

mgr inż. Dawid Zaniewski

*Instytut Maszyn Przepływowych im. Roberta Szewalskiego
Polskiej Akademii Nauk
Ośrodek Energetyki Ciepłej, Zakład Turbin*



**BADANIA UKŁADU PRZEPŁYWOWEGO TURBINY Z
CZĘŚCIOWYM ZASILANIEM I STOPNIOWANIEM
PRĘDKOŚCI W POJEDYNCZYM WIEŃCU WIRNIKOWYM**

Rozprawa doktorska przedłożona
Radzie Naukowej
Instytutu Maszyn Przepływowych im. Roberta Szewalskiego
Polskiej Akademii Nauk

Promotor rozprawy: *dr hab. inż. Piotr Lampart*

Promotor pomocniczy: *dr inż. Piotr Klonowicz*

Gdańsk, *marzec 2024*

Podziękowania

Serdecznie dziękuję wszystkim osobom zaangażowanym w to by umożliwić mi zrealizowanie niniejszej pracy.

Dziękuję moim promotorom: Panu dr. hab. inż. Piotrowi Lampartowi oraz Panu dr. inż. Piotrowi Klonowiczowi za dzielenie się swoją wiedzą i wszelką pomoc merytoryczną w trakcie realizacji badań. Dziękuję również za udostępnienie zasobów, które umożliwiły mi budowę prototypu oraz realizację badań.

Chciałbym również serdecznie podziękować Panu prof. dr. inż. Andreasowi Weiss oraz Jego Zespołowi z Ostbayerische Technische Hochschule Amberg-Weiden za umożliwienie mi wykorzystania infrastruktury badawczej oraz wzajemną motywację w badaniach nad prototypem.

(I would also like to thank Prof. Dr. Eng. Andreas Weiss and his Team from Ostbayerische Technische Hochschule Amberg-Weiden for allowing me to use the research infrastructure and mutual motivation in research on the prototype).

Dziękuję również Panu dr. Markowi Madejowi, Prezesowi firmy Marani za motywację i umożliwienie mi realizacji niniejszej pracy równoległe z obowiązkami zawodowymi.

Niemniejsze podziękowania kieruję do moich Zespołowych Kolegów z Instytutu Maszyn Przepływowych PAN oraz Marani Sp. z o. o. za wsparcie w realizacji niniejszych oraz innych badań.

Serdecznie dziękuję swoim Bliskim za wsparcie w trakcie prowadzonych prac, a szczególnie mojej Żonie za bezgraniczną cierpliwość i znaczne przejęcie ciężaru rodzicielstwa w trakcie realizowania prac. Dziękuję również mojej Córcie za wszelką dodatkową treść, którą próbowała dodać do niniejszej pracy.

mgr inż. Dawid Zaniewski

Spis treści

STRESZCZENIE	1
STRESZCZENIE W JĘZYKU ANGIELSKIM	3
WYKAZ OZNACZEŃ	5
1. WSTĘP	9
1.1. MOTYWACJA I TEMATYKA PRACY	9
1.2. CELE I TEZY PRACY	10
1.3. UKŁAD PRACY	11
1.4. OSADZENIE PROBLEMU W DZIEDZINIE NAUKOWEJ	12
1.5. METODY BADAWCZE	13
2. PRZEGLĄD LITERATURY	15
2.1. GŁÓWNE TRENDY WE WSPÓŁCZESNYCH BADANIACH PRZEPEŁYWOWYCH TURBIN CIEPLNYCH	15
2.2. NIETYPOWE UKŁADY PRZEPEŁYWOWE TURBIN	17
2.2.1. Częściowe zasilanie stopnia turbinowego	18
2.2.2. Stopniowanie prędkości	22
2.3. STOPNIOWANIE PRĘDKOŚCI W JEDNYM WIEŃCU WIRNIKOWYM	24
2.3.1. Historia rozwiązania	26
2.3.2. Badania współczesne	28
3. OBIEKT BADAŃ - PROTOTYPOWA TURBINA 5 KW	31
3.1. PROJEKT I BUDOWA PROTOTYPOWEJ TURBINY Z DWOMA STOPNIAMI PRĘDKOŚCI REALIZOWANYMI W JEDNYM WIEŃCU WIRNIKOWYM – OBIEKT BADAŃ	31
3.1.1. Projekt układu przepływowego z wykorzystaniem modelu OD	33
3.1.1. Optymalizacja geometrii kanału nawrotnego turbiny	44
3.1.2. Weryfikacja projektu z wykorzystaniem symulacji CFD	47
3.1.3. Analiza wytrzymałościowa tarczy wirnikowej i elementów ciśnieniowych	56
3.1.4. Analiza modalna drgań zaprojektowanego wirnika turbiny	60
3.1.5. Projekt konstrukcyjny prototypu	65
3.1.6. Testy ruchowe prototypowej turbiny bez obciążenia – pomiar drgań wirnika	72
3.2. CHARAKTERYSTYKA PRZEPEŁYWU W BADANYM UKŁADZIE PRZEPEŁYWOWYM – WYNIKI SYMULACJI 2D W PROJEKTOWYM PUNKCIE PRACY	75
4. BADANIA PROTOTYPOWEJ TURBINY POD OBCIĄŻENIEM	81
4.1. STANOWISKO BADAWCZE DO BADAŃ PROTOTYPOWEJ TURBINY POD OBCIĄŻENIEM	81
4.2. METODYKA I PROTOKÓŁ BADAŃ	85
4.3. REZULTATY BADAŃ – WYNIKI POMIARÓW BEZPOŚREDNICH	87
4.4. CHARAKTERYSTYKI PRACY TURBINY	91
4.4.1. Charakterystyka mocy w spektrum prędkości obrotowej	91
4.4.2. Charakterystyka sprawności w spektrum prędkości obrotowej	94
4.4.3. Porównanie charakterystyki mocy w różnych wariantach zasilania	98

4.5. WALIDACJA MODELU OBLICZENIOWEGO – PORÓWNANIE WYNIKÓW EKSPERYMENTU Z WYNIKAMI SYMULACJI	99
5. MODEL STRAT CZĘŚCIOWEGO ZASILANIA UKŁADU PRZEPŁYWOWEGO ZE STOPNIOWANIEM PRĘDKOŚCI W JEDNYM WIEŃCU WIRNIKOWYM	104
5.1. MECHANIZM STRAT CZĘŚCIOWEGO ZASILANIA W BADANYM UKŁADZIE PRZEPŁYWOWYM	104
5.2. ADAPTACJA MODELU SUPERPOZYCJI STRAT CZĘŚCIOWEGO ZASILANIA	121
5.3. METODA HYBRYDOWA WYZNACZANIA STRAT CZĘŚCIOWEGO ZASILANIA	122
6. WNIOSKI I PODSUMOWANIE	139
BIBLIOGRAFIA	143

Streszczenie

Turbiny ciepłe są powszechnie używane w różnych zastosowaniach energetyki zawodowej, energetyki rozproszonej oraz w napędach mobilnych. Szczególnie technologia szybkoobrotowa w skali mikro cieszy się szczególnym zainteresowaniem badawczym ze względu na jej szerokie wykorzystanie we wspomnianej energetyce rozproszonej. Prace rozwojowe w dziedzinie gazodynamiki turbin skupiają się na dwóch głównych aspektach: ciągłym udoskonalaniu efektywności maszyn oraz zwiększaniu ich gęstości mocy. Szczególnie w mikro napędach mobilnych, jak np. używanych do zasilania narzędzi pneumatycznych gęstość mocy odgrywa szczególne znaczenie.

Zabieg stopniowania prędkości niesie za sobą korzyści w postaci redukcji gabarytów maszyny (lub zmniejszenia jej prędkości obrotowej). Szczególnie przy wspomnianych napędach pneumatycznych często wyzwaniem jest stosowanie niskiego strumienia masowego czynnika zasilającego, w związku z czym oprócz zabiegu stopniowania prędkości wykorzystywane jest również częściowe zasilanie wieńca łopatek, co ułatwia technologię wykonania i zmniejsza straty na obwodzie wieńca łopatkowego oraz wielkość przecieku nadłopatkowego. Wiąże się to jednak z dodatkowymi stratami charakterystycznymi dla częściowego zasilania. Powszechnie stosowanym rozwiązaniem wykorzystującym oba wymienione wyżej zabiegi jest dwuwieńcowy stopień Curtisa. W niniejszej pracy omówiono rozwiązanie teoretycznie konkurencyjne dla stopnia Curtisa charakteryzujące się stopniowaniem prędkości w pojedynczym wieńcu wirnikowym. Umożliwia to osiągnięcie jeszcze większej kompaktowości stopnia turbinowego i jednocześnie hipotetycznie zmniejszenie strat wentylacji niezasilanej części wieńca łopatkowego.

W rozprawie tej opisano metodę projektowania tak nietypowego stopnia turbinowego z wykorzystaniem metody OD oraz symulacji CFD URANS z modelem 2D. Opisano proces opracowania prototypu o mocy nominalnej 5 kW i nominalnej prędkości obrotowej 30000 obr/min. Scharakteryzowano zjawiska przepływowe występujące w przepływie w nominalnym punkcie pracy.

Zbudowano prototyp i wykonano badania eksperymentalne przy zasilaniu sprężonym powietrzem, które umożliwiły wykreślenie charakterystyk opracowanego stopnia turbinowego. Zaprojektowana konstrukcja umożliwiła przeprowadzenie zaplanowanego protokołu badań w 3 różnych wariantach zasilania: w jednym sektorze, w dwóch sektorach oraz we wszystkich trzech sektorach. Wykonane badania doświadczalne umożliwiły wykonanie walidacji używanego modelu obliczeniowego wykorzystującego geometrię 2D. Proces walidacji wykazał, że model 2D może być z powodzeniem stosowany do przewidywania wydajności turbiny wykorzystującej zabieg stopniowania prędkości w jednym wieńcu wirnikowym z częściowym zasilaniem przy wykorzystaniu zabiegów korygujących. Otrzymane względne odchylenie wyników

eksperymentalnych od wartości uzyskiwanych na drodze symulacji CFD można z powodzeniem linearyzować w funkcji prędkości obrotowej, a w większości zbadanych zakresów interpolacja ta jest funkcją w przybliżeniu stałą.

Zwalidowany model posłużył do wykonania serii badań analitycznych skupiających się na fenomenach przepływowych związanych z częściowym zasilaniem, ale charakterystycznym dla badanego typu stopnia, w którym kierunek przepływu jest odwracany w każdym kolejnym sektorze zasilania. Analizy wykazały odstępstwa w porównaniu do mechanizmów powstawania strat częściowego zasilania w klasycznie częściowo zasilanych stopniach. Wskazano istnienie fenomenu przecieku międzysektorowego, omijającego całkowicie układ przepływowy po opuszczeniu dyszy, oraz efekt częściowego odzysku energii na wejściu do sektora drugiego stopnia prędkości. Wskazano wrażliwość intensywności tych efektów na poszczególne parametry przepływowe (szczególnie na ciśnienia za dyszą) oraz aspekty geometryczne stopnia.

