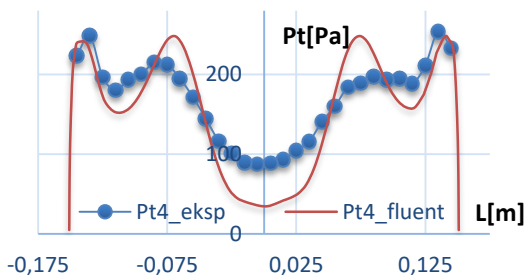
Rys.8.9. Rozkład ciśnienia śpiętrzenia na 1-linii pomiarowej



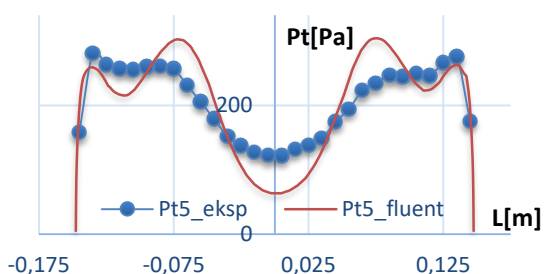
Rys.8.10. Rozkład ciśnienia śpiętrzenia na 2-linii pomiarowej



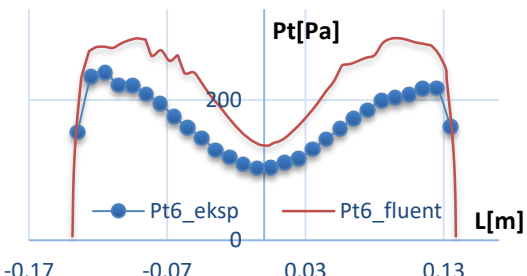
Rys.8.11. Rozkład ciśnienia śpiętrzenia na 3-linii pomiarowej



Rys.8.12. Rozkład ciśnienia śpiętrzenia na 4-linii pomiarowej



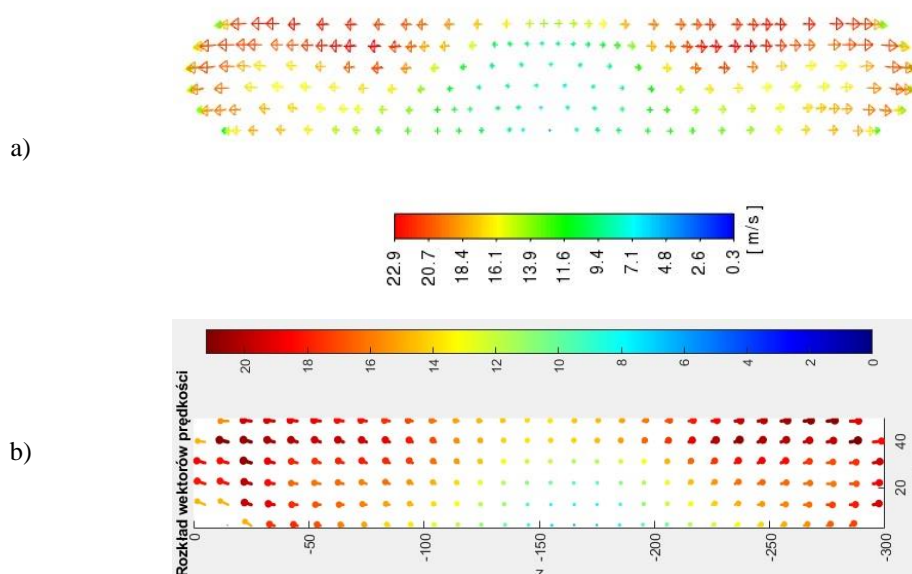
Rys.8.13. Rozkład ciśnienia śpiętrzenia na 5-linii pomiarowej



Rys.8.14. Rozkład ciśnienia śpiętrzenia na 6-linii pomiarowej

8.3. Walidacja wektorów prędkości

Do określenia wektorów wypadkowych prędkości w przekroju wylotowym dyfuzora posłużyły wartości ich składowych (C_x, C_y, C_z) w trzech kierunkach układu współrzędnych w i-tych punktach siatki pomiarowej. W celu wyznaczenia wektorów wypadkowych wykorzystano program Matlab. Wyznaczone wektory wypadkowe otrzymane z metody CFD oraz eksperymentu, zaprezentowano na rysunku.8.15, w płaszczyźnie Y-Z układu współrzędnych. Zaprezentowane wektory wypadkowe stanowią jedynie obraz poglądowy wektorów prędkości dla metody numerycznej oraz eksperymentalnej.

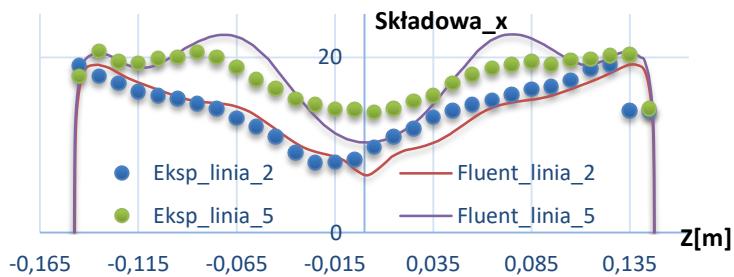


Rys.8.15. Wypadkowe wektory prędkości:

a)wyniki CFD; b)wyniki eksperymentalne

8.3.1. Walidacja składowych wektorów prędkości

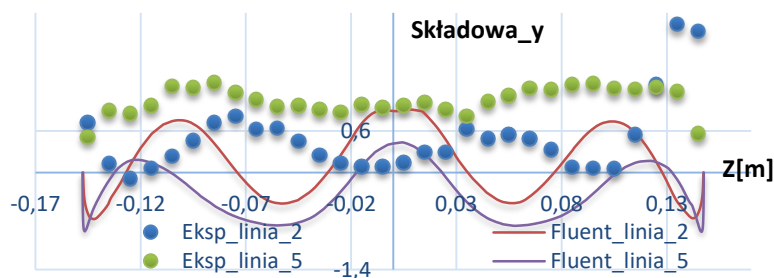
Aby dokonać oceny zgodności wartości kątów kierunkowych wektorów wypadkowych strumienia powietrza w przekroju wylotowym określonych objętości zastosowanymi metodami, przedstawiono składowe prędkości (C_x, C_y, C_z) wektorów dla wybranych linii pomiarowych siatki przekroju wylotowego. Wybrano przykładowo składowe prędkości dla 2 i 5-linii pomiarowej. Przebiegi składowych prędkości zaprezentowano na rysunku.8.16-8.18 w funkcji osi Z układu współrzędnych.



Rys.8.16. Rozkład składowej C_x prędkości

Rysunek.8.16 prezentuje składową C_x prędkości, czyli składową głównego kierunku przepływu w kanale. Przebieg tej składowej prędkości pod względem jakościowym wykazuje zbliżony charakter do przedstawionych wyników pomiarów prędkości z rozdziału.8.1. z uwagi na to, że głównie ta składowa kształtuje wektory wypadkowe. Dla składowej tej widać przesunięcie krzywej na 2-linii pomiarowej z metody eksperymentalnej w kierunku ujemnych wartości Z układu współrzędnych.

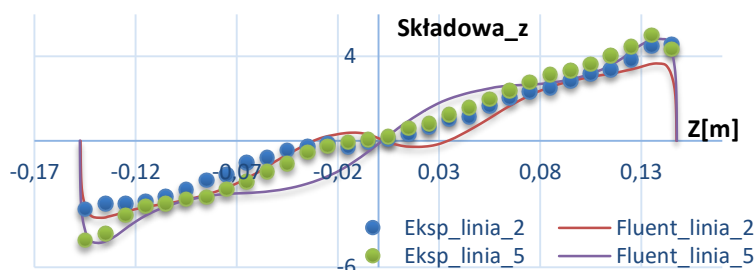
Składowa C_y prędkości – rys.8.17, jest składową określoną w kierunku poprzecznym przekroju wylotowego, nie odznaczającą się znacznymi wartościami, zatem nie stanowiącymi kluczowej składowej kształtującej wektory wypadkowe prędkości. Z tego też względu z wektorów wypadkowych mało dostrzegalna jest obecność widocznych odchyżeń w kierunku poprzecznym przekroju wylotowego. Wartości składowej C_y zawierają się w przedziale wartości $-0,7 \div 1,3$ [m/s]. Najwyższe wartości składowych otrzymano z badań doświadczalnych dla 5-linii pomiarowej, najmniejsze zaś dla tej samej linii lecz dla wyników numerycznych.



Rys.8.17. Rozkład składowej C_y prędkości

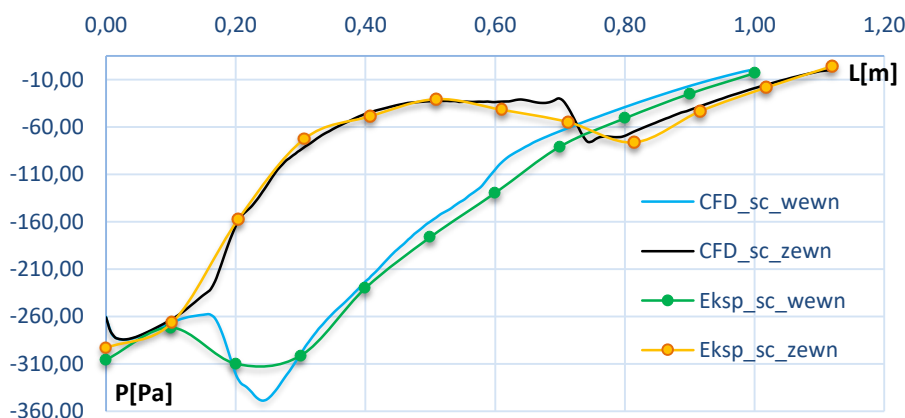
Rysunek.8.18 przedstawia składową C_z prędkości, będąca składową wzdłuż szerokości (kierunku wzdłużnego) kanału. W przeciwieństwie do składowej C_y , składowa C_z wpływa istotnie na kształtowanie się wektorów wypadkowych. Pod względem jakościowym wyniki z obu metod są zbliżone. Wyniki ilościowe wykazują rozbieżność w obszarach środkowych

wylotu w szczególności dla 5-linii pomiarowej, natomiast zbieżność otrzymanych wyników jest większa dla 2-linii pomiarowej. Wartości składowej C_z prędkości zawierają się w przedziale wartości $-3,9 \div 4,1$ [m/s] dla 2-linii pomiarowej, oraz $-5 \div 5$ [m/s] dla 5-linii pomiarowej



Rys.8.18. Rozkład składowej C_z prędkości

8.4. Walidacja ciśnienia statycznego na ściankach kanału dyfuzora



Rys.8.19. Rozkład ciśnienia statycznego na ściankach kanału dla metody eksperymentalnej i numerycznej

Rysunek.8.19 przedstawia krzywe rozkładu ciśnienia statycznego wzdłuż ścianki wewnętrznej oraz zewnętrznej modelu kanału otrzymane z eksperymentu oraz z obliczeń CFD. Przebiegi krzywych ciśnienia na ścianie zewnętrznej świadczą o tym, że największy udział w odzysku ciśnienia statycznego na całym odcinku tej ścianki ma miejsce w obszarze łuku kanału. Analizując dalej ten przebieg na wymienionej ścianie zauważyć należy spadek ciśnienia o około 50 [Pa] dla obu metod. Zgodnie z wynikami CFD, spadek ten następuje gwałtownie, dla eksperymentu obniżanie się ciśnienia następuje wcześniej i przebiega w sposób łagodny. Maksymalny spadek ciśnienia dla obu krzywych znajdują się na niemal identycznym poziomie. Rozważając przebieg krzywych dla ścianki wewnętrznej,

obserwowany jest znaczący spadek ciśnienia w obszarze wlotowym łuku kanału. Według wyników CFD spadek ten wynosi blisko 100 [Pa]. Fakt znaczącego obniżenia się ciśnienia w tej strefie ścianki potwierdzają również wyniki eksperymentalne, z mniejszym spadkiem ciśnienia o 50 [Pa]. Następnie zgodnie dla obu metod następuje gwałtowny wzrost ciśnienia statycznego wzdłuż tej ścianki, odbywający się w sposób równomierny do końca kanału dyfuzora. Podsumowując analizę przebiegów ciśnienia statycznego na ściankach kanału dyfuzora, wynika, że otrzymane wyniki numeryczne CFD pod względem jakościowym oraz ilościowym znajdują potwierdzenie w wynikach eksperymentalnych.