W pracy wyznaczono również wielkość strat częściowego zasilania w badanym prototypie bazując na opracowanej metodzie hybrydowej, łączącej wyniki eksperymentalne osiągnięte w trzech wariantach zasilania prototypu z symulacją CFD RANS 3D, przy czym warunki brzegowe symulacji były wspierane przez wyniki otrzymane podczas eksperymentu. Wyznaczone wartości strat częściowego zasilania w funkcji wskaźnika prędkości, dla badanej stałej geometrii stopnia wykazały rozbieżności w porównaniu do modeli analitycznych opracowanych dla klasycznie częściowo zasilanych stopni.

Streszczenie w języku angielskim

Thermal turbines are widely used in various applications of conventional power production, distributed power generation, and in mobile drives. Particularly, the high-speed micro-scale technology is of special research interest due to its broad application in the mentioned distributed power generation. Research and developmental work in the field of turbine gas-dynamics focuses on two main aspects: continuous improvement of machine efficiency and increasing their power density. Especially in micro mobile drives, such as those used for powering pneumatic tools, power density plays a particularly significant role.

The practice of velocity compounding brings benefits in the form of reducing the dimensions of the machine (or reducing its rotational speed). Especially in the mentioned pneumatic drives, a challenge is the use of a low mass flow rate of the working fluid. In order to satisfy the low flow rate conditions, partial admission of the blade row is also utilized, which facilitates the manufacturing technology and reduces flow peripheral losses and tip leakage losses. However, this is associated with additional losses characteristic for partial admission of the blade row. A commonly used solution that utilizes both of the above-mentioned practices is the two-blade row Curtis stage. This paper discusses a theoretically competitive solution to the Curtis stage characterized by velocity compounding in a single rotor blade row. This allows achieving even greater compactness of the turbine stage and at the same time hypothetically reducing the pumping losses of the unadmitted part of the blade row.

In this dissertation, the method of designing such an unusual turbine stage using the OD method and URANS CFD simulations with a 2D model was described. The process of developing a prototype with a nominal power of 5 kW and a nominal rotational speed of 30000 rpm was detailed. The flow phenomena occurring in the flow at the nominal operating point were characterized.

The prototype was built and used to perform experimental studies with compressed air supply, which enabled the development of characteristics of the prototyped turbine stage. The designed construction allowed carrying out investigations in 3 different admission variants: in one sector, in two sectors, and in all three sectors. The experimental studies conducted enabled the validation of the computational model that utilized 2D geometry. The validation process showed that the 2D model can be successfully used to predict the performance of the turbine using velocity compounding in a single rotor blade row with partial admission using appropriate corrective practices. The obtained relative deviation of the experimental results from the values obtained through CFD simulations can be successfully linearized as a function of rotational speed, and in most of the examined ranges, this interpolation is approximately a constant function.

The validated model was used to carry out a series of analytical studies focusing on flow phenomena related to partial admission, but characteristic to the studied type of stage, in which the flow direction is reversed in each subsequent admission sector. The analyses showed deviations compared to the mechanisms of loss formation in classically partially admitted stages. The existence of an inter-sector leakage phenomenon, completely bypassing the main flow path after leaving the nozzle, and the effect of partial energy recovery at the entrance to the sector of the second velocity stage were indicated. The research highlighted how the intensity of these effects is particularly sensitive to various flow parameters, notably the pressures downstream of the nozzle, as well as to the geometrical features of the stage.

The work also determined the magnitude of partial admission losses in the studied prototype based on a developed hybrid method, combining experimental results achieved in three admission variants of the prototype with 3D CFD RANS simulation, where the simulation boundary conditions were supported by experimental results. The determined values of partial admission losses as a function of the velocity ratio, for the studied constant geometry of the stage, showed discrepancies compared to analytical models developed for classically partially admitted stages.

Wykaz oznaczeń

Oznaczenia

- A pole przekroju przepływu [m^2]
- a prędkość dźwięku [$\frac{m}{s}$]
- a_v współczynnik doświadczalny strat sektorowych [—]
- B szerokość profilu [mm]
- c prędkość bezwzględna [$\frac{m}{s}$], współczynnik wrażliwości [—]
- c_s $c_s = \sqrt{2H_s}$ prędkość izentropowa [$\frac{m}{s}$]
- c_v wskaźnik prędkości [—]
- D średnica [mm]
- f częstotliwość [Hz]
- H_s izentropowy spadek entalpii [$\frac{kJ}{kg}$]
- h entalpia właściwa [$\frac{kJ}{kg}$]
- K_v współczynnik doświadczalny strat częściowego zasilania [—]
- k naprężenia dopuszczalne [MPa]
- l wysokość łopatki [mm], praca właściwa [$\frac{kJ}{kg}$]
- Ma liczba Macha [—]
- \dot{m} strumień masowy [$\frac{kg}{s}$]
- n prędkość obrotowa [$\frac{obr}{min}$], ilość sektorów zasilania [—]
- o szerokość kanału dyszy [mm]
- P moc [W]
- P_{eksp} moc wyznaczona eksperymentalnie [W]
- P_i moc wewnętrzna [W]

P_p	spadek mocy na skutek strat wentylacji niezasilanej części wieńca [W]
P_{rec}	odzysk mocy w drugim stopniu prędkości [W]
P_{sc}	spadek mocy na skutek całkowitych strat sektorowych [W]
P_u	moc obwodowa [W]
p	ciśnienie płynu [kPa(a)], [bar(a)]
R_e	granica plastyczności materiału [MPa]
R_m	wytrzymałość na rozciąganie materiału [MPa]
T	temperatura [K]
u	prędkość unoszenia/obwodowa $\left[\frac{m}{s}\right]$
u_B	niepewność pomiarowa typu B (jednostka zależna od mierzonej wielkości)
u_c	niepewność pomiarowa typu C – złożona (jednostka zależna od mierzonej wielkości)
\dot{V}	strumień objętościowy $\left[\frac{m^3}{s}\right]$
v	objętość właściwa $\left[\frac{m^3}{kg}\right]$
w	prędkość względna $\left[\frac{m}{s}\right]$
y^+	bezwymiarowa odległość od ścianki obliczeniowej [–]
z	ilość łopatek [–]
α	kąt strugi w układzie bezwzględny [°]
β	kąt strugi w układzie względnym [°]
Δh	strata obwodowa $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$
ΔU	błąd pomiaru
ε	względny łuk zasilania [–]
ζ	współczynnik strat, współczynnik przepływu dyszy [–]
ζ'	współczynnik strat wentylacji [–]

ζ''	współczynnik strat sektorowych [–]
η_{eksp}	sprawność wyznaczona eksperymentalnie [–]
η_u	sprawność wewnętrzna [–]
η_u	sprawność obwodowa stopnia [–]
κ	współczynnik adiabaty [–], krzywizna $\left[\frac{1}{mm}\right]$
μ	współczynnik wydatku [–]
π	stosunek ciśnień [–]
ρ	gęstość [kg/m^3], udział dynamiczny wirnika [%]
φ	doświadczalny współczynnik prędkości kanałów stacjonarnych [–]
ψ	doświadczalny współczynnik prędkości kanałów wirujących [–]

Indeksy

0	dolot do turbiny
1	wylot z dyszy
2	wylot z wirnika pierwszego stopnia prędkości
3	wylot z kanału nawrotnego
4	wylot z wirnika drugiego stopnia prędkości
<i>a</i>	osiowe
<i>c</i>	całkowite
<i>eksp</i>	eksperymentalne
<i>FA</i>	pełne zasilania stopnia
<i>gd</i>	gięcie dynamiczne
<i>i</i>	wewnętrzne
<i>k</i>	łopatka kierownicza / kanał stacjonarny
<i>kr</i>	przekrój krytyczny
<i>l</i>	przeciek

<i>PA</i>	częściowe zasilanie
<i>r</i>	rozciąganie
<i>s</i>	sektorowe
<i>sc</i>	całkowite sektorowe
<i>śr</i>	średnica średnia
<i>TOT</i>	całkowite
<i>u</i>	obwodowe
<i>w</i>	łopatka wirnikowa
<i>wyl</i>	wylotowe
<i>I</i>	pierwszy stopień prędkości
<i>II</i>	drugi stopień prędkości
<i>3x</i>	wariant z trzema sektorami zasilania
<i>2x</i>	wariant z dwoma sektorami zasilania
<i>1x</i>	wariant z jednym sektorem zasilania

1. Wstęp

1.1. Motywacja i tematyka pracy

Turbiny ciepłe są maszynami przepływowymi powszechnie używanymi w szeroko rozumianej energetyce oraz w transporcie, ale także w innych, mniej oczywistych zastosowaniach. Mówiąc o energetyce można wyróżnić duże, stacjonarne turbiny dużej mocy wykorzystywane do celów zawodowych, takie jak: parowe konwencjonalne [1,2], parowe w elektrowniach jądrowych [2–4] i gazowe [2,5,6] oraz mniejsze turbiny do zastosowań w tzw. energetyce rozproszonej [7–9].

W transporcie z kolei, ze względu na znacznie większą wymaganą kompaktowość konstrukcji, można znaleźć głównie turbiny gazowe, przy czym największą część tego obszaru zastosowań przypada na pojazdy lotnicze, a w drugiej kolejności transport morski, choć w tym przypadku zdecydowanie dominującym typem napędu pierwotnego jest ten wykorzystujący silniki tłokowe [10,11].

Inne, wspomniane mniej typowe wykorzystanie tych maszyn, to np.: pomocnicze napędy pneumatyczne w urządzeniach różnego rodzaju, np. w narzędziach zasilanych sprężonym powietrzem oraz ekspansja gazów [12].

Alternatywą dla turbin ciepłych w sektorach, które zostały przez nie zdominowane są silniki tłokowe, szczególnie wysokoprężne o zapłonie samoczynnym. Mimo, że w niektórych zastosowaniach mogą się one odznaczać większą sprawnością wewnętrzną, a ich elastyczność potrafi być większa niż turbin parowych, to jednak ich słabości skutecznie wzmacniają pozycję turbin ciepłych. Do wspomnianych słabych stron zaliczyć można:

- niższą kulturę pracy, tj. większy poziom drgań silnika oraz hałasu,
- zdecydowanie większa ilość elementów ruchomych i węzłów tribologicznych, co powoduje, że są znacznie droższe w serwisowaniu,
- ograniczenie w rodzajach paliwa, którym mogą być zasilane, a szczególnie wykluczenie wszelkich paliw stałych.