8.5. Analiza niepewności badań eksperymentalnych

W trakcie pomiarów i rejestracji parametrów czynnika przepływającego przez dyfuzor zakrzywiony wykorzystano następujące oprzyrządowanie stanowiska badawczego:

- Skanery ciśnień różnicowych A – 16 punktów oraz B – 16 punktów,
- Skaner ciśnień różnicowych 5-kanałowy do sondy kierunkowej,
- Kalibrator ciśnienia jako wzorzec FLUKE 718-1g+750P51N,
- System pomiarowy DaqBook 2001 + karty rozszerzeń DBK80 – 2x,
- System pomiarowy sondą kierunkową MCC-USB231,
- Sonda grzebieniowa 8-punktowa pomiaru prędkości na wlocie dyfuzora,
- Sonda ciśnieniowa pojedyncza do pomiaru prędkości na wlocie dyfuzora,
- Sonda grzebieniowa 6-punktowa symetryczna do pomiaru profilu prędkości na wylocie dyfuzora,
- Sonda kierunkowa 5-kanałowa do pomiaru kierunku strugi na wylocie dyfuzora

Nieodłącznym elementem każdego pomiaru jest niepewność pomiarowa, określająca przedział, w którym znajdują się poszukiwana wielkość. Wynik, podany bez niepewności pomiarowej nie może być traktowany jako prawidłowy wynik badania. Z uwagi na złożony proces badawczy niepewność przeprowadzonego eksperymentu jest wieloetapowa. Zastosowano metodę złożoną według klasyfikacji AB. We wszystkich przypadkach pomiarowych stosowano system pomiarowy realizując duże serie pomiarów. Dlatego utworzone formuły niepewności zawierają człony niepewności wzorcowania torów

pomiarowych i niepewności standardowej. Wszystkie wyniki z badań podawane są jako estymata – średnia z dużych serii pomiarów (5000-16000) [93] [94].

Formuła niepewności pomiaru ciśnień przy pomocy skanerów wielokanałowych, ma postać:

$$u(p_n) = \sqrt{\left(\frac{(\Delta p)^2}{3} + (S_p)^2\right)} \quad (8.1)$$

gdzie:

- $u(p_n)$ – niepewność całkowita pomiaru ciśnienia
- Δp – niepewność graniczna (wzorcowania)
- S_p – niepewność standardowa pomiaru ciśnienia

Δp – niepewność wzorcowania przeniesiona jako błąd graniczny wzorca FLUKE 718 1G+750P51N dla wszystkich 37 kanałów wynosi: $\Delta p = 1,25[\text{Pa}]$.

Niepewność standardowa, S_p populacji określono jako odchylenie standardowe z długiej serii(5000 próbek)

$$S_p = \sqrt{\frac{\sum |p - \bar{p}|^2}{n - 1}} \quad (8.2)$$

gdzie:

- p – wartość chwilowa próbki ciśnienia[Pa]
- \bar{p} – wartość średnia ciśnień z serii próbek[Pa]
- n – ilość próbek

Niepewność standardowa S_p skanerów ciśnień:

Tab.8.1. Zestawienie niepewności standardowej S_p – szumowej skanerów A,B i C

Nr. kanału	S_p Moduł A [Pa]	S_p Moduł B [Pa]	S_p Moduł C kierunkowa sonda
0	0,475	0,561	0,23
1	0,550	0,455	0,14
2	0,512	0,452	0,11
3	0,460	0,552	0,18
4	0,561	0,145	0,17
5	0,676	0,277	
6	0,123	0,544	
7	0,545	0,459	
8	0,583	0,692	
9	0,183	0,262	
10	0,595	0,711	
11	0,325	0,565	
12	0,475	0,451	
13	0,146	0,245	
14	0,341	0,221	
15	0,267	0,244	

Tab.8.2. Zestawienie niepewności całkowitych dla wszystkich kanałów pomiaru ciśnień

Kanał	Moduł A [Pa]	Moduł B [Pa]	Moduł C [Pa]
0	0,888	0,937	0,785
1	0,931	0,878	0,764
2	0,909	0,876	0,759
3	0,880	0,932	0,772
4	0,937	0,764	0,770
5	1,010	0,800	
6	0,761	0,927	
7	0,928	0,880	
8	0,950	1,091	
9	0,773	0,795	
10	0,958	1,034	
11	0,818	0,939	
12	0,888	0,876	
13	0,765	0,790	
14	0,824	0,782	
15	0,797	0,789	

8.5.1. Wyznaczenie niepewności pomiaru prędkości

Pomiary prędkości na wlocie do dyfuzora wykonano sondą grzebieniową w początkowym etapie badań w celu ustalenia profilu prędkości oraz sondą pojedynczą w trakcie pomiarów. Analogicznie na wylocie dyfuzora pole prędkości zostało wyznaczone sondą grzebieniową 6 punktową oraz 5 punktową sondą kierunkową. Prędkość określono metodą pośrednią poprzez pomiar ciśnienia dynamicznego, czyli:

$$w = \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_d} \quad (8.3)$$

Ponieważ badania były prowadzone w warunkach normalnych gdzie gęstość powietrza wynosiła $\rho = 1,16 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$, więc wyrażenie $\sqrt{\frac{2}{\rho}} = 1,31$ i przyjęto do dalszych obliczeń jako stały człon.

$$w = 1,31 \sqrt{P_d} \quad (8.4)$$

Niepewność całkowita pomiaru prędkości wyznaczono z formuły:

$$u(w_n) = \sqrt{\left(\frac{(\Delta w)^2}{3} \right) + (S_w)^2} \quad (8.5)$$

gdzie:

- S_w - niepewność standardowa serii pomiarów (5000 próbek) niepewność szumowa.
- Δw - to niepewność graniczna wyznaczona jako pochodna cząstkowa równania (8.4)

$$\Delta w = \frac{1,31}{2\sqrt{P_d}} \Delta p \quad (8.6)$$

gdzie:

- Δp – błąd graniczny pomiaru ciśnienia, przyjęty jako niepewność całkowita pomiaru ciśnienia $u(p_n)$
- P_d – ciśnienie dynamiczne

Tab.8.3. Niepewności graniczne, standardowe oraz całkowite dla znamionowej prędkości nawiewowej do dyfuzora $w = 30$ [m/s] dla sondy grzebieniowej 9-punktowej i sondy pojedynczej pomiaru prędkości w centralnej części w trakcie badań dyfuzora

Nr rurki w sondzie grzeb. 9 punktowej	Nr kanału skaner B	Δw [m/s]	S_w [m/s]	$u(w_n)$ [m/s]
4	0	0,022	0,236	0,24
3	1	0,023	0,335	0,34
2	2	0,022	0,235	0,24
1	3	0,022	0,314	0,31
0	4	0,023	0,351	0,35
5	5	0,025	0,220	0,22
6	6	0,018	0,346	0,35
7	7	0,023	0,338	0,34
8	8	0,023	0,262	0,26

Tab.8.4. Tabela obliczonych niepewności granicznych, standardowych i całkowitych dla sondy grzebieniowej 6-punktowej skanującej pole wylotowe dyfuzora. Dla prędkości znamionowej

Nr rurki w sondzie grzeb. 6 punktowej	Nr kanału skaner	Δw [m/s]	S_w [m/s]	$u(w_n)$ [m/s]
1	12 B	0,048	0,222	0,223
2	13 B	0,050	0,243	0,244
3	14 B	0,048	0,224	0,225
4	15 B	0,047	0,211	0,212
5	14 A	0,050	0,191	0,192
6	15 A	0,054	0,213	0,214

9. Optymalizacja geometrii dyfuzora

Optymalizację kształtu kanału dyfuzora przeprowadzono w module Adjoint Solver będący specjalistycznym narzędziem, który rozszerza system CFD o możliwość modyfikacji „geometrii przepływu”, zapewniając szczegółową analizę wrażliwości, w odniesieniu zdefiniowanej funkcji celu [95] [96]. Metoda optymalizacji sprzężonej (adjoint solver) wymaga zdefiniowania funkcji celu $J(\underline{q}(\underline{c}); \underline{c})$, której argumentami są: geometria \underline{c} i uzyskane dla tej geometrii rozwiązanie przepływowe $\underline{q}(\underline{c})$, a następnie określenia gradientu tej funkcji względem geometrii \underline{c} :

$$\frac{dJ}{d\underline{c}} = \frac{d\underline{q}}{d\underline{c}} \left(\frac{\partial J}{\partial \underline{q}} + \underline{\tilde{q}}^T \frac{\partial R}{\partial \underline{q}} \right) + \frac{\partial J}{\partial \underline{c}} + \underline{\tilde{q}}^T \frac{\partial R}{\partial \underline{c}} \quad (9.1)$$

$R(\underline{q}(\underline{c}); \underline{c})=0$ - reszty z rozwiązań $\underline{q}(\underline{c})$ równań Naviera-Stokesa dla zadanej geometrii \underline{c}

Definiuje się także tutaj L jako Lagrangian przy użyciu wektora mnożników Lagrange’a $\underline{\tilde{q}}^T$ (zmienna rozwiązania sprzężonego).

$$\frac{dJ}{d\underline{c}} = \frac{d\underline{q}}{d\underline{c}} \left(\frac{\partial J}{\partial \underline{q}} + \underline{\tilde{q}}^T \frac{\partial R}{\partial \underline{q}} \right) + \frac{\partial J}{\partial \underline{c}} + \underline{\tilde{q}}^T \frac{\partial R}{\partial \underline{c}} \quad (9.2)$$

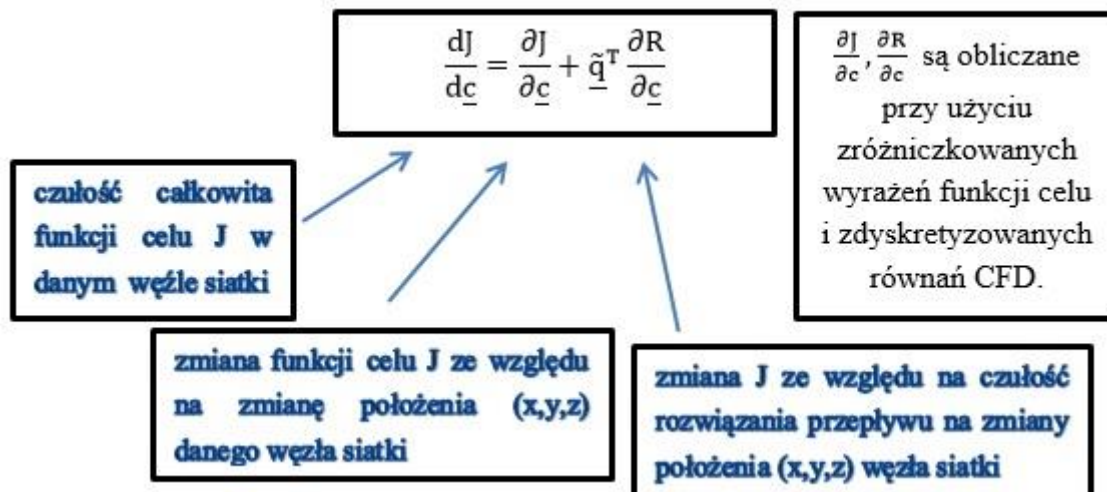


przy takim $\underline{\tilde{q}}$, że człon A równania (9.2) jest równy 0, otrzymano:

$$\left(\frac{\partial J}{\partial \underline{q}} + \underline{\tilde{q}}^T \frac{\partial R}{\partial \underline{q}} \right) = 0 \rightarrow \left[\frac{\partial R}{\partial \underline{q}} \right]^T \underline{\tilde{q}} = - \left[\frac{\partial J}{\partial \underline{q}} \right]^T \quad (9.3)$$

zagadnienie zostaje sprowadzone do postaci liniowej, otrzymując zależność na równanie czułości:

$$\frac{dJ}{d\underline{c}} = \frac{\partial J}{\partial \underline{c}} + \underline{\tilde{q}}^T \frac{\partial R}{\partial \underline{c}} \rightarrow \text{równanie czułości} \quad (9.4)$$