W związku z powyższym dominująca pozycja turbin w wyżej wymienionych zastosowaniach wydaje się być niezagrożona w większości przypadków, a w niektórych można się wręcz doszukiwać potencjału do dalszej ekspansji w zastosowaniach oraz w rozwoju samej technologii. Taką grupą jest przede wszystkim energetyka rozproszona oraz napędy pomocnicze. W tych grupach często stosowanymi turbinami są tzw. mikroturbiny. Maszyny takie odznaczają się małymi rozmiarami oraz niewielką ilością stopni przepływowych (często tylko jeden stopień ciśnienia), ale konsekwencją takiego projektu są bardzo duże prędkości obrotowe. Dla najmniejszych maszyn w takich zastosowaniach prędkości obrotowe potrafią osiągać od 50 000 do nawet 140 000

obrotów na minutę [13]. W takiej sytuacji mówi się o technologii wysokoobrotowej, która niestety najczęściej jest przyczyną powstawania dodatkowych wyzwań dla projektantów maszyn tego typu.

Dalsze prace nad rozwojem mikroturbin są naturalnym kierunkiem prac badawczo-rozwojowych branży. Główne cele, których można się dopatrywać w postępie technologicznym w tej dziedzinie, to:

- dalsza poprawa kompaktowości maszyn,
- zabiegi umożliwiające zmniejszenie prędkości obrotowej przy zachowaniu wspomnianej kompaktowości,
- poprawa sprawności, szczególnie w dziedzinie małych maszyn pomocniczych charakteryzujących się często częściowym zasilaniem bądź zabiegiem stopniowania prędkości,
- zmniejszenie kosztów inwestycyjnych i eksploatacyjnych związanych z pracą maszyn w technologii wysokoobrotowej.

W niniejszej rozprawie skupiono się na analizach i badaniach układu przepływowego o nietypowym kształcie, w którym stopień ciśnienia turbiny zasilany jest na części obwodu i podzielony jest na dwa stopnie prędkości, a oba stopnie prędkości realizowane są w jednym wieńcu łopatkowym w przepływie dośrodkowo-odśrodkowym. Rozwiązanie to może posiadać zdnaniem autora potencjał użytkowy w napędach pomocniczych i szczytowych zarówno w technologii pneumatycznej, jak i energetyce rozproszonej. Historycznie używane było np. do napędu lokomotyw [14]. Główną motywacją tych działań jest fakt, że nietypowy układ przepływowy, który jest przedmiotem niniejszej pracy jest bardzo słabo zbadany zarówno w sposób eksperymentalny, jak i analityczny z wykorzystaniem nowoczesnych komputerowych metod obliczeniowych, mimo że historia tego rozwiązania sięga początków XX w. Dla przeciwwagi często stosowane w inżynierii rozwiązanie konkurencyjne, znane jako stopień Curtisa jest szeroko opisane i przebadane w znanej literaturze [15–17]. Uzyskanie dokładniejszego modelu fizycznego stopnia turbinowego będące przedmiotem tej pracy może docelowo umożliwić opracowanie odpowiedzi, czy taka architektura układu przepływowego może stać się rzeczywiście konkurencyjna dla wspomnianego stopnia Curtisa w określonych polach zastosowań.

1.2. Cele i tezy pracy

Pierwszym celem pracy jest opracowanie nowoczesnej i użytkowej z inżynierskiego punktu widzenia metody projektowania częściowo zasilanych promieniowych stopni turbinowych z zabiegiem stopniowania prędkości w jednym wieńcu wirnikowym. Metoda taka musi odznaczać się:

- szybkością wykorzystania przy jednocześnie niewielkim zużyciu zasobów obliczeniowych,
- dokładnością osiągniętych rezultatów projektowych, gdzie różnica między modelem obliczeniowym a eksperymentem powinna mieć charakter liniowy w badanym zakresie obciążeń.

Drugim celem rozprawy doktorskiej jest opis mechanizmu strat częściowego zasilania w nietypowym promieniowym układzie przepływowym turbiny, w którym kierunek przepływu przez wieniec łopatek wirnikowych jest okresowo odwracany w poszczególnych sektorach. Autor chce wyróżnić wyraźne różnice między analizowanym stopniem turbinowym a klasycznym stopniem częściowo zasilanym.

Trzecim celem rozprawy doktorskiej jest wyznaczenie strat częściowego zasilania dla badanej nietypowej geometrii stopnia turbinowego, w którym stopień ciśnieniowy podzielony jest na dwa stopnie prędkości, a oba stopnie prędkości realizowane są w jednym wieńcu łopatkowym w przepływie dośrodkowo-odśrodkowym. Wskazany zostanie udział poszczególnych rodzajów strat częściowego zasilania w wartości całkowitej tych strat.

TEZY:

1. Projektowanie promieniowego stopnia turbinowego wykorzystującego częściowe zasilanie i zabieg stopniowania prędkości w jednym wieńcu łopatek wirnikowych jest możliwe z wykorzystaniem modelu 0D z superpozycją strat przy wsparciu symulacji numerycznych wykorzystujących model 2D, szczególnie do wyznaczenia niestacjonarnych składowych strat częściowego zasilania.
2. Mechanizmy powstawania strat częściowego zasilania w stopniu promieniowym wykorzystującym stopniowanie prędkości w jednym wieńcu łopatek wirnikowych częściowo odbiegają od mechanizmów w klasycznym częściowo zasilanym stopniu.

1.3. Układ pracy

Rozprawa składa się z sześciu rozdziałów, streszczenia oraz bibliografii.

W bieżącym rozdziale omówiona została tematyka pracy z wyraźnym osadzeniem omawianych problemów w dziedzinie naukowej. Przedstawiono wykorzystywane metody badawcze oraz określono cele pracy i tezy postawione w rozprawie.

W rozdziale drugim dokonano przeglądu stanu wiedzy na temat szeroko pojętych zagadnień badawczych związanych z projektowaniem turbin cieplnych i modelowaniem przepływu w ich układach przepływowych. W sposób bardziej szczegółowy omówione zostały zagadnienia przepływowe związane bezpośrednio z problemem badawczym niniejszej pracy. Odniesiono się do dokonań historycznych w zakresie badań stopni

turbinowych tożsamy z omówionym w niniejszej pracy oraz przedstawiono współczesny stan wiedzy na ten temat.

Rozdział trzeci poświęcony został na opis procesu projektowania i budowy prototypowej turbiny o mocy nominalnej 5 kW. W dużej mierze rozdział ten skupia się na procesie modelowania przepływu z wykorzystaniem metod CFD w oparciu o metodykę URANS i wykorzystanie (przede wszystkim) modelu 2D. W ramach tego rozdziału scharakteryzowane zostały zjawiska przepływowe występujące w układzie przepływowym obiektu badań.

W kolejnym rozdziale przedstawiono szczegółowo badania eksperymentalne prototypu. Omówione zostało wykorzystane stanowisko badawcze wraz z elementami pomiarowymi. Przedstawiono zaplanowany protokół prowadzonych badań i wyniki bezpośrednich pomiarów rejestrowane w trakcie jego realizacji. W rozdziale tym, w oparciu o zarejestrowane dane, przedstawiono charakterystyki pracy obiektu badań. Zakończenie rozdziału poświęcone jest procesowi walidacji użytego modelu obliczeniowego na podstawie danych doświadczalnych.

W rozdziale piątym, bazując na zwalidowanym modelu obliczeniowym, wykonano szereg badań analitycznych, których głównym celem był opis mechanizmów strat częściowego zasilania występujących w nietypowym układzie przepływowym będącym przedmiotem niniejszej rozprawy. W rozdziale tym wyznaczono również wartości strat częściowego zasilania w badanym prototypie opierając się na metodzie łączącej dane eksperymentalne z symulacjami komputerowymi (CFD).

W ostatnim rozdziale dokonano podsumowania osiągniętych rezultatów oraz przedstawiono wnioski na ich podstawie. Wskazano potencjalne przyszłe kierunki badań w zakresie tematyki poruszanej w rozprawie.

Bibliografia zawiera spis literatury wykorzystanej w pracy.

1.4. Osadzenie problemu w dziedzinie naukowej

Projektowanie, budowa i eksploatacja turbin cieplnych jest problematyką należąca do dziedziny nauk inżynierjno-technicznych. Projekt turbiny cieplnej wymaga konsolidacji wiedzy z różnych obszarów inżynierii mechanicznej. Są to między innymi:

1. Aerodynamika – sercem zespołu jest ułotkowany układ przepływowy w którym zachodzi konwersja energii potencjalnej i cieplnej na energię mechaniczną. Zasada działania układu łotkowego opiera się o aerodynamikę profili przepływowych, więc projekt kanału przepływowego u swej podstawy ma za zadanie wyznaczyć rozkład ciśnienia w kanale po stronie ssącej i cisnącej profilu, co w konsekwencji generuje siły przeciwstawiające się momentowi oporowemu. Zadaniem analizy aerodynamicznej jest również wyznaczenie

kinematyki strugi gazu w całym przekroju kanału przepływowego, co ma znaczenie przy redukcji niekorzystnych zjawisk przepływowych takich jak: oderwania strugi, zawirowania i lokalne przepływy wsteczne. Poprawny projekt cieplno-przepływowy kanału przepływowego turbiny cieplnej ma bezpośredni wpływ na sprawność wewnętrzną maszyny. W niniejszej rozprawie zagadnienia aerodynamiczne mają charakter wiodący.

2. Wymiana ciepła – turbiny cieplne w zdecydowanej większości pracują przy podwyższonych temperaturach pracy, co oznacza, że w trakcie pracy dochodzi do różnorodnych procesów wymiany ciepła:
 - wewnątrz kanału przepływowego pomiędzy strugami płynu,
 - pomiędzy strefami turbiny o różnych temperaturach,
 - pomiędzy częścią procesową turbiny a otoczeniem.Odpowiednie zarządzaniem przepływem ciepła ma wpływ na sprawność całej maszyny, ale również na jej niezawodność, gdyż w niektórych przypadkach skrajnie duże gradienty temperatur mogą prowadzić do krytycznie dużych odkształceń maszyny lub przekroczenie dopuszczalnych naprężeń konstrukcji.
3. Mechanika i wytrzymałość materiałów – celem analizy mechanicznej jest określenie kinematyki ruchu maszyny, wyznaczenie sił statycznych i dynamicznych działających na jej konstrukcję. Ponadto bardzo ważnym zadaniem jest określenie charakterystyki dynamicznej wirnika turbiny, co ma bezpośredni wpływ na żywotność łożysk. Wszystko to w połączeniu z wytrzymałością materiałów pozwala określić bezpieczeństwo pracy maszyny i zapewnić zachowanie jej integralności w najbardziej obciążających (przewidywanych) stanach pracy. Dużego znaczenia nabiera także wybór odpowiedniego materiału, który będzie charakteryzował się: odpornością na temperatury projektowe, wytrzymałością, dobrą obrabialnością i ewentualnie spawalnością, a przy tym będzie opłacalny ekonomicznie.

1.5. Metody badawcze

W niniejszej pracy wykorzystano dwie główne metody badawcze:

1. Metoda symulacji komputerowej, która jest nieodzownym elementem zaproponowanej metody projektowania stopni ciśnieniowych ze stopniowaniem prędkości realizowanym w jednym wieńcu. Metoda ta jest również wykorzystywana w celu symulacji pracy stopnia poza nominalnym punktem pracy i służy do wspomagania procesu określenia komponentów strat w przepływie.
2. Metoda eksperymentalna została wykorzystana do sporządzenia charakterystyk zbudowanego prototypu oraz zebrania danych pomiarowych umożliwiających określenie sumarycznej wielkości strat częściowego zasilania w poszczególnych

punktach pracy. Metoda ta była również wykorzystana do walidacji modelu obliczeniowego stosowanego w metodzie symulacji komputerowej.

Autor wykorzystał w pracy również metodę hybrydową, łącząc dane uzyskiwane metodą symulacji komputerowej CFD z wynikami eksperymentu w celu wyznaczenia poszczególnych składowych zmierzonej wielkości strat częściowego zasilania.

2. Przegląd literatury

2.1. Główne trendy we współczesnych badaniach przepływowych turbin cieplnych

Opisany w poprzednim rozdziale trwający rozwój turbin cieplnych w różnych grupach zastosowań wymaga prac badawczo-rozwojowych w różnych dziedzinach i specjalizacjach.

W najszerszym ujęciu należy wziąć pod uwagę fakt, że w zdecydowanej większości przypadków turbiny cieplne są inherentnie związane z obiegami cieplnymi, które realizują proces termodynamiczny, w którym turbina bierze udział. Ma to miejsce przede wszystkim w szeroko rozumianej energetyce zawodowej oraz rozproszonej. Najpopularniejszym obiegiem cieplnym realizowanym w powszechnie stosowanych elektrowniach konwencjonalnych, ale również w elektrowniach jądrowych jest parowy obieg Rankine'a [15]. W rodzinie obiegów parowych coraz częściej zastosowanie – szczególnie w energetyce rozproszonej - znajduje Organiczny Obieg Rankine'a (ORC) na parę czynnika niskowrzącego [18–20]. Należy jednak zaznaczyć, że w przypadku obiegów ORC poza turbinami cieplnymi zastosowanie znajdują również ekspandery objętościowe [21]. W tym przypadku można mówić nawet o skali zastosowania w układach przeznaczonych do pracy w pojedynczych domach mieszkalnych [22,23].

Inną rodzinę stanowią obiegi gazowe. Prym wiedzie w tej sytuacji otwarty obieg Braytona realizowany w silnikach lotniczych, na który składa się zespół turbosprężarki z wewnętrzną komorą spalania [15]. Coraz częściej pojawiają się próby wykorzystania obiegu Braytona z zewnętrzną komorą spalania w energetyce rozproszonej do spalania np. biomasy, co byłoby niemożliwe z wykorzystaniem wewnętrznej komory spalania [24]. W literaturze można znaleźć również współczesne badania poświęcone obiegom gazowym typu zamkniętego [25].

Turbiny cieplne pracują również poza obiegiem cieplnym, najczęściej jako urządzenia ekspansyjne gazów [26,27]. Do takich zastosowań zaliczają się najczęściej ekspandery gazu ziemnego w stacjach redukcyjnych oraz sprężonego powietrza w magazynach energii, ale również mobilne napędy pneumatyczne lub np. napęd narzędzi zasilanych sprężonym powietrzem [28].

Badania turbin cieplnych jako maszyn przepływowych w dużej mierze skupiają się na kwestiach gazodynamicznych, których głównym celem jest opracowanie wysokosprawnego układu przepływowego [29–32]. Sprowadza się to do optymalizacji kształtu profilu łopatki oraz obrysów merydionalnych układu przepływowego. Najszersze pole do rozwoju w tym aspekcie znajduje się obecnie w zakresie procesów optymalizacyjnych, które skupiają się na poszukiwaniu metod, które będą dawały możliwie duży przyrost funkcji celu (najczęściej sprawności wewnętrznej turbiny)

w możliwie krótkim czasie i z wykorzystaniem umiarkowanych zasobów obliczeniowych. Sprowadza się to do prac nad sposobem parametryzacji geometrii układu przepływowego i opracowywaniu nowych algorytmów prowadzących proces optymalizacji [33–36]. Proces optymalizacji potrafi mieć więcej niż jedną funkcję celu [30,37], ale często jest również multidyscyplinarny, gdyż równolegle do maksymalizacji wydajności przepływowej optymalizowane są również aspekty konstrukcyjno-wytrzymałościowe [38] i techniczno-ekonomiczne.

Oddzielny nurt badań poświęcony jest metodom przewidywania wydajności cieplnej układów przepływowych turbin, który w dużej mierze skupia się na opracowywaniu modeli analitycznych (korelacji empirycznych) poszczególnych składowych strat występujących w przepływie w takich maszynach. Ten zakres badań jest mocno wyeksploatowany, a w literaturze jest dostępna duża ilość opracowanych modeli analitycznych [15,39–41] opisujących straty zarówno obwodowe, jak i pozaobwodowe. Jednakże wciąż pojawiają się nowe modele do różnych obszarów aplikacji, szczególnie tych najtrudniejszych, jak np. przewidywanie sprawności stopni turbinowych pracujących z kondensacją (przepływem dwufazowym) [42]. Spora część prac poświęcona jest przeciekom w turbinach i związanym z tym spadkiem ich sprawności [43–49].

Jak wspomniano we wstępie największego pola rozwoju w zakresie turbin cieplnych dopatruje się obecnie w maszynach małej skali, przeznaczonych najczęściej do energetyki rozproszonej i napędów mobilnych [50]. Maszyny takie są często kompaktowe, jednostopniowe, a co za tym idzie realizują duże spadki entalpii w jednym stopniu. Takie podejście prowadzi do stosowania technologii szybkoobrotowej oraz projektowania przepływu w reżimie naddźwiękowym [30,51]. Przepływ naddźwiękowy wiąże się w dużej mierze z wyzwaniem związanym z projektem kanału dyszowego. Dysza w takim przypadku projektowana jest jako zbieżno-rozbieżna, a za jej przekrojem krytycznym powstają fale uderzeniowe, które mają duży wpływ na sprawność przepływową przyrządów ekspansyjnych. Fale uderzeniowe w takich przypadkach pojawiają się również w kanałach przepływowych łopatek wirujących, gdzie poza propagacją fali w kanale pojawiają się typowe struktury fal uderzeniowych na krawędziach natarcia i splywu [52,53].

Projektowanie i optymalizacja układów przepływowych turbin jest obecnie wspierana głównie przez komputerowe metody obliczeniowe (CFD) z wykorzystaniem numerycznej metody objętości skończonych. Dominującą metodą modelowania wykorzystywaną w komputerowych symulacjach przepływu w turbinach cieplnych jest Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) z członem turbulencji opisanym modelem dwurównaniowym $k - \omega SST$ [30,53,54]. Metoda RANS opiera się na uśrednieniu w dziedzinie czasu układu równań podstawowych przepływu, czyli równań bilansu masy, pędu i energii. Z kolei wspomniany model turbulencji jest „złotym środkiem”, który

umożliwia wykorzystanie dokładności modelu $k - \omega$ do opisu turbulencji w warstwie przyściennej oraz dokładności modelu $k - \varepsilon$ do opisu turbulencji w przepływie swobodnym i warstwach poddanych naprężeniom stycznym. Model $k - \omega$ SST jest ponadto rozwinięty o dodatkowy człon ograniczający nadprodukcję energii w obszarach dużych gradientów ciśnienia. Powoduje to, że bardzo dobrze opisuje on przepływ w kanałach międzyłopatkowych uwzględniając zjawiska na ściankach profilu i w rdzeniu przepływu, a dodatkowo nie zakłamuje wielkości energii kinetycznej turbulencji przy oderwaniach przepływu podczas opływu profilu – co jest zjawiskiem powszechnym w turbinach, szczególnie poza nominalnym punktem pracy maszyny.

W symulacjach numerycznych z wykorzystaniem metod CFD wciąż dominujące znaczenie mają metody siatkowe, a więc zakładające dyskretyzację domeny obliczeniowej przez pewną skończoną liczbę elementów. Jakość siatki, a więc procesu dyskretyzacji domeny obliczeniowej ma krytyczny wpływ na dokładność i wiarygodność rezultatów symulacji, a więc każdorazowo jej parametry jakościowe muszą podlegać wnikliwej analizie. Natomiast nie tylko jakość geometrii siatki ma znaczenie w kontekście dokładności i wiarygodności wyników, ale również jej zagęszczenie w objętości domeny. Powszechnie stosowaną praktyką w celu oceny poprawności zagęszczenia siatki obliczeniowej jest wykonanie analizy niezależności uzyskiwanych wyników od gęstości siatki, w której - w przypadku turbin ciepłych – bada się zmianę wartości najważniejszych parametrów obliczeniowych, jak: sprawność, wydatek masowy, ciśnienia w kanale itp. w funkcji liczby elementów siatki przy założeniu takich samych warunków brzegowych w każdym badanym przypadku [32,43].

Coraz śmieiej w praktyce inżynierskiej pojawiają się również narzędzia umożliwiające symulowanie przepływu z wykorzystaniem metod bezsiatkowych [55]. Jednakże na obecną chwilę mają one główne zastosowanie tylko w praktyce inżynierskiej, a niekoniecznie w pracach badawczych.

2.2. Nietypowe układy przepływowe turbin

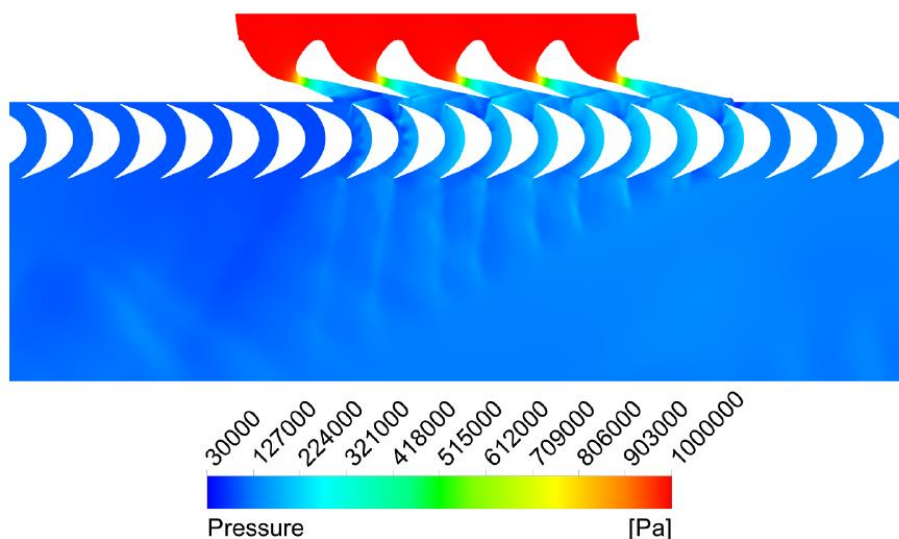
Mówiąc o układzie przepływowym turbiny cieplnej najczęściej mowa jest o domenie, która składa się z pełnego wieńca łopatek stacjonarnych tworzących palisadę dysz i pełnego wieńca łopatek wirnikowych tworzących palisadę wirnikową, w odniesieniu do każdego pojedynczego stopnia ciśnieniowego. Przewidziany dla danego stopnia ciśnieniowego spadek entalpii realizowany jest podczas przepływu przez pojedynczą parę wieńca dyszowego i wirnikowego. Cały możliwy do wykonania proces odbioru energii gazu realizowany jest w jednym wieńcu wirnikowym, a energia kinetyczna na wylocie z tego wieńca traktowana jest jako strata lub może być wykorzystana w następnym stopniu ciśnieniowym, w przypadku turbin wielostopniowych. Taki klasyczny stopień turbinowy nazywany jest stopniem o pełnym łuku zasilania, gdyż cała powierzchnia pierścieniowa wieńca stacjonarnego jest zasilana

i napędza wieniec łopatek wirnikowych również z wykorzystaniem pełnej powierzchni pierścieniowej wieńca wirnikowego.