Rys.9.1. Opis równania czułości [97]

Równanie czułości (9.4) jest rozwiązywane dla każdego węzła siatki obliczeniowej. W przypadku wyznaczania wrażliwości kształtu, wektor wejściowy \underline{c} reprezentuje położenie (x,y,z) każdego węzła siatki domeny – rys.9.1. Lewa strona równania (9.4) $\frac{dJ}{dc}$ określa czułość sprzężoną. Człon $\frac{\partial J}{\partial c}$ równania reprezentuje zmianę funkcji celu J ze względu na zmianę współrzędnych (x,y,z) węzłów siatki. Człon $\tilde{q}^T \frac{\partial R}{\partial c}$ odnosi się do zmian funkcji celu J z uwagi na wrażliwość rozwiązania przepływu na zmiany położenia węzłów w zależności od rozwiązania sprzężonego.

$$\left[\frac{\partial R}{\partial \underline{q}} \right]^T \underline{\tilde{q}} = - \left[\frac{\partial J}{\partial \underline{q}} \right]^T \quad (9.5)$$

Zależność (9.5) określa się jako problem sprzężony, której rozwiązaniem jest $\underline{\tilde{q}}$. Rozwiązując powyższą zależność, obliczenie pochodnej kształtu następuje w cyklach optymalizacyjnych o dużej skali, w następujący sposób:

reszty sprzężone \tilde{R} są obliczane z zależności:

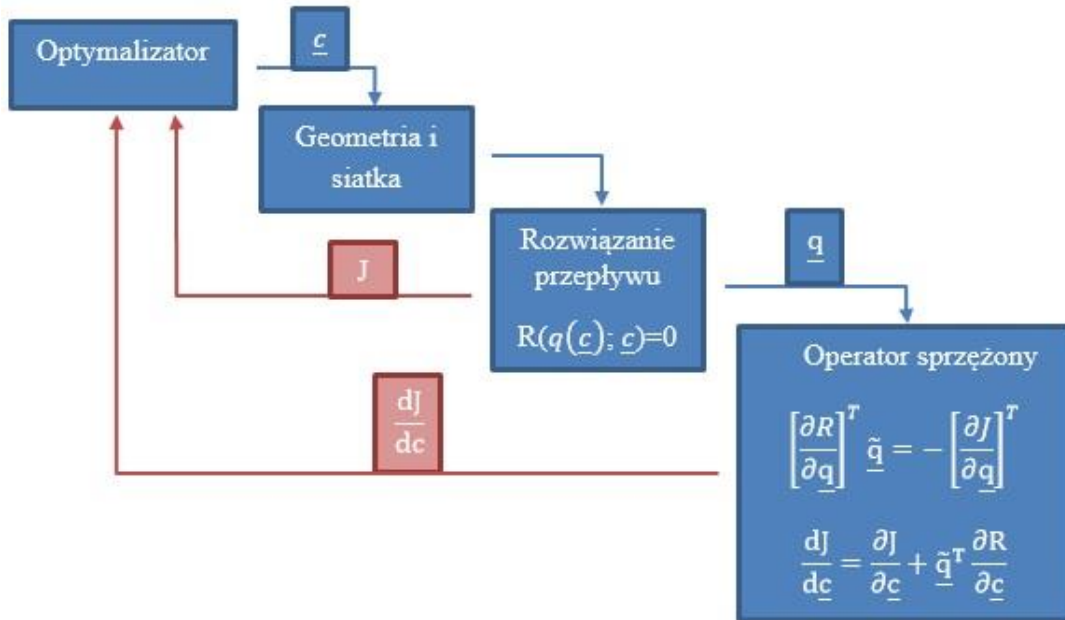
$$\tilde{R} = \frac{\partial J}{\partial q_j} - \frac{\partial R_i}{\partial q_j} \tilde{q}_i \quad (9.6)$$

kolejno określa się poprawkę do rozwiązania sprzężonego:

$$M \Delta \tilde{q}_i = \frac{\partial J}{\partial q_j} - \frac{\partial R_i}{\partial q_j} \tilde{q}_i = \tilde{R} \quad (9.7)$$

następnie następuję skorygowanie równań sprzężonych poprzez skorygowany wektor sprzężony:

$$\tilde{q}_i = \tilde{q}_i + \alpha_i \Delta \tilde{q}_i \quad (9.8)$$



Rys.9.2. Algorytm działania modułu AdjointSolver [96]

Podczas procesu optymalizacji, siatka w oparciu o informację czułości w danym węźle, jest modyfikowana tak aby osiągnąć zadeklarowaną zmianę funkcji celu J . W przypadku optymalizacji kształtu dyfuzora funkcją celu J jest równomierność prędkości na wylocie (**total velocity uniformity**).

Cel optymalizacji \longrightarrow minimalizacja różnicy prędkości na wylocie dyfuzora.

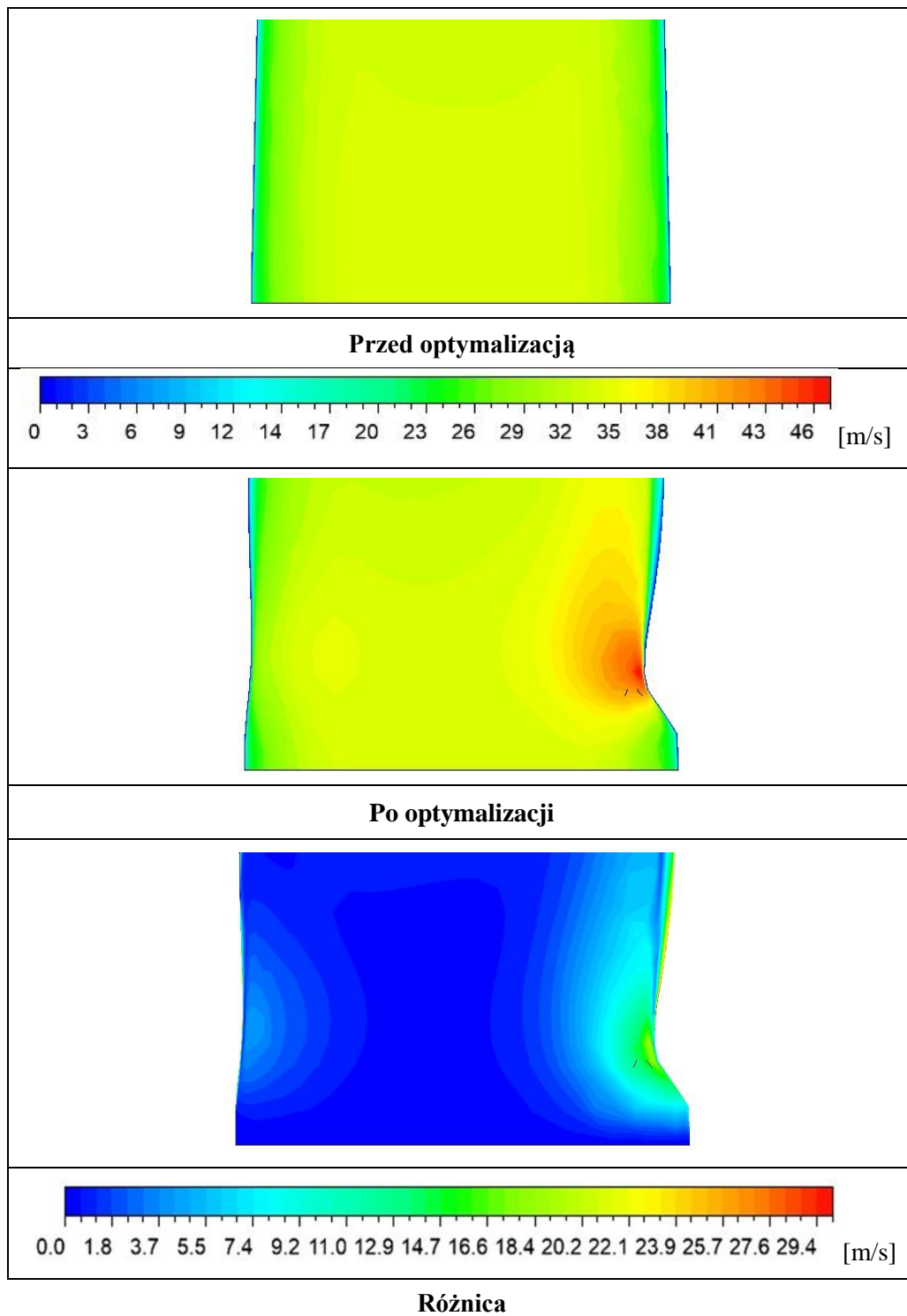
Ograniczenia \longrightarrow stały strumień masowy powietrza, geometria wlotu i wylotu dyfuzora.