W następnych podrozdziałach opisano przypadki stopni turbinowych, które charakteryzują się specyficznymi zabiegami, które wyróżniają je na tle klasycznego projektu układu przepływowego.

2.2.1. Częściowe zasilanie stopnia turbinowego

Pierwszym przykładem nietypowego układu przepływowego jest stopień częściowo zasilany. Zabieg ten polega na wykonaniu kanałów dyszowych tylko na określonej części pełnego wieńca, a reszta łuku pozostaje zaślepiona. Aktywny fragment wieńca nazywa się łukiem zasilania. Na Rys. 2-1 przedstawiono przykład rozkładu ciśnienia statycznego w pojedynczym stopniu częściowo zasilanym w jednym sektorze dysz zbieżno-rozbieżnych – rysunek ten obrazuje ideę działania opisywanego zabiegu.



Rys. 2-1 Przykład częściowo zasilanego osiowego stopnia turbiny ORC z wykorzystaniem jednego sektora dysz zbieżno-rozbieżnych – widok rozwinięty („blade-to-blade”) [56].

Podstawową przyczyną stosowania tego zabiegu jest chęć redukcji strat brzegowych oraz strat przecieku nadłopatkowego poprzez zwiększenie wysokości łopatki przy danym strumieniu przepływu gazu, co (na przykładzie łopatki stacjonarnej) wynika z równania (2.1):

$$l = \frac{\dot{m} * v_1}{\pi * \mu_1 * D_{sr} * c_1 * \sin\alpha_1 * \varepsilon} \quad (2.1)$$

Wszystkie symbole użyte w powyższym równaniu oraz w pozostałych równaniach w dalszej części pracy zostały opisane w wykazie oznaczeń umieszczonym na początku niniejszej pracy. Ze względu na rozbudowaną postać równań w pracy autor w większości przypadków zrezygnował z objaśniania symboli bezpośrednio pod równaniem i zwraca się z prośbą do Czytelnika o odwoływanie się do wspomnianego spisu.

Większa wysokość bezwzględna oraz względna łopatki ma wpływ na zmniejszenie strat związanych z przepływami wtórnymi i pozałopatkowymi oraz ma wpływ na prostotę technologii wykonania maszyny.

Niestety stosowanie zabiegu częściowego zasilania obarczone jest dodatkowymi stratami pozaobwodowymi, które nazywane są stratami częściowego zasilania [15,39,57]. Na straty te wpływa kilka składowych, z czego w ogólnej postaci można podzielić je na dwie grupy: straty stacjonarne i niestacjonarne. Zapisane to zostało w postaci równania (2.2) wyrażającego współczynnik strat częściowego zasilania jako superpozycję współczynnika strat stacjonarnych i niestacjonarnych:

$$\zeta_{PA} = \zeta' + \zeta'' \quad (2.2)$$

Do stacjonarnych strat częściowego zasilania zaliczają się straty pompowania/wentylacji niezasilanej części wieńca łopatek wirnikowych. Mechanizm ich powstawania jest dosyć prosty i wiąże się z faktem, że poza łukami zasilania płyn zamykany jest w zamkniętym kanale międzyłopatkowym, nie oddaje on energii do wieńca wirnikowego, a wręcz przeciwnie pobiera ją (oraz dyssypuje) na transportowanie objętości płynu w ruchu obrotowym – stąd analogia do wentylacji i pracy wentylatora. Wielkość strat związana z tym mechanizmem nie jest funkcją czasu. Jeden ze znanych modeli analitycznych opisujących współczynnik strat wentylacji przedstawiono poniżej na równaniu z [15]:

$$\zeta' = \frac{K_v * (1 - \varepsilon) * D * l_w * u^3 * \rho}{\dot{m} * H_s} \quad (2.3)$$

Na straty niestacjonarne składają się tzw. straty sektorowe, a więc takie których mechanizm powstawania związany jest z faktem istnienia izolowanego sektora zasilania łopatek, bądź kilku sektorów postępujących po sobie oddzielonych strefami nieaktywnymi. Straty sektorowe są ściśle związane ze zjawiskami, które zachodzą w kanale przepływowym bezpośrednio na wejściu do łuku zasilania, jak i bezpośrednio po wyjściu z niego. Uniwersalny model analityczny opisujący sumarycznie straty sektorowe przedstawiono na poniższym równaniu z [58]:

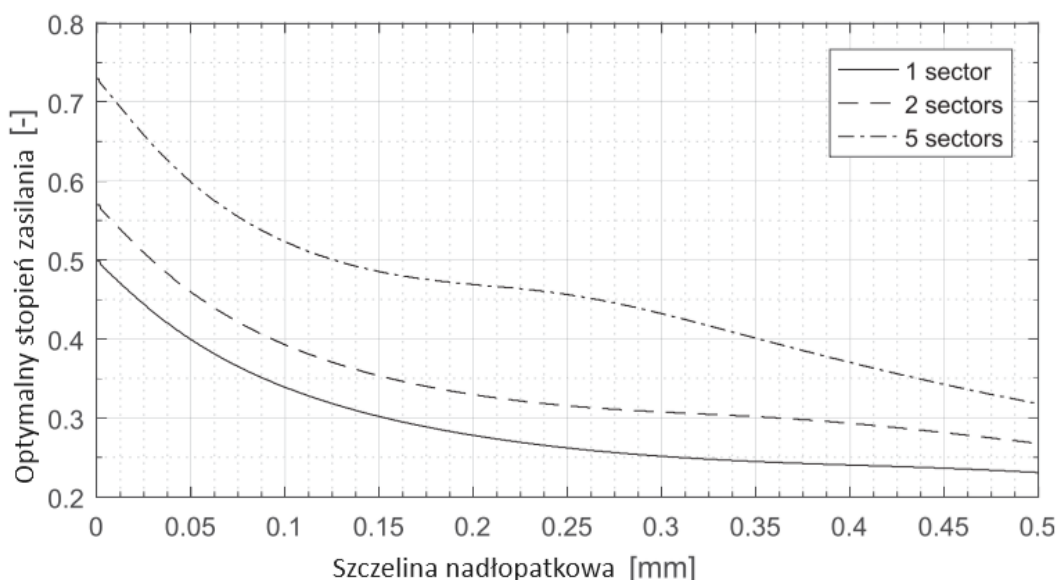
$$\zeta'' = a_v * \frac{B_w * l_w}{A_1} * \frac{u}{c_s} * \eta_u * (n - 1) \quad (2.4)$$

Mechanizm strat na wejściu do łuku zasilania związany jest bezpośrednio z faktem, że zamknięta w kanale międzyłopatkowym objętość gazu będącego w stagnacji wprowadzana jest w łuk zasilania, a następnie przyspieszana przez strugę z dyszy sektora. Energia konsumowana na rozpędzenie gazu jest traktowana jako strata. Z kolei mechanizm strat na wyjściu z łuku zasilania związany jest z ekspansją gazu we wszystkich kierunkach zamkniętego kanału międzyłopatkowego. Łopatki są hamowane, a energia kinetyczna płynu ulega częściowej dyssypacji. Modele analityczne opisujące w sposób

separująco obie składowe strat sektorowych dla stopnia osiowego przedstawiono w [59].

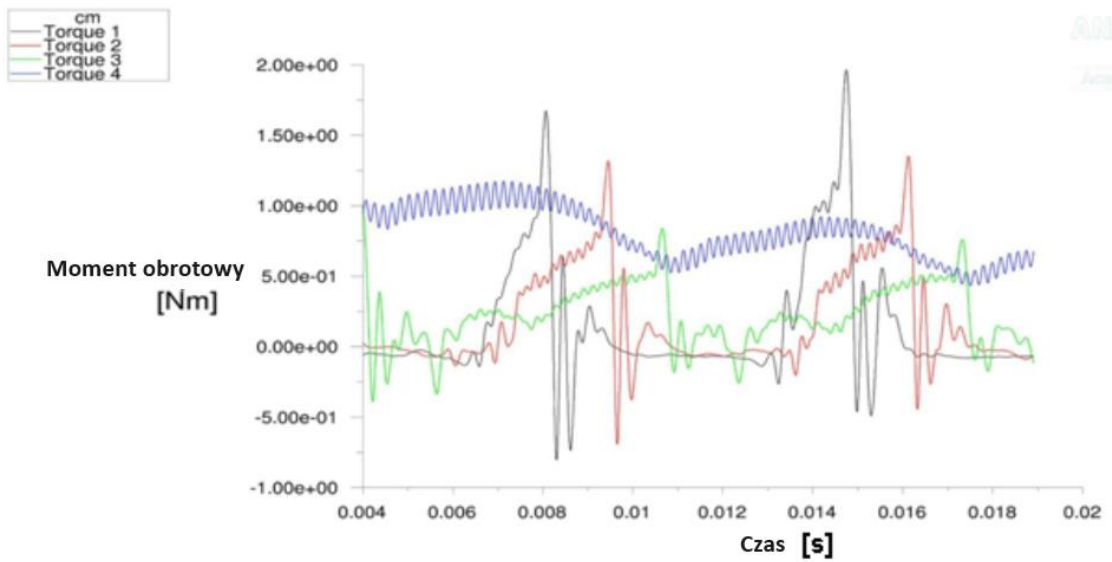
W literaturze dostępne jest wiele badań poświęconych zagadnieniu częściowego zasilania [56,57,60,61], które skupiają się w dużej mierze na aspektach niestacjonarności przepływu, wspomnianych wcześniej stratach związanych z częściowym zasilaniem oraz nietypowych obciążeniach łopatek i układu wirującego siłami periodycznymi i drganiach indukowanych w ten sposób.