9.1. Wyniki optymalizacji

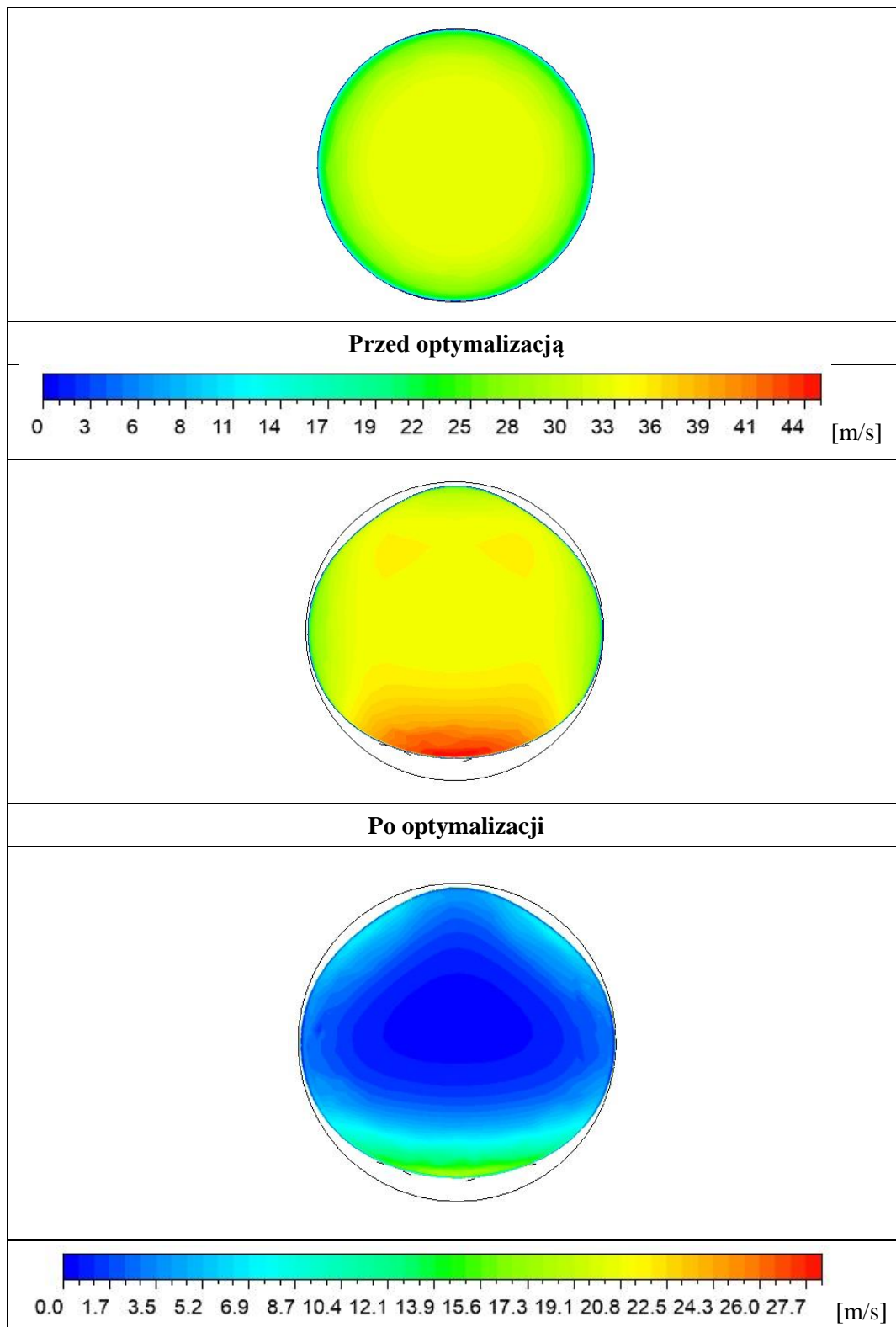
Poniżej zaprezentowano wyniki optymalizacji geometrii kanału dyfuzora oraz wpływ tych zmian na strukturę przepływu. Prezentację wyników ograniczono tylko do rejonów, dla których wystąpiły najbardziej istotne zmiany mające najbardziej znaczące oddziaływanie na strukturę przepływu. Ponieważ nie wszystkie zachodzące zmiany w kształcie kanału są na tyle duże, żeby były możliwe do uwidocznienia w pracy. Należy tutaj również zaznaczyć, że obszary, które nie ulegają modyfikacji jest średnica wlotowa oraz obrys ścianki wylotu, z uwagi na założenia konstrukcyjne dyfuzora. Wyniki rozkładów prędkości, bo na nich głównie skupia się prezentacja rezultatów, przedstawiono w formie: pierwotne rozwiązanie, rozwiązanie po optymalizacji oraz finalnie różnice pomiędzy dwoma powyższymi przypadkami. Oceniając powstałe zmiany kształtu kanału, można stwierdzić, że większość deformacji obejmuje wewnętrzną ściankę kanału, czyli stronę kanału przepływowego, gdzie w początkowej geometrii rozwijała się strefa o zmniejszonym pędzie strumienia powietrza. Głównym obszarem w którym nastąpiła najbardziej znacząca modyfikacja geometrii kanału jest rejon za wlotem dyfuzora, gdzie dochodzi do przewężenia kanału. Kanał ulega przewężeniu na całym jego obwodzie, a w szczególności po stronie ścianki wewnętrznej – rys.9.3. Wpływ modyfikacji kształtu w tym obszarze kanału na przepływ pokazano w płaszczyźnie symetrii – rys.9.4 oraz w przekroju poprzecznym – rys.9.5. Wynika stąd wniosek, że przewężenie po wewnętrznej stronie ścianki powoduje w jej pobliżu duży lokalny przyrost prędkości, której różnica osiąga wartość $16\div 18$ [m/s] (zmiana o blisko 50% prędkości maksymalnej we wlocie). Dokładniejsze ujęcie wpływu przewężenia kanału na przepływ zostało zobrazowane na rysunku.9.6.



Rys.9.3. Modyfikacja geometrii kanału w obszarze wlotu – przewężenie

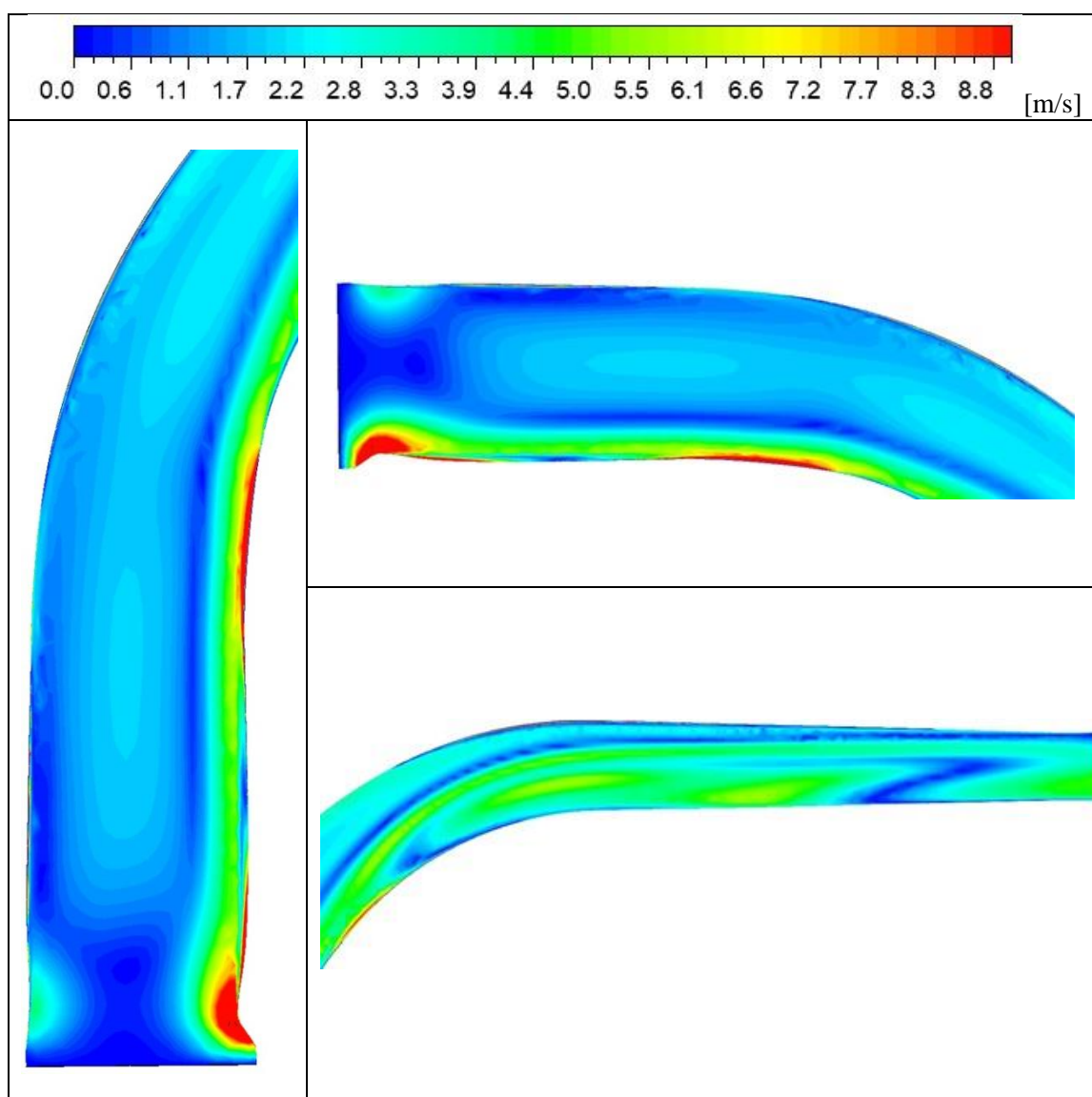


Rys.9.4. Kontury prędkości przed i po optymalizacji w obszarze wlotowym – płaszczyzna symetrii



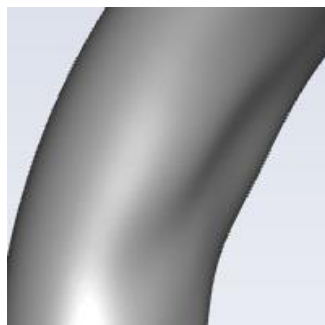
Rys.9.5. Kontury prędkości przed i po optymalizacji w obszarze wlotowym - przekrój poprzeczny

Dodatkowo dla precyzyjniejszego uwidocznienia wpływu przewężenia w obszarze wlotowym na zmiany przepływu w kanale, ograniczono zakres wartości prędkości do 10[m/s], tak aby powstałe zmiany przedstawić bardziej szczegółowo. Zmiany te ilustruje rysunek.9.6. Z konturów tych jednoznacznie wynika, że w rezultacie optymalizacji, modyfikacja kształtu kanału przebiegała tak aby wyrównać ubytek prędkości przy ścianie wewnętrznej, czyli strefę obniżonego pędu. Dzięki przewężeniu przekroju nastąpiło przyspieszenie strumienia powietrza przy ścianie wewnętrznej kanału, wyraźnie nie tylko przed jego zagięciem, ale przede wszystkim w strefie od końca łuku do płaszczyzny wylotowej, tzn. tam gdzie dla pierwotnej geometrii wartości prędkości były bardzo niskie. W tych obszarach kanału podniesiono wartość prędkości o około 6[m/s].

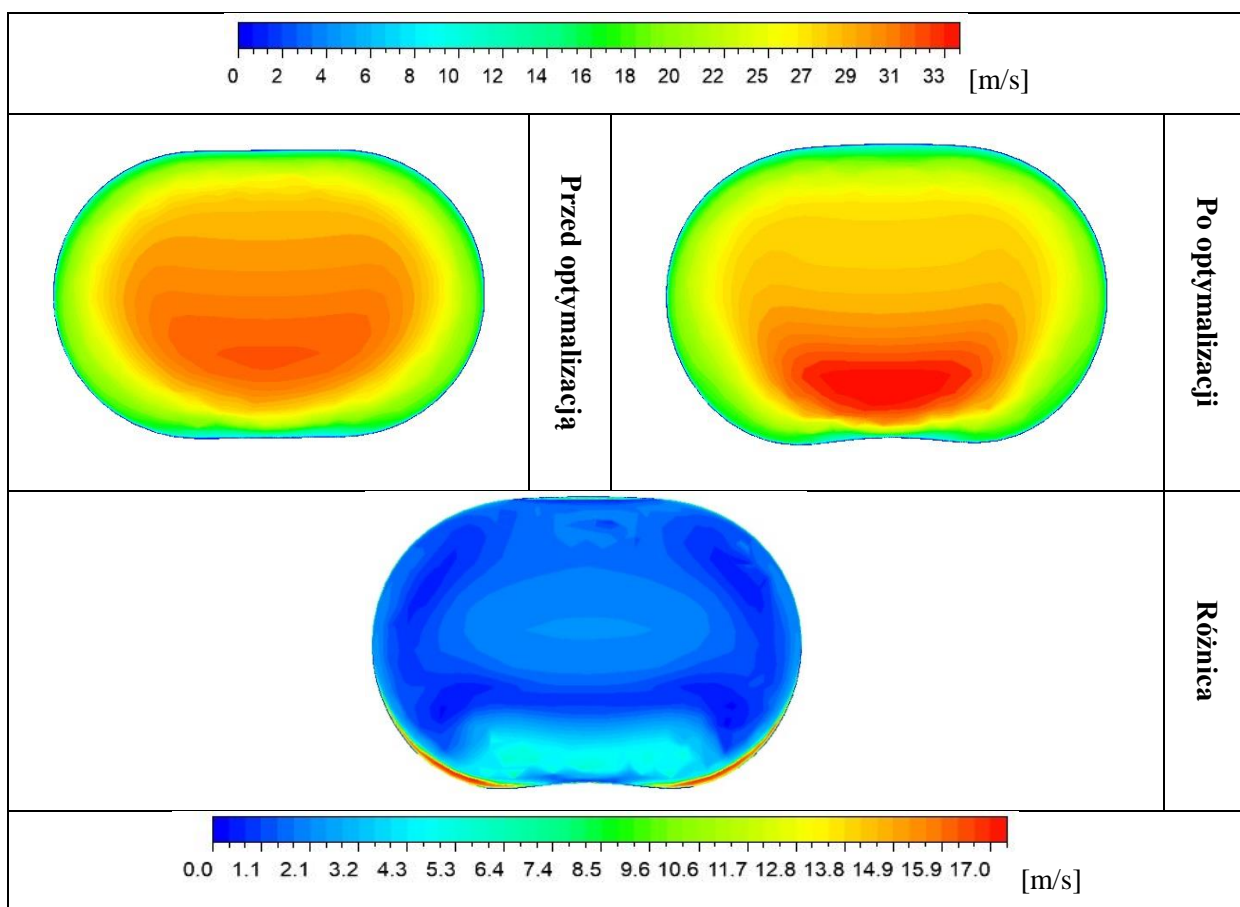


Rys.9.6. Kontury różnicy prędkości w płaszczyźnie symetrii w zakresie prędkości 0 – 10 [m/s]

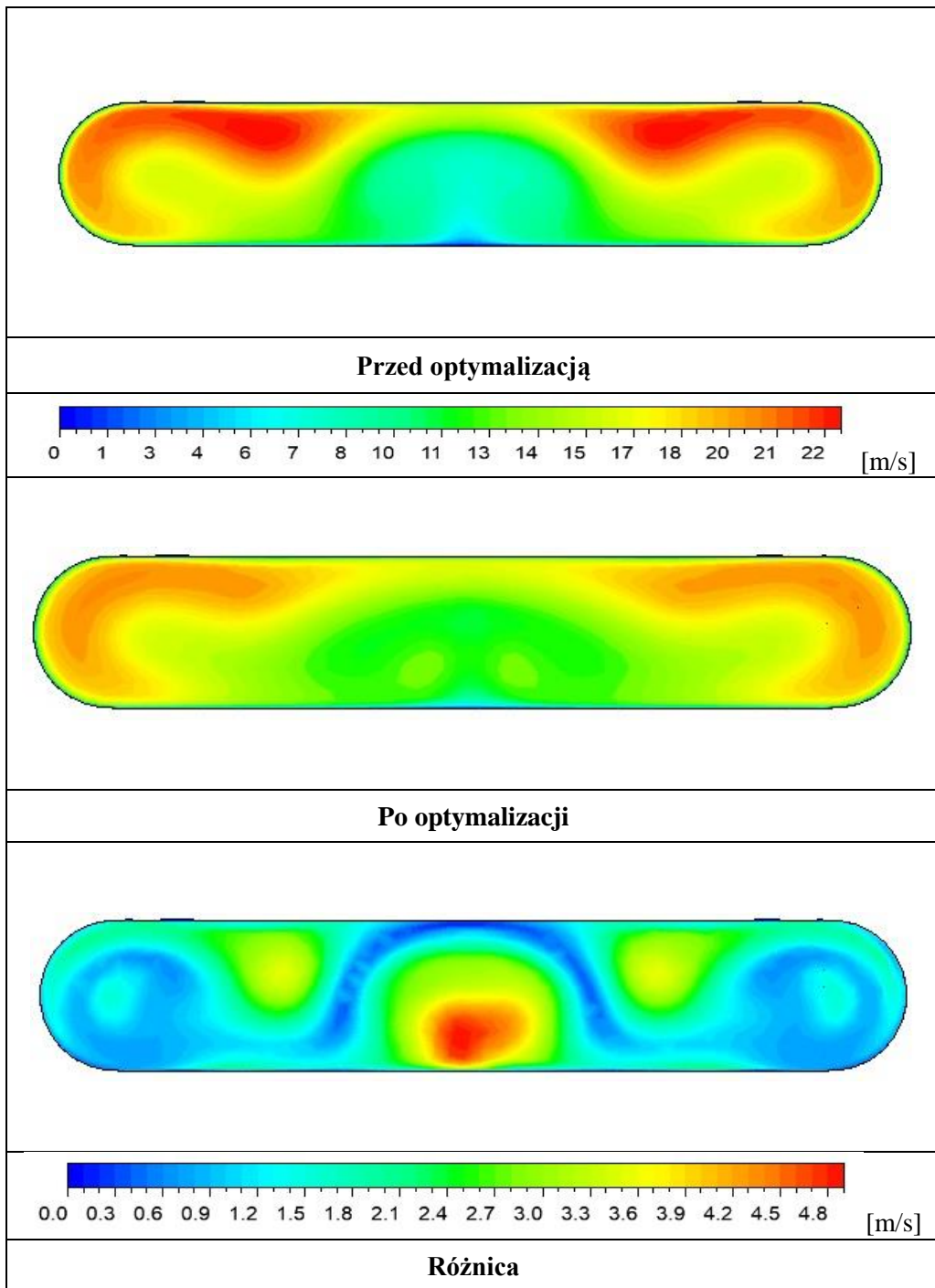
Drugim, wynikającym z analizy obszarem zmian chociaż już mniej zauważalnym, jest obszar łuku na wewnętrznej ścianie kanału, gdzie obserwowalne jest wklęsnięcie ścianki wewnętrznej oraz niewielkie uwypuklenie po stronie ścianki zewnętrznej – rys.9.7. Rozkład prędkości dla tego przekroju reprezentuje rysunek.9.8, w konwencji jak dla rysunku.9.5. Interesującym w tym przekroju jest bardzo duży wzrost prędkości w strefie bardzo bliskim ścianki wewnętrznej dochodzący do 17[m/s]. Analizując zmiany w kształcie przekrojów poprzecznych widać, że pierwotny kształt zastąpiony został przez przekroje wklęsło – wypukłe.



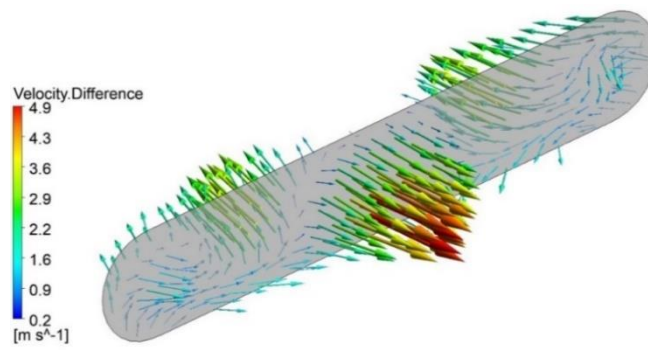
Rys.9.7. Modyfikacja geometrii łuku kanału na ścianie wewnętrznej



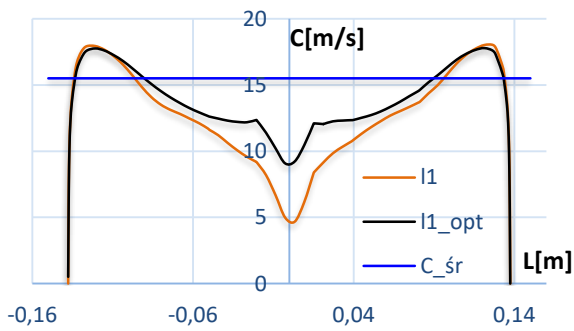
Rys.9.8. Kontury prędkości przed i po optymalizacji w obszarze łuku



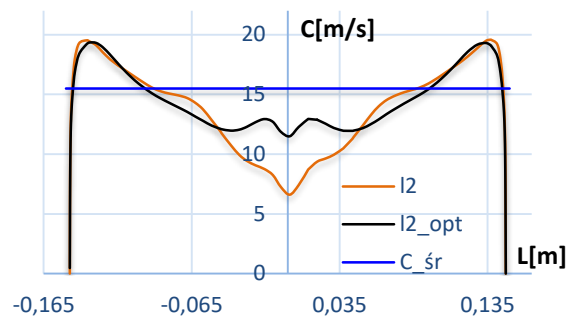
Rys.9.9. Kontury prędkości przed oraz po optymalizacji w przekroju wylotowym



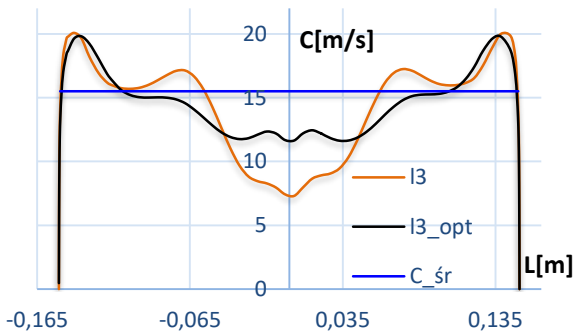
Rys.9.10. Różnica wektorów wypadkowych prędkości po optymalizacji w przekroju wylotowym



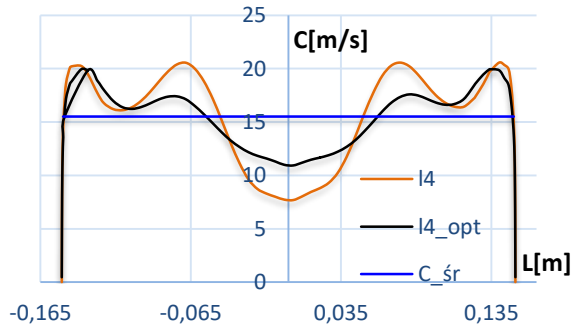
Rys.9.11. Rozkład profili prędkości dla 1-linii pomiarowej



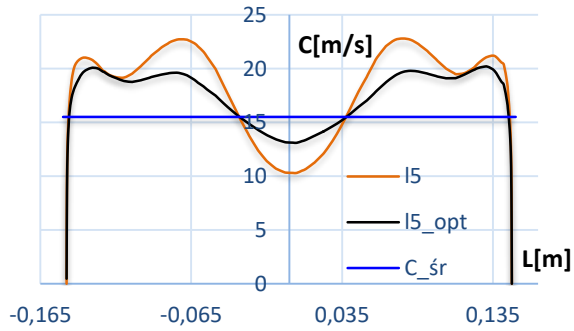
Rys.9.12. Rozkład profili prędkości dla 2-linii pomiarowej



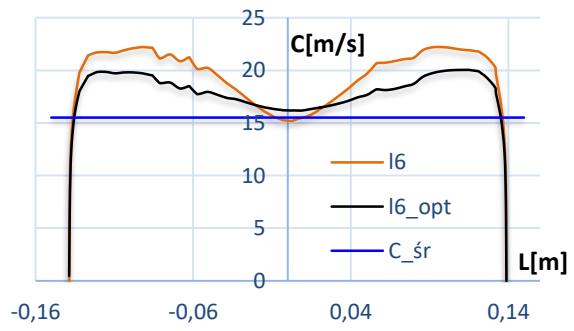
Rys.9.13. Rozkład profili prędkości dla 3-linii pomiarowej