W [56] autorzy skupiają się nad problemem doboru optymalnego łuku zasilania w turbinie ORC. Opracowane zostały modele uzależniające sprawność stopnia badanej częściowo zasilanej turbiny od wielkości geometrycznych łopatki i szczeliny nadłopatkowej oraz prędkości obrotowej. Autorzy we wnioskach sugerują, że wraz ze wzrostem szczeliny nadłopatkowej optymalny łuk zasilania staje się mniejszy, a wraz ze wzrostem ilości sektorów zasilania optymalny łuk zasilania staje się większy, co zobrazowano na Rys. 2-2.

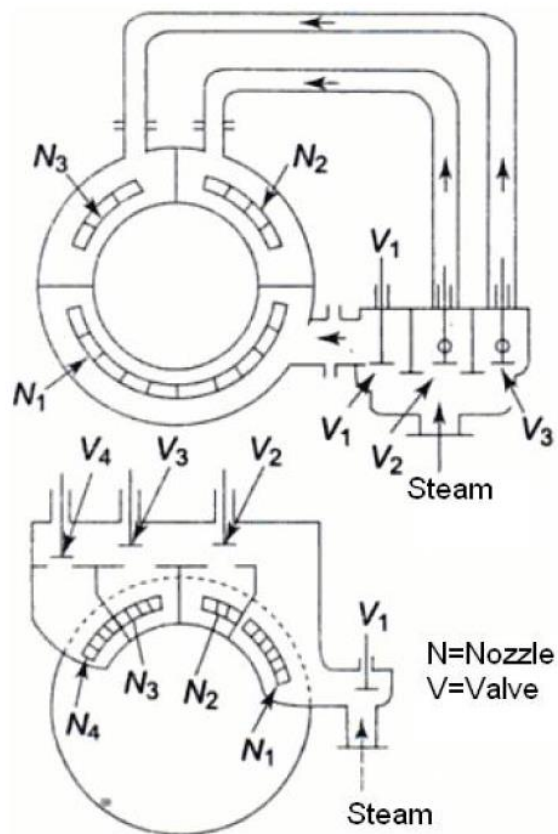


Rys. 2-2 Wpływ wielkości szczeliny nadłopatkowej i ilości sektorów zasilania na optymalny stopień zasilania badanej turbiny ORC [56].

W [60] autorzy dokonali analizy numerycznej czterostopniowej częściowo zasilanej turbiny ORC. W pracy tej autorzy wyznaczyli wartości parametrów pracy poszczególnych stopni oraz zobrazowali przebieg momentu obrotowego oddziaływującego na łopatkę poszczególnych stopni w dziedzinie czasu. Wykres ten przedstawiono na Rys. 2-3. Autorzy podkreślają fenomen silnej niestacjonarności przepływu w częściowo zasilanej turbinie oraz wskazują na dużą zmienność obciążeń łopatki w trakcie obrotu, szczególnie w pierwszych trzech stopniach. Obciążenie łopatki wyraźnie rośnie do wartości szczytowej - znacznie większej niżeli w środku łuku zasilania - w momencie przekroczenia geometrycznego końca łuku zasilania, co może prowadzić do uszkodzenia wirnika w wyniku zmęczenia wysokocyklowego.



Rys. 2-3 Przebieg momentu obrotowego działającego na pojedynczą łopatkę kontrolną w poszczególnych stopniach turbiny ORC zobrazony w dziedzinie czasu [60].



Rys. 2-4 Schemat ideowy działania stopnia regulacyjnego we współpracy ze skrzynią zaworową [61]

Częściowe zasilanie znalazło również szerokie zastosowanie w stopniach regulacyjnych w wielostopniowych turbinach dużej mocy (lecz nie tylko) [15,62–64]. Stopień taki podzielony jest na kilka sektorów częściowego zasilania, gdzie każdy z sektorów zasilany jest przez oddzielny zawór w skrzyni dyszowej. W zależności od obciążenia maszyny można włączać do ruchu lub wyłączać z ruchu poszczególne sektory kolejno zwiększając lub zmniejszając przelotność układu przepływowego, co umożliwia zmniejszenie generowanej mocy bez zmiany optymalnych parametrów czynnika na zasilaniu maszyny. Schemat działania stopnia regulacyjnego przedstawiono na Rys. 2-4.

W literaturze dostępne są badania częściowo zasilanych stopni turbinowych o przepływie: osiowym, promieniowym oraz mieszanym [59,65,66].

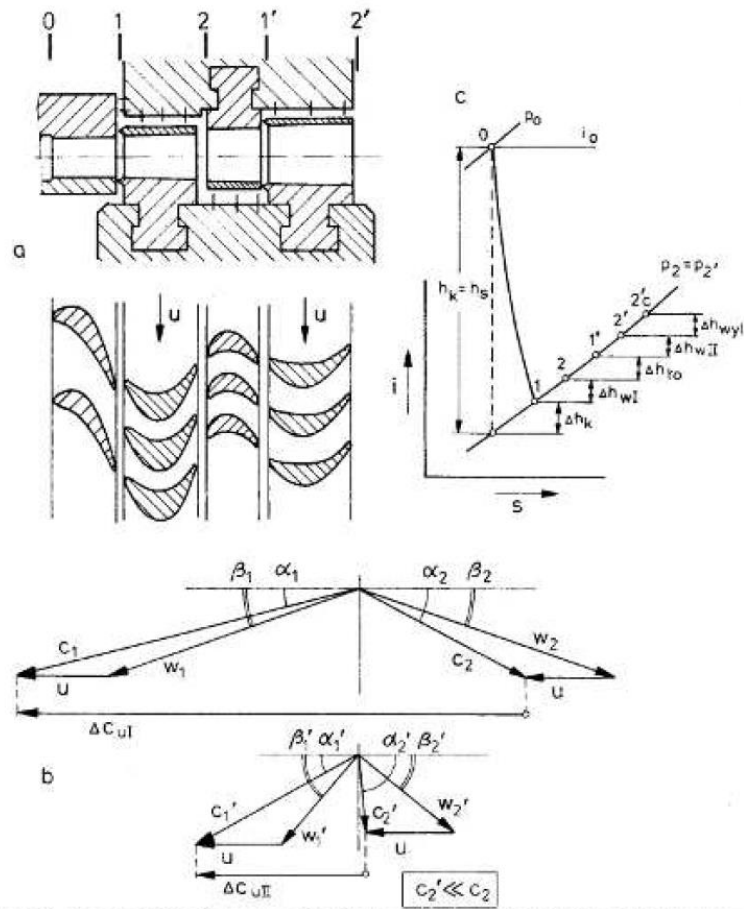
2.2.2. Stopniowanie prędkości

Kolejnym przykładem nietypowego zabiegu wykorzystywanego w projektowaniu układu przepływowego pojedynczego stopnia ciśnieniowego jest tzw. stopniowanie prędkości. Zabieg ten polega na podziale jednego stopnia ciśnieniowego na określoną liczbę stopni prędkości. Pierwszy stopień prędkości i zarówno początek stopnia ciśnieniowego stanowi wieniec dyszowy, w którym przeprowadza się niemal całkowity założony spadek entalpii (stopień jest niemal czysto akcyjny). Następnie część energii kinetycznej zamieniana jest na pracę w pierwszym wieńcu łopatek wirnikowych. Gaz o dużej energii kinetycznej (dużej stracie wylotowej z pierwszego stopnia prędkości) trafia na stacjonarne łopatki odwracające kierunek przepływu i kierujące gaz do kolejnego wieńca wirnikowego, gdzie możliwie duża część straty wylotowej jest odzyskiwana [2,15]. Stacjonarne łopatki odwracające oraz drugi wieniec wirnikowy stanowią drugi stopień prędkości. Teoretycznie liczba stopni prędkości może być większa niż 2, ale w praktyce jest to rzadko stosowane. Trójkąty wektorów prędkości oraz wykres entalpowy oddający charakter pracy stopnia turbinowego ze stopniowaniem prędkości przedstawiono na Rys. 2-5. Celem takiego zabiegu jest projektowanie stopnia ciśnieniowego z dużo mniejszym projektowym wskaźnikiem prędkości niżeli byłby on optymalny w klasycznym stopniu. Wskaźnik prędkości opisany jest następującym równaniem, gdzie u jest prędkością obwodową łopatki, a c_s prędkością izentropową (teoretyczną) dostępną do wykorzystania w przypadku realizacji procesu ekspansji bez strat:

$$c_v = \frac{u}{c_s} \quad (2.5)$$

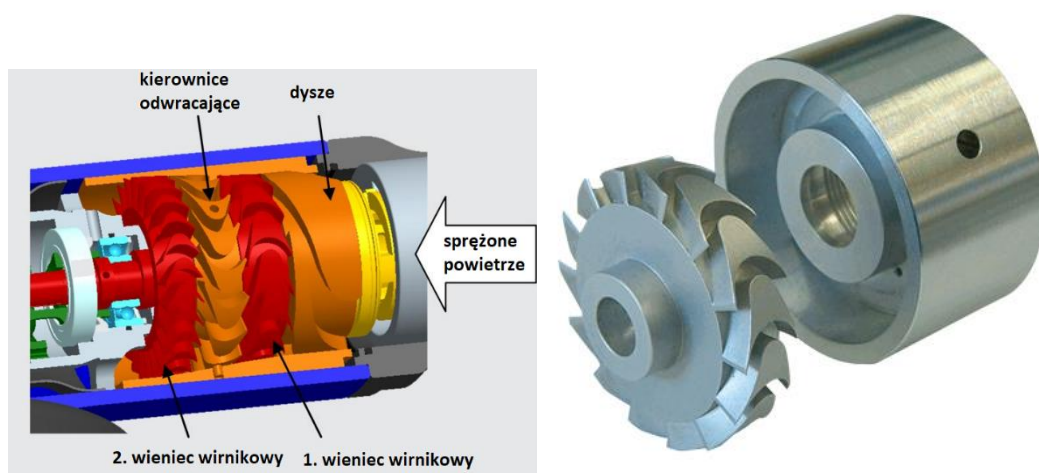
Wykorzystanie mniejszego projektowego wskaźnika prędkości umożliwia zrealizowanie założonego spadku entalpii przy mniejszej średnicy stopnia, bądź przy mniejszej prędkości obrotowej – w obu przypadkach zmniejsza to koszty maszyny i ułatwia proces projektowania konstrukcji. Zastosowanie niższego wskaźnika prędkości przekłada się na większą stratę wylotową stąd opisany powyżej zabieg odzyskiwania jej w kolejnym wieńcu wirnikowym niepoprzedzonym przyrządem ekspansyjnym. Finalnie otrzymuje

się stopień charakteryzujący się atutami związanymi z niskim wskaźnikiem prędkości, które opisano powyżej, który jednocześnie pracuje z zadowalającą sprawnością (choć mimo wszystko niższą niż w klasycznym stopniu ciśnieniowym).