Rys.9.14. Rozkład profili prędkości dla 4-linii pomiarowej

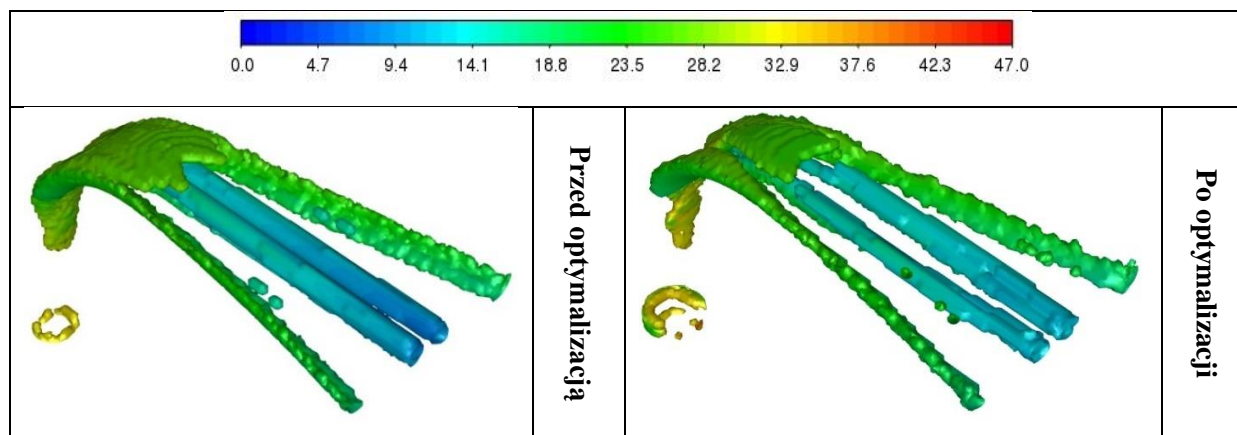


Rys.9.15. Rozkład profili prędkości dla 5-linii pomiarowej



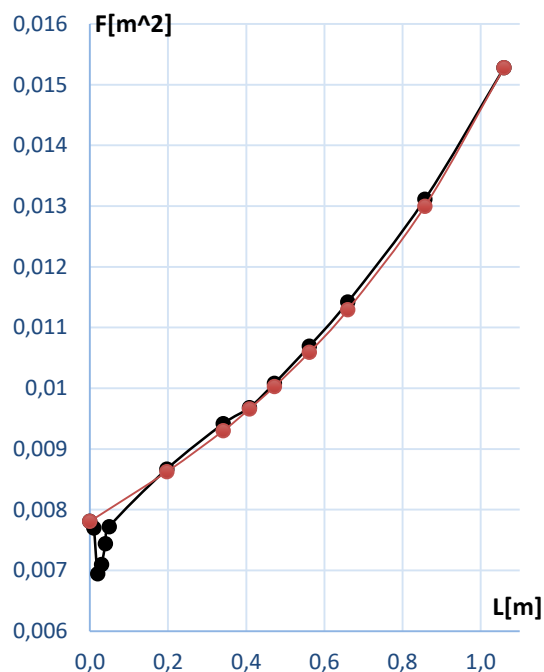
Rys.9.16. Rozkład profili prędkości dla 6-linii pomiarowej

Z analizy konturów prędkości na wylocie, jako obszaru najbardziej interesującego, przedstawionych na rysunku.9.9, bardzo dobrze widoczny jest rezultat przeprowadzonej optymalizacji. W przekroju tym w procesie optymalizacji, nastąpiło wyrównanie stref pola odpowiadającym skrajnym wartościom prędkości. W obszarach tych, zauważalne są odpowiednio podniesienie prędkości przy ścianie wewnętrznej oraz obniżenie jej przy ścianie zewnętrznej, co doskonale ilustrują zwrot różnicy wektorów wypadkowych prędkości pokazany na rysunku.9.10. W strefie niskich prędkości jej wartość wzrosła o około 5[m/s] a w strefach wysokich prędkości obniżyła się o około 3,6[m/s]. Bardziej szczegółowe wyniki prędkości zaprezentowano na wykresach z rysunku.9.11-9.16, dla 1-6-linii pomiarowej, na których została naniesiona wartość oczekiwanej prędkości średniej C_{sr} w przekroju jako rozwiązanie idealne. Na podstawie porównania rozwiązania przed i po optymalizacji wyraźnie widać, że w procesie optymalizacji uzyskano zmniejszenie różnicy pomiędzy skrajnymi wartościami prędkości, dążąc do osiągnięcia wartości średniej prędkości $C_{sr} = 15$ [m/s]. Na podstawie tego można stwierdzić, że realizowana była funkcja celu optymalizacji jako dążenie do równomierności profilu wylotowego dla wszystkich linii pomiarowych przekroju wylotowego. Przykładowo dla 3,5-linii pomiarowej widać, że różnica przed optymalizacją wynosiła 10 oraz 13[m/s], natomiast po optymalizacji różnica ta została zmniejszona do 3 oraz 7[m/s], co w przybliżeniu stanowi wyrównanie krzywych profili odpowiednio o 45 oraz 40% wartości prędkości średniej C_{sr} . Uwzględniając powyższe wyniki, że niewielkie zmiany w kształcie kanału dyfuzora mogą w efekcie wywołać duże zmiany w strukturze przepływu w przekroju wylotowym. Wyniki przeprowadzonej optymalizacji kształtu geometrii kanału dyfuzora zakrzywionego potwierdzają postawioną na początku pracy tezę iż możliwa jest poprawa profilu wylotowego prędkości z kanału dyfuzora poprzez modyfikacje geometrii ścianek kanału dyfuzora.

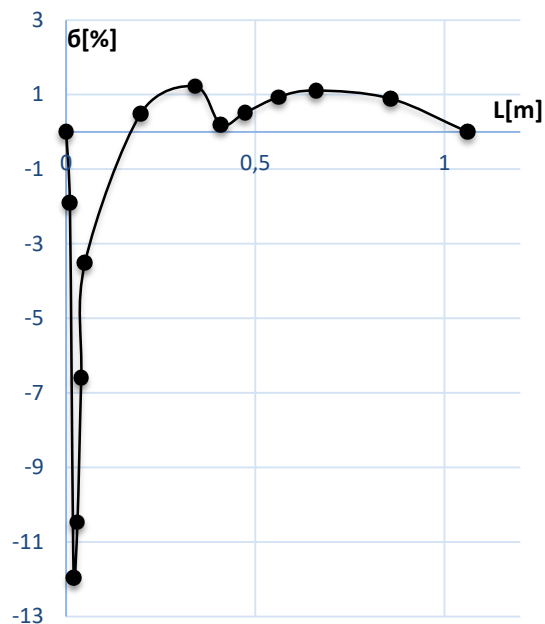


Rys.9.17. Kontury znormalizowanego kryterium-q

W procesie optymalizacji zmniejszeniu uległy również struktury wirowe występujące w kanale dyfuzora – rys.9.17. Wyraźnie nastąpiła redukcja obszarów obejmowanych przez wiry, co jest widoczne po mniejszej izopowierzchni.



Rys.9.18. Wartości pól powierzchni i-tych przekrojów poprzecznych przed i po optymalizacji: linia pomarańczowa - przed optymalizacją, linia czarna - po optymalizacji



Rys.9.19. Względna zmiana wartości pól powierzchni i-tych przekrojów poprzecznych

Na rysunku.9.18 zaprezentowano przebieg zmian pola powierzchni i-tych przekrojów poprzecznych wzdłuż kanału dyfuzora przed i po optymalizacji oraz ich względną zmianę – rys.9.19. Analiza przebiegów krzywych z rysunku.9.18 wskazuje, że różnicę w wartościach pól przekrojów poprzecznych przed i po optymalizacji są nieznaczne za wyjątkiem strefy wlotu, których różnice wykazują większe wartości. Zgodnie z rysunkiem.9.19 względna zmiana mieści się w zakresie od 0,2÷1,2%, nie uwzględniając strefy charakterystycznego przewężania w obszarze wlotu kanału, dla której maksymalna różnica wynosi około 12%. Pomimo tego można wnioskować, że powstałe zmiany w założonych przekrojach poprzecznych uzyskane w wyniku optymalizacji są bardzo subtelne.

Reasumując powyższe wyniki dotyczące wyników w postaci wyrównanych profili prędkości z rysunku.9.11-9.16 oraz tych opisujących zmiany kształtu oraz wartości przekrojów poprzecznych kanału dyfuzora – rys.9.18-9.19, można postawić wniosek, że

względnie nieznaczne zmiany modyfikacji kształtu geometrii przekroju poprzecznego kanału dyfuzora dają w efekcie duże zmiany profilu prędkości w przekroju wylotowym kanału dyfuzora – wyrównanie profilu wylotowego prędkości.

10. Wnioski

Z opisanej powyżej pracy można sformułować wnioski ogólne oraz szczegółowe.

Wnioski ogólne:

- Badania eksperymentalne oraz analiza numeryczna, zaprezentowane w niniejszej pracy potwierdziły istnienie, opisywanych przez innych badaczy, znacznej nierównomierności pola prędkości na wylocie z kanału dyfuzora zakrzywionego
- Przeprowadzona w pracy walidacja eksperymentalna wyników numerycznych pozwala stwierdzić, iż model symulacyjny dyfuzora został zamodelowany w sposób zgodny z zasadami modelowania numerycznego.
- Zaprezentowane w pracy wyniki pozwalają potwierdzić założoną w pracy tezę, iż modyfikacja geometrii kanału przepływowego dyfuzora zakrzywionego w oparciu o współczynniki czułości wyznaczone metodą operatora sprzężonego umożliwia poprawę rozkładu prędkości na wylocie w porównaniu do pierwotnej geometrii zaprojektowanej zgodnie z modelem jednowymiarowym
- Przedstawione wyniki badań wykazują, że nieznaczne zmiany lokalne w geometrii kanału dyfuzora skutkują istotną zmianą profilu prędkości na wylocie z dyfuzora. Uwzględnivszy wielkość powstałych zmian w geometrii kanału jako przyczynę oraz wielkość zmian w poprawie profilu wylotowego jako pożądany skutek, można stwierdzić, że użycie operatora sprzężonego jest narzędziem efektywnym.
- Aby poprawa profilu prędkości wylotowej z dyfuzora była możliwa, konieczne jest zastąpienie kształtu obrysów przekrojów poprzecznych wynikających z patentu [43] (krzywe wypukłe), bardziej złożonymi kształtami, np. wklęsło-wypukłymi, w obszarze łuku kanału.
- Zaletą zastosowania operatora sprzężonego jest wystąpienie zmian w geometrii trudnymi do przewidzenia w sposób „intuicyjny”. W prezentowanej pracy taki przypadek wystąpił w obszarze wlotu w postaci zwiężenia światła kanału dyfuzora w obszarze wlotowym.

Wnioski szczegółowe:

Do wniosków szczegółowych można zaliczyć między innymi te zawarte w treści opisujących wyniki badań:

- Istnienie znaczącego gradientu ciśnienia w obszarze łuku kanału.
- Powstanie pary wirów przeciwbieżnych, przepływu indukowanego, przenoszących płyn wzdłuż ścianek bocznych ku ściance wewnętrznej, utrzymującej się do przekroju wylotowego kanału dyfuzora.
- Zgodność z danymi literaturowymi, występowanie strefy o obniżonym pędzie w kanale dyfuzora obejmującą ściankę wewnętrzną, która przyczynia się powstania nierównomierności profilu w przekroju wylotowym dyfuzora.
- Obecność występowania drugiej pary wiru przeciwbieżnego w kanale.
- Określenie przedziału wartości współczynnika strat przepływu dyfuzora zakrzywionego w warunkach obliczeniowych $\xi=0,18\div 0,182$ oraz $\xi=0,175$ w warunkach pozaobliczeniowych.
- Względna różnica pól powierzchni przekrojów poprzecznych kanału przed oraz po optymalizacji zawiera się w zakresie $0,2\div 12\%$, a uzyskana poprawa wylotowego profilu prędkości osiąga wartość 40% w stosunku do wartości średniej prędkości w przekroju równej $C_{sr} = 15[\text{m/s}]$. Dowodzi to dużej czułości operatora sprzężonego na założoną funkcję celu.
- Zaprezentowana forma kanału dyfuzora była uzależniona od potrzeby przeprowadzenia badań eksperymentalnych, możliwych do przeprowadzenia tylko i wyłącznie przy zaprezentowanej geometrii.
- W procesie optymalizacji powstała zmiana geometrii w postaci zwężenia na wlocie może ulec zanikowi, co wymaga dalszych badań.

Przyszłe kierunki badań:

Należy tutaj mieć na uwadze fakt, iż modyfikacja geometrii dyfuzora w procesie optymalizacji nie została doprowadzona do ostatecznej formy. Badany kanał dyfuzora zakrzywionego nie jest geometrią kanału występującą rzeczywiście w silniku turbinowym.

Przyszłe kierunki badań powinny koncentrować się na:

- Zamodelowaniu numerycznym oraz przeprowadzeniu optymalizacji przepływu przez kanał dyfuzora zakrzywionego dla rzeczywistych warunków wlotowych, dysponując pełnym kanałem przepływowym układu tj. wirnik → dyfuzor rurkowy → dyfuzor zakrzywiony, przy uwzględnieniu skręcenia kanału jako warunku konstrukcyjnego umożliwiającego doprowadzenie kanału dyfuzora do wlotu komory spalania.
- Doprowadzeniu optymalizacji do znalezienia optimum globalnego
- Przeprowadzeniu przy zoptymalizowanej geometrii kanału dyfuzora badań eksperymentalnych przy warunkach niestabilności napływu na wlocie kanału, co zaprezentowano w wyżej przytoczonych pracach.
- Zaprojektowane oraz zbudowane dla realizacji celów badawczych niniejszej pracy doktorskiej stanowisko pomiarowe można wykorzystać do badań innych dyfuzorów wylotowych sprężarki promieniowej np. typu kolana lub stożkowego.

Bibliografia

- [1] R. Lutte, „Air Navigation Report,” International Civil Aviation Organization, Montreal, 2015.
- [2] J. Campbell, „Gas conditioning and processing, Volume 2: The equipment modules”, Oklahoma: Campbell Petroleum Series, 1992.
- [3] M. A. Alvarenga, C. R. Andrade i E. L. Zapparoli, „Compressible Subsonic Flow in Gas Turbine Annular Diffusers,” *International Review of Mechanical Engineering (I.R.E.M.E.)*, pp. 474-481, November 2016.
- [4] H. Singh i B. Arora, „Effects of casing angle on the performance of parallel hub axial annular diffuser,” *International Journal of Turbo & Jet-Engines* , pp. 31-41, 2023.
- [5] D. Mimic, C. Jatz i F. Herbst, „CORRELATION BETWEEN TOTAL PRESSURE LOSSES OF HIGHLY LOADED ANNULAR DIFFUSERS AND INTEGRAL STAGE DESIGN PARAMETERS,” *Global Power and Propulsion Forum*, Shanghai, 2017.
- [6] R. Agromayor, B. Müller i L. O. Nord, „One-Dimensional Annular Diffuser Model for Preliminary Turbomachinery Design,” *International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power*, 17 September 2019.
- [7] H. Singh i B. B. Arora, „Performance characteristics of flow in annular diffuser using CFD,” *International Journal of Turbo & Jet-Engines*, 15 February 2021.
- [8] I. Sakr, W. A. El-Askary, K. A. Ibrahim i H. A. Omara, „Performance of S-Shaped Diffusers: Experimental and Numerical Studies,” *17th International Conference on AEROSPACE SCIENCES & AVIATION TECHNOLOGY*, Cairo, 2017.
- [9] R. A. Jessam, H. H. Al-Kayiem i M. S. Nasif, „CFD SIMULATION OF FLOW CONTROL WITH ENERGY PROMOTERS IN S-SHAPED DIFFUSER,” *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, April 2017.
- [10] H. GÖKÇE, U. C. KÜÇÜK i İ. ŞAHİN, „Effects of Curvature and Area Distribution on S-Shaped Subsonic Diffuser Performance,” *MECHANIKA*, pp. 770-776, 2018.
- [11] R. Jessam, H. H. Al-Kayiem, M. S. Nasif i A. A. J. Albuali, „Experimental and Numerical Assessment on S-shaped Diffuser performance with different Turbulence Intensity,” 2020.

- [12] R. A. Jessam, H. H. Al-Kayiem i M. S. Nasif, „Flow control in s-shaped air intake diffuser of gas turbine using proposed energy promoters,” *MATEC Web of Conferences*, 2017.
- [13] Z. Li, Y. Lu, T. Pan i Y. Zhang, „Numerical Investigation on the Effect of Height-to-Radius Ratio on Flow Separation Features in S-Shaped Diffuser with Boundary Layer Ingestion,” *aerospace*, 9 June 2023.
- [14] A. K. Das, R. K. Singh, M. Roy, A. Kumar, S. C. Rana, A. k. Ansu, A. Goyal, A. D. Oza, M. Kumar i A. Gehlot, „Optimum design of S-shaped diffuser by studying the effect of inlet velocity, turning angle and area ratio,” *International Journal on Interactive Design and Manufacturing*, p. 2673–2685, 2023.
- [15] S. Dixon i C. Hall, „Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery”, Elsevier, 2014.
- [16] Z. Sun, X. Zheng i Z. Linghu, „Flow Characteristics of a Pipe Diffuser for Centrifugal Compressors,” *Journal of Applied Fluid Mechanics*, pp. 143-155, 2017.
- [17] J. Liu i X. Huang, „Study of a High-Pressure Ratio Centrifugal Compressor with a Wedge Diffuser and a Pipe Diffuser,” *Proceedings of Global Power and Propulsion Society*, Hong Kong, 2023.
- [18] G. Han, X. Lu, S. Zhao, C. Yang i J. Zhu, „Parametric Studies of Pipe Diffuser on Performance of a Highly Loaded Centrifugal Compressor,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2 July 2014.
- [19] G. Han, X. Lu, Y. Zhang, S. Zhao, C. Yang i J. Zhu, „Investigation of two pipe diffuser configurations for a compact centrifugal compressor,” *Journal of Aerospace Engineering*, 5 January 2017.
- [20] G. Han, C. Yang, S. Wu, S. Zhao i X. Lu, „The investigation of mechanisms on pipe diffuser leading edge vortex generation and development in centrifugal compressor,” *Applied Thermal Engineering*, 25 January 2023.
- [21] V. Moënne-Loccoz, I. Trébinjac, N. Poujol i P. Duquesne, „Detection and Analysis of an Alternate Flow Pattern in a Radial Vaned Diffuser,” *International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power*, 19 January 2020.
- [22] A. Ueda, T. Takeda, D. Sugiyama i K. Miyagawa, „Effect of the number of blades on diffuser unsteady loss of centrifugal pump,” *16th Asian International Conference on Fluid Machinery*, 2022.

- [23] Q. Li, Z. Sun, X. Lu, Y. Zhang i G. Han, „Investigation of New Design Principles for the Centrifugal Compressor Vaned Diffusers,” *International Journal of Aerospace Engineering*, 25 February 2022.
- [24] Y. Zhao i J. Li, „Study of the flow characteristics in multi-row vaned diffusers of a centrifugal compressor stage,” *Advances in Mechanical Engineering*, pp. 1-14, 2018.
- [25] Z. Lu, R. Tao, F. Jin, P. Li, R. Xiao i W. Liu, „The Temporal-Spatial Features of Pressure Pulsation in the Diffusers of a Large-Scale Vaned-Voluted Centrifugal Pump,” *Machines*, 2 November 2021.
- [26] X. Zheng, Z. Sun, T. Kawakubo i H. Tamaki, „Stability Improvement of a Turbocharger Centrifugal Compressor by a Nonaxisymmetric Vaned Diffuser,” *Journal of Turbomachinery*, April 2018.
- [27] S. Antas, „Układ wylotowy typu łącznika sprężarki promieniowej,” *Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej, nr2*, pp. 95-107, 2013.
- [28] B. Stieczkin, „Teoria reaktiwnych dwigatelej. Lopatocznye maszyny”, Moskwa: Oborongiz, 1956.
- [29] <https://www.polot.net/pl/silniki-lotnicze-turboodrzutowe-na-wschodzie-czesc-17-471>.
- [30] S. Antas, „Układ wylotowy typu kolana sprężarki promieniowej,” *Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej, z.92*, pp. 29-43, 2020.
- [31] <https://www.mechatronika.pl/silnik-lotniczy-gtd-350>.
- [32] S. Antas, „Układ wylotowy typu osiowego dyfuzora łopatkowego sprężarki promieniowej,” *Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej, nr 2*, pp. 123-142, 2018.
- [33] D. Kenny, „A novel low-cost diffuser for high performance centrifugal compressors,” *Journal of Engineering for Power*, pp. 37-47, January 1969.
- [34] K. Cholszczewnikow, „Teoria i rasczet awiacionnych lopatocznych maszin”, Moskwa: Maszynostrojenie, 1970.
- [35] P. Walsh i P. Fletcher, „Gas Turbine Performance”, Oxford: Blackwell Science, 2004.
- [36] D. A. Roberts i R. Steed, „A Comparison of Steady-State Centrifugal Stage CFD Analysis to Experimental Rig Data,” 2004.

- [37] E. Tuliszką, „Sprężarki, Dmuchawy i Wentylatory”, Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1969.
- [38] S. Antas, „Exhaust system for Radial and Axial-Centrifugal Compressor with Pipe Diffuser,” *International Journal of Turbo and Jet Engines*, vol.31, no.1, pp. 29-36, 2016.
- [39] J. Vrana, „Diffuser for centrifugal compressor”. Patent 3333762, 1 August 1967.
- [40] <https://aviation.stackexchange.com/questions/34880/how-does-a-turboprop-engine-work>.
- [41] D. Kenny i R. Morris, „High pressure ratio of centrifugal compressors for small gas turbine engines,” *31st- Meeting of the Propulsion and Energetics Panel of AGARD*, Ottawa, 1968.
- [42] I. Bennet, A. Tourlidakis i R. Elder, „The design and analysis of pipe diffusers for centrifugal compressors. Proc. of the Institution of Mechanical Engineers,” *Journal of Power and Energy*, vol.214, pp. 87-96, 2000.
- [43] S. Jarosz, D. Kenny i J. Vrana, „Maszyna przepływowa odśrodkowa, zwłaszcza sprężarka odśrodkowa.”. PRL Patent 71428, 20 09 1974.
- [44] L. Blair i C. Russo, „Compact Diffusers for Centrifugal Compressors,” *Journal of Aircraft*, pp. 46-51, 1982.
- [45] D. Japikse, „Centrifugal Compressor Design and Performance”, Vermont: Concepts ETI, Inc. Norwich, 1996.
- [46] D. Japikse, „The influence of diffuser inlet pressure fields on the range and durability of centrifugal compressor stages,” *AGARD Conference*, Brussels, 1980.
- [47] G. Reeves, „Design and performance of selected pipe-type diffusers,” *ASME Paper no.77-GT-104*, 1977.
- [48] J. Salvage, „Variable geometry pipe diffusers,” *Journal of Turbomachinery*, 119, pp. 831-838, October 1997.
- [49] D. Kenny, „A Comparison of the Predicted and Measured Performance of High Pressure Ratio Centrifugal Compressor Diffusers,” *ASME Paper*, pp. 2-20, 1972.
- [50] S. Antas, „Dyfuzor rurkowy sprężarki promieniowej,” *Journal of Aeronautica Integra*, nr 1, pp. 3-9, 2012.

- [51] S. Antas, „Dyfuzor rurkowy sprężarki promieniowej i osiowo-promieniowej,” *Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej, nr 3*, pp. 213-228, 2013.
- [52] S. Antas, „Pipe diffuser for radial and axial-centrifugal compressors,” *International Journal of Turbo and Jet Engines, vol.31, no 1*, pp. 29-36, 2014.
- [53] S. Antas, „Dyfuzor zakrzywiony (o kontrolowanym zarysie),” *Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej, nr4*, pp. 353-373, 2013.
- [54] C. Wrong, „Turbine engine design,” *AIAA 1981 annual meeting and technical display*, California, USA, 1981.
- [55] H. Moustapha, „Small gas turbine technology: evolution and challenges,” *AIAA/ICAS international air and space symposium and exposition*, Dayton, USA, 2003.
- [56] F. Groh, G. Wood i R. Kulp, „Evaluation of a high hub/tip ratio centrifugal compressor,” *Journal of Basic Engineering*, pp. 419-428, 1970.
- [57] J. Schweitzer i J. Fairbanks, „18:1 pressure ratio axial/centrifugal compressor demonstration program,” *Journal of Aircraft*, pp. 404-410, 1982.
- [58] S. Antas, „Teoria maszyn przepływowych lotniczych silników turbinowych”, Rzeszów: Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, 2023.
- [59] M. Yaras, „Effects of Inlet Conditions on the Flow in a Fishtail Curved Diffuser With Strong Curvature,” *Journal of Fluids Engineering*, December 1996.
- [60] M. Yaras i P. Orsi, „Effects of Periodic Inflow Unsteadiness on the Time-Averaged Velocity Field and Pressure Recovery of a Diffusing Bend With Strong Curvature,” *Journal of Fluids Engineering*, March 2004.
- [61] M. Yaras, „Flow Measurements in a Fishtail Diffuser With Strong Curvature,” *Journal of Fluids Engineering*, June 1999.
- [62] M. Yaras i P. Orsi, „MEASUREMENTS OF THE EFFECTS OF PERIODIC INFLOW UNSTEADINESS ON THE AERODYNAMICS OF A FISHTAIL DIFFUSER,” *ASME TURBO EXPO 2002*, Amsterdam, 2002.
- [63] M. Yaras i P. Orsi, „Measurements of the transient velocity field in a strongly curved diffusing bend with periodic inflow unsteadiness,” *Experiments in Fluids*, pp. 363-372, 2004.