Rys. 2-5 Schemat ideowy stopnia Curtisa wykorzystującego zabieg stopniowania prędkości. Na rysunku przedstawiono oddzielnie trójkąty wektorów prędkości pierwszego stopnia prędkości oraz drugiego stopnia prędkości [15]

Rozwiązaniem konstrukcyjnym szeroko znanym w inżynierii wykorzystujący opisany zabieg jest wspomniany wcześniej tzw. stopień Curtisa [67]. Jest to akcyjny stopień typu osiowego o budowie tarczowej, w którym oba wieńce łopatek wirnikowych będących częścią pojedynczego stopnia ciśnieniowego osadzone są na wspólnej tarczy wirnikowej (patrz Rys. 2-5). Znalazł on zastosowanie szczególnie w stopniach regulacyjnych z częściowym zasilaniem (został wspomniany w poprzednim podrozdziale), ale również w napędach mobilnych, jak np. napęd narzędzi pneumatycznych [28], gdzie mniejsze gabaryty zwiększają komfort użytkownika narzędzi lub w napędach szczytowych, gdzie ilość zajmowanego miejsca i duża gęstość mocy mają większe znaczenie niżeli sprawność realizowanego procesu. Przykład zastosowania w skali mikro jako ekspander sprężonego powietrza do napędu narzędzi produkcji firmy DEPRAG przedstawiono na Rys. 2-6. Współcześnie znajduje również zastosowanie w energetyce rozproszonej np. do odzysku ciepła odpadowego [68].



Rys. 2-6 Stopień Curtisa użyty w mikroekspanderze sprężonego powietrza do napędu narzędzi pneumatycznych – produkcja firmy DEPRAG. [28]

W odniesieniu do osiowego stopnia Curtisa znane są również analogiczne rozwiązania o przepływie promieniowym [16]. W artykule [69] przedstawiono również koncepcję stopnia promieniowo-osiowego z częściowym zasilaniem, w którym sektor dysz, wieniec wirnikowy pierwszego stopnia prędkości oraz łopatki odwracające znajdują się w części promieniowej, a drugi wieniec łopatek jest promieniowo-osiowy.

Istnieje również odrębna grupa rozwiązań konstrukcyjnych, która wykorzystuje zabieg stopniowania prędkości, ale w porównaniu do bazowej idei rozwiązania i w porównaniu do znanego stopnia Curtisa, zabieg ten realizowany jest z wykorzystaniem pojedynczego wieńca wirnikowego. Idea ta jest inherentna z wykorzystaniem częściowego zasilania. Rozwiązanie to umożliwia wyprodukowanie jeszcze bardziej kompaktowej konstrukcji o dużej gęstości mocy niżeli ma to miejsce w stopniu Curtisa. Ten typ stopnia turbinowego wykorzystującego zabieg stopniowania prędkości jest głównym przedmiotem badań niniejszej dysertacji. Stan wiedzy dotyczący tego rozwiązania został dokładniej opisany w kolejnym podrozdziale.

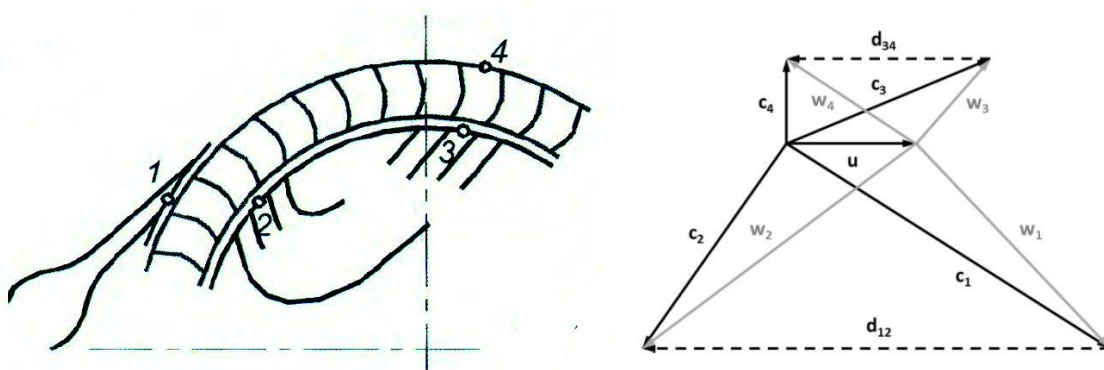
2.3. Stopniowanie prędkości w jednym wieńcu wirnikowym

Idea zrealizowania zabiegu podziału stopnia ciśnieniowego na kilka stopni prędkości, ale z wykorzystaniem jednego wieńca wirnikowego u swych podstaw nie różni się niczym od rozwiązania klasycznego. Różnica polega na tym, poza oczywiście zmniejszeniem ilości wieńców łopatkowych do jednego, że zamiast kanałów odwracających kierunek przepływu rozprężonego gazu, zastosowano kanał nawrotny zaaranżowany w korpusie maszyny, który zmienia kierunek przepływu i nawraca rozprężony gaz, który opuścił pierwszy stopień prędkości ponownie na ten sam wieniec łopatkowy. Fakt, że ten sam wieniec łopatek pracuje we wszystkich stopniach prędkości

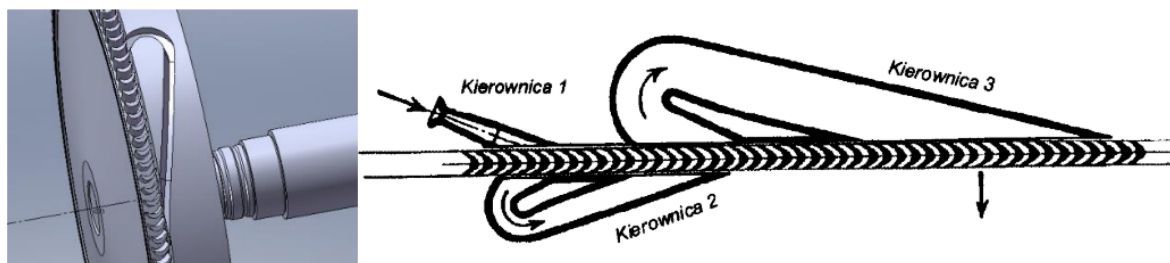
powoduje, że oczywistym jest, że stopień taki jest częściowo zasilany, a każdy stopień prędkości pracuje w oddzielnym sektorze.

Zaletą takiego rozwiązania, poza zmniejszeniem gabarytów stopnia (mniejsza ilość wieńców łopatek wirnikowych), jest zmniejszenie strat wentylacji poprzez zmniejszenie łuku wieńca łopatkowego niebiorącego udziału w aktywnej pracy, w porównaniu do częściowo zasilanego stopnia Curtisa.

Opisywany sposób aranżacji stopnia przepływowego może być wykonany w postaci promieniowej (Rys. 2-7), gdzie przepływ jest dośrodkowo-odśrodkowy lub osiowej (Rys. 2-8).



Rys. 2-7 Schemat ideowy promieniowego układu przepływowego ze stopniowaniem prędkości w jednym wieńcu wirnikowym. Na rysunku przedstawiono również kinematykę stopnia tego typu. [2]



Rys. 2-8 Schemat ideowy osiowego układu przepływowego ze stopniowaniem prędkości w jednym wieńcu wirnikowym. Na rozwinięciu wieńca łopatek po prawej stronie widoczny zabieg wykorzystania 3 stopni prędkości w pojedynczym wieńcu. [16]

Na wspomnianym Rys. 2-8, który przedstawia osiową aranżację przepływu w omawianym typie stopnia turbinowego przedstawiono układ przepływowy, w którym stopień ciśnieniowy został podzielony na trzy stopnie prędkości. W aranżacji promieniowej taki zabieg również jest możliwy, jednakże w obu przypadkach korzyść płynąca z dołożenia kolejnych stopni prędkości staje się coraz mniejsza, a jednocześnie konstrukcja staje się przez to mniej kompaktowa.

2.3.1. Historia rozwiązania

Historycznie rozwiązanie wykorzystujące stopniowanie prędkości w jednym wieńcu wirnikowym jest znane od wielu lat. Na początku XX w. konstrukcja w takiej aranżacji przepływu została opatentowana przez niemieckiego inżyniera Otto Kolb'a [70]. Przekrój przez promieniowy układ przepływowy z [70] przedstawiono na Rys. 2-9. W przywołanym zastrzeżeniu patentowym przedstawiono aranżację czterech stopni prędkości w jednym wieńcu wirnikowym.

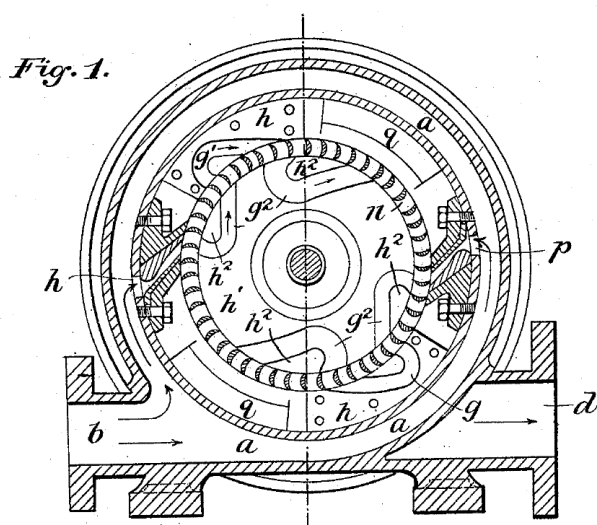
W 1908 w [14] opublikowane zostały rezultaty badań trzech różnych wielkości promieniowych turbin parowych ze stopniowaniem prędkości w jednym wieńcu wirnikowym. Jeden z wielu rezultatów badań w postaci charakterystyki mocy turbiny przedstawiono na Rys. 2-10. Badane trzy wielkości turbiny charakteryzowały się zbadaną mocą szczytową na poziomie kolejno: 16,5 kW, 202 kW oraz 255 kW, a sprawność którą osiągały przy zarejestrowanych mocach szczytowych wynosiła kolejno: 29%, 48,5% oraz 51%.

No. 842,211.

PATENTED JAN. 29, 1907.