- [64] D. J. PARSONS i P. G. HILL, „Effects of Curvature on Two-Dimensional Diffuser Flow,” *Journal of Fluids Engineering*, September 1973.
- [65] O. McMillan, „Mean-Flow Measurements of the Flow Field Diffusing Bend,” NASA Contractor Report 3634, Mountain View, 1982.
- [66] R. Fox i S. Kline, „Flow regimes in curved subsonic diffusers,” *Journal of Basic Engineering*, pp. 303-316, 1962.
- [67] C. Sagi i J. Johnston, „The design and performance of two-dimensional, curved diffusers,” *Journal of Basic Engineering*, pp. 715-731, 1967.
- [68] M. Ding, „CFD analysis of off-design centrifugal compressor operation and performance”, Master Thesis, University of Toronto, 2005.
- [69] S. Ali, K. Elliot i E. Savory, „Investigation of the performance of turbulence models with respect to high flow curvature in centrifugal compressors,” *Journal of Fluids Engineering*, 2016.
- [70] J. Bourgeois, J. Roberts i D. Roberts, „Experimental and numerical investigation of an aero-engine centrifugal compressor,” *ASME turbo expo*, Orlando, 2009.
- [71] J. Bourgeois, J. Robert i E. Savory, „Assessment of turbulence model predictions for an aero-engine centrifugal compressor,” *Journal of Turbomachinery*, 2011.
- [72] F. Ashrafi i H. D. Vo, „Passive flow control at impeller radial bend for stall delay in centrifugal compressors with fishtail pipe diffusers,” *Aerospace Science and Technology*, 2024.
- [73] G. Han, C. Yang, Z. Li, Y. Zhang, S. Zhao i X. Lu, „High-pressure ratio centrifugal compressor with two different fishtail pipe diffuser configurations,” *Journal of Power and Energy*, 2018.
- [74] J. Bourgeois, „NUMERICAL SIMULATION OF THE ROTOR-STATOR INTERACTION BETWEEN A TANDEM BLADE IMPELLER AND FISHTAIL PIPE DIFFUSER,” Ontario, 2008.
- [75] S. Antas i A. Lesikiewicz, „Teoria silników przepływowych. Funkcje gazodynamiczne,” *Zakład Matej Poligrafiii Politechniki Rzeszowskiej*, 1987.
- [76] Z. Szczerba, P. Szczerba i K. Szczerba, „Skaner ciśnień różnicowych”. Patent P238368, 2021.

- [77] Z. Szczerba, P. Szczerba i K. Szczerba, „Przetwornik ciśnienia różnicowego”. Patent P240391, 2022.
- [78] Z. Szczerba, P. Szczerba i K. Szczerba, „Sensitivity of Piezoresistive Pressure Sensors to Acceleration,” *ENERGIES*, pp. 1-15, 2022.
- [79] Z. Szczerba, P. Szczerba, K. Szczerba i K. Pytel, „Acceleration-Insensitive Pressure Sensor for Aerodynamic Analysis,” *ENERGIES*, pp. 1-20, 2023.
- [80] M. Wright, „The Evaluation of a Simplified Form of Presentation for Five-Hole Spherical and Hemispherical Pitometer Calibration Data,” *Journal of Physics E:Scientific Instruments*, No.3, 1970.
- [81] G. Andeen i P. Griffith, „Momentum Flux in Two-Phase Flow,” *Journal of Heat Transfer*, May 1968.
- [82] P. Pien, „Five-Hole Spherical Pitot Tube,” David Taylor Model Basin Report No.1229, May 1958.
- [83] D. Japikse, „Advanced experimental techniques in turbomachinery”, Norwich: Concepts ETI, Inc., 1986.
- [84] D. Japikse i N. Baines, „Diffuser Design Technology”, Vermont: Concepts ETI, Inc. Norwich, 1986.
- [85] J. Elsner, „Turbulencja przepływów”, Warszawa: Państwowe Wydawnictwo Naukowe, 1987.
- [86] L. M. Vieira, M. Giacomini, R. Sevilla i A. Huerta, „A face-centred finite volume method for laminar and turbulent incompressible flows,” 5 March 2024.
- [87] X. Zhang i X. Wang, „The Hermite Finite Volume Method with Global Conservation Law,” *Journal of Scientific Computing*, 2024.
- [88] B. Górecki, „Model turbulencji $k - \omega$ SST,” Wydział Mechaniczny Energetyki i Lotnictwa, Politechnika Warszawska, Warszawa.
- [89] M. Pawłucki i M. Kryś, „CFD dla inżynierów. Praktyczne ćwiczenia na przykładzie systemu ANSYSFluent”, Gliwice: Helion, 2020.
- [90] D. Wilcox, „Turbulence Modeling for CFD”, La Canada: DCW Industries, Inc., 2006.
- [91] Ansys, „Ansys Fluent Theory Guide,” Ansys, Inc., Canonsburg, 2021.

- [92] <https://www.openfoam.com/documentation/guides/latest/doc/guide-turbulence-ras-k-omega-sst.html>.
- [93] H. Szydlowski, „Niepewności w pomiarach. Międzynarodowe standardy w praktyce,” Wydawnictwo Naukowe UAM, Poznań, 2001.
- [94] „Wyrażanie niepewności pomiarów.” Główny urząd miar, Warszawa, 1999.
- [95] P. Zouboulis, E. Koumoulos i A. Karatza, „Wind Turbine Blade-Tip Optimization: A Systemic Computational Approach,” *Innovation in Research and Engineering Solutions*, 11 April 2023.
- [96] T. Dhert, T. Ashuri i J. Martins, „Aerodynamic shape optimization of wind turbine blades using a Reynolds-averaged Navier-Stokes model and an adjoint method,” *Wind Energy*, pp. 909-926, 5 December 2016.
- [97] F. Kelecý, „Adjoint Shape Optimization for Aerospace Applications,” NASA Ames Research Center, 2021.
- [98] R. PRZYSOWA, B. GAWRON, A. KUŁASZKA i K. PLACHA-HETMAN, „POLISH EXPERIENCE FROM THE OPERATION OF HELICOPTERS UNDER HARSH CONDITIONS,” *Journal of KONBiN*, pp. 263-299, 2018.
- [99] M. Schobeiri, „Gas Turbine Design, Components and System Design Integration”, Springer, 2018.
- [100] A. Biełousow, N. Musatkin i W. Radko, „Teoria i rasczot awiacionnych łopatocznych maszin”, Samara: Samarskij Gos.Aerokosm.Inst., 2003.
- [101] A. El-Sayed, „Fundamentals of Aircraft and Rocket Propulsion”, London: Springer, 2016.
- [102] D. Murty, „Turbomachinery: Concepts, Applications and Design”, CRC Press, 2018.
- [103] S. Yahya, „Turbines, Compressors and Fans”, New Delhi: McGraw-Hill, 2012.
- [104] D. Japikse i N. Baines, „Introduction to Turbomachinery”, White River Junction, Vermont: Concepts ETI, Inc., 1997.
- [105] Turbomeca, „Gas Turbine Engines”, 1993.
- [106] R. Royce, „The Jet Engine”, Derby, 1986.

Streszczenie

Dyfuzor zakrzywiony jako układ wylotowy sprężarki promieniowej jest kluczowym elementem dla poprawnej pracy stopnia sprężającego z dyfuzorem rurkowym. Odpowiednio zaprojektowany kanał dyfuzora wylotowego ma kluczowe znaczenie dla stabilności oraz sprawności całego stopnia sprężarki promieniowej ale również dla prawidłowej pracy komory spalania, znajdującej się za dyfuzorem. Przedmiotem rozprawy jest numeryczna oraz eksperymentalna analiza przepływu przez dyfuzor zakrzywiony oraz sposób modyfikacji geometrii kanału dyfuzora mającej na celu wyrównanie profilu wylotowego profilu prędkości.

W pracy przeprowadzono przegląd rozwiązań stosowanych układów wylotowych sprężarek promieniowych silników turbinowych, oraz przeglądu literaturowego dotyczącego badań dyfuzora zakrzywionego. Wykonano obliczenia termo-gazodynamiczne dyfuzora zakrzywionego, na podstawie których określono geometrię kanału dyfuzora. W celu wykonania badań eksperymentalnych, opracowano metodykę badawczą budując dedykowane stanowisko badawcze wraz z dedykowanym osprzętem pomiarowym do tego stanowiska. Przeprowadzono kalibrację stanowiska w celu ustalenia profilu prędkości i turbulencji na wlocie do dyfuzora. Wykonano serię badań rozkładu ciśnień na ściankach kanału dyfuzora oraz na jego wylocie, określając pole prędkości wylotowej z kanału dyfuzora zakrzywionego.

Autor zbudował model symulacyjny dyfuzora oraz przeprowadził symulację przepływu przez dyfuzor w środowisku AnsysFluent dla rzeczywistych wlotowych warunków brzegowych, zaimplementowanych z badań eksperymentalnych. Dysponując wynikami numerycznymi dokonano ich walidacji poprzez rezultaty eksperymentalne, w celu potwierdzenia poprawności zamodelowanego modelu numerycznego dyfuzora. W ostatnim kroku, autor przeprowadził optymalizację geometrii kanału dyfuzora przy użyciu operatora sprzężonego, mającej na celu wyrównanie profilu wylotowego z kanału dyfuzora zakrzywionego.

Abstract

A curved diffuser as the outlet system of a radial compressor is a key component for the proper operation of the compression stage with pipe diffuser. A properly designed outlet diffuser channel is crucial for the stability and efficiency of the entire radial compressor stage, as well as for the proper operation of the combustion chamber located behind the diffuser. The subject of the dissertation is the numerical and experimental analysis of the flow through a curved diffuser and the method of modifying the geometry of the diffuser channel in order to equalize the outlet velocity profile.

The work includes a review of the solutions used in the outlet systems of radial compressors in turbine engines, as well as a literature review of studies on curved diffuser. Thermo-gasdynamic calculations of the curved diffuser were performed, on the basis of which the geometry of the diffuser channel was determined. In order to perform experimental studies, a research methodology was developed by building a dedicated test stand with dedicated measuring equipment for this stand. The test stand was calibrated to determine the velocity and turbulence profile at the diffuser inlet. A series of tests of the pressure distribution on the walls of the diffuser channel and at its outlet were performed, determining the outlet velocity field from the curved diffuser channel.

The author built a simulation model of the diffuser and conducted flow simulation through the diffuser in the AnsysFluent environment for real inlet boundary conditions, implemented from experimental studies. With the numerical results available, validation of the obtained results was performed through experimental results to confirm the correctness of the modeled numerical diffuser model. In the final step, the author optimized the geometry of the diffuser channel using an adjoint solver to equalize the outlet profile from the curved diffuser duct.