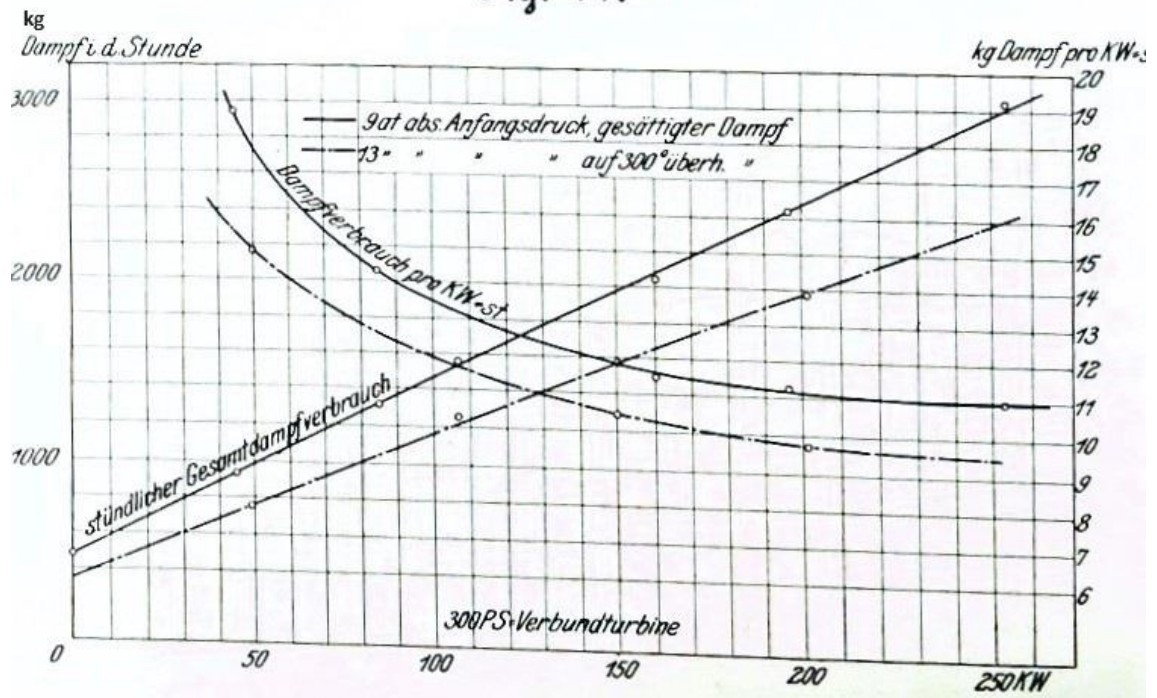
O. KOLB.
ELASTIC FLUID TURBINE.
APPLICATION FILED MAR. 2, 1904.

4 SHEETS—SHEET 1.

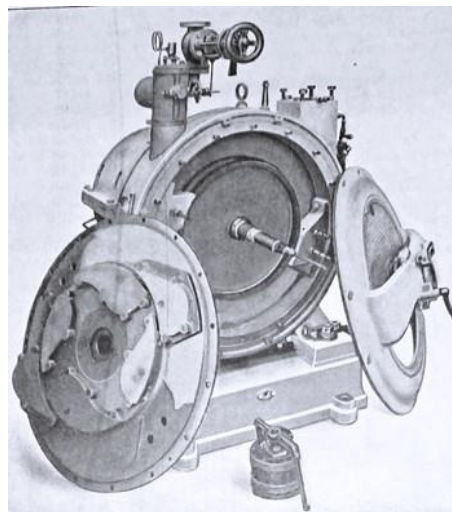


Rys. 2-9 Przekrój przez promieniową turbinę ze stopniowaniem prędkości w jednym wieńcu wirnikowym z zastrzeżenia patentowego autorstwa Kolb'a [70].

Fig. 11.



Rys. 2-10 Charakterystyka zbadanej w [14] turbiny parowej o typie konstrukcyjnym wg patentu Kolb'a – zdjęcie z archiwum PG. Oś rzędnych po lewej przedstawia strumień pary, po prawej strumień pary odniesiony do generowanej mocy, oś odciętych przedstawia generowaną moc.



Rys. 2-11 Konstrukcja turbiny parowej oparta o patent Kolb'a [14] – zdjęcie z archiwum PG.

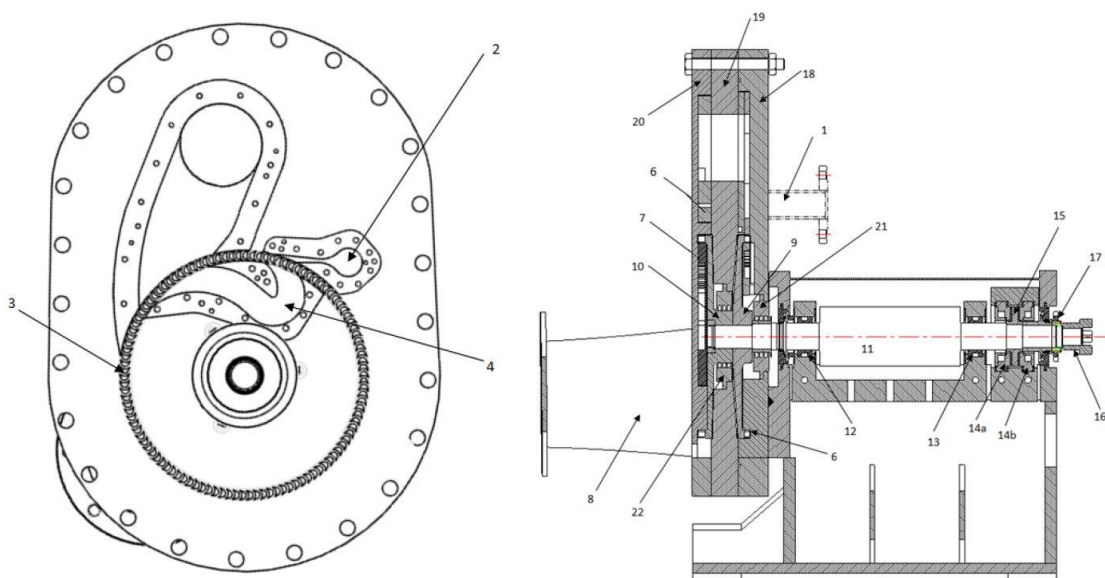
We wspomnianym źródle można znaleźć informacje, że komercyjnie turbina tego typu znalazła zastosowanie do napędu lokomotyw. Konstrukcja jednej z badanych turbin została przedstawiona na Rys. 2-11. Wspomniany artykuł nazywa badane rozwiązanie wg patentu Kolb'a turbiną Elektra. W literaturze można znaleźć również rozważania dotyczące zastosowania omawianego układu przepływowego do inżynierii kosmicznej [71,72].

W polskiej literaturze najwcześniejsze odwołania znajdują się w [73,74]. W [2] można znaleźć wzmiankę, że turbina takiego samego typu o promieniowej aranżacji przepływu była wykorzystywana do pomocniczego zasilania prądnic w elektrowozach, a w aranżacji osiowej na statkach budowanych w stoczni Schichau, gdzie służyły jako napęd pomocniczy.

2.3.2. Badania współczesne

Opisane powyżej badania są historyczne, przeprowadzone z wykorzystaniem dostępnych w tamtym momencie metod badawczych i bez dostępu do narzędzi umożliwiających wspomaganie symulacjami komputerowymi. Analizując współcześnie sprawność osiąganą szczególnie przez turbinę najniższej mocy z [14] można bez problemu dojść do wniosku, że potencjał do poprawy był znaczny, a więc współczesne analizy badawcze nad tego rodzaju stopniem turbinowym mogą przynieść wymierne korzyści.

Jednakże ilość współczesnych badań jest znikoma. Autorowi niniejszej pracy znane są dwa ośrodki, które podjęły się poważnych prac nad badaniami opisywanego stopnia turbinowego, który charakteryzuje się stopniowaniem prędkości w jednym wieńcu wirnikowym. Oba ośrodki skupiły się na badaniach układu przepływowego z promieniowym kierunkiem przepływu. Warto do odnotowania w kontekście niniejszej pracy jest to, że prace obu zespołów miały charakter zdecydowanie bardziej wdrożeniowy, nastawiony na inżynierskie zastosowanie, a nie poświęcały większej uwagi fenomenom podstawowym, które obserwuje się w bardzo skomplikowanym przepływie w omawianym stopniu.



Rys. 2-12 Konstrukcja opracowanej turbiny parowej małej mocy wykorzystującej zabieg stopniowania prędkości w pojedynczym wieńcu wirnikowym [75].

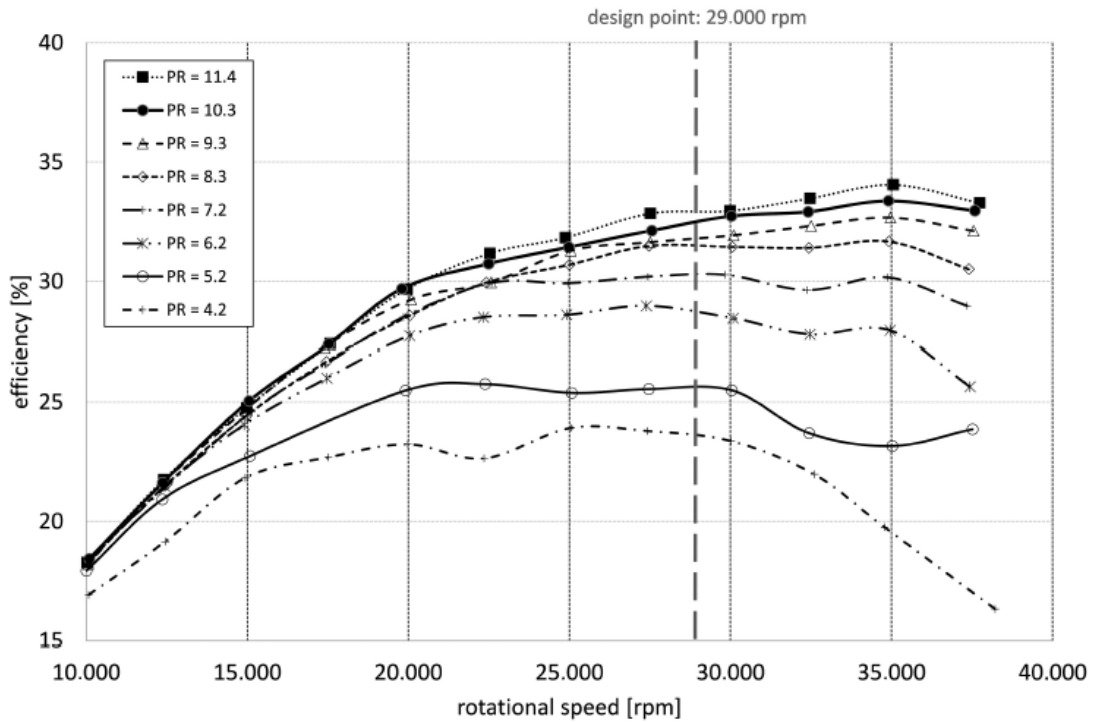
Chronologicznie pierwszym ośrodkiem badawczym jest Instytut Maszyn Przepływowych w Łodzi, a prace badawcze prowadzone były pod kierownictwem

prof. Kryłłowicza. W [75] opisana została metodyka projektowania turbiny parowej o mocy 42 kW przeznaczonej do pracy w instalacji stacjonarnej silnika spalinowego zasilanego biogazem. Opracowana w ramach tych prac konstrukcja została przedstawiona na Rys. 2-12.

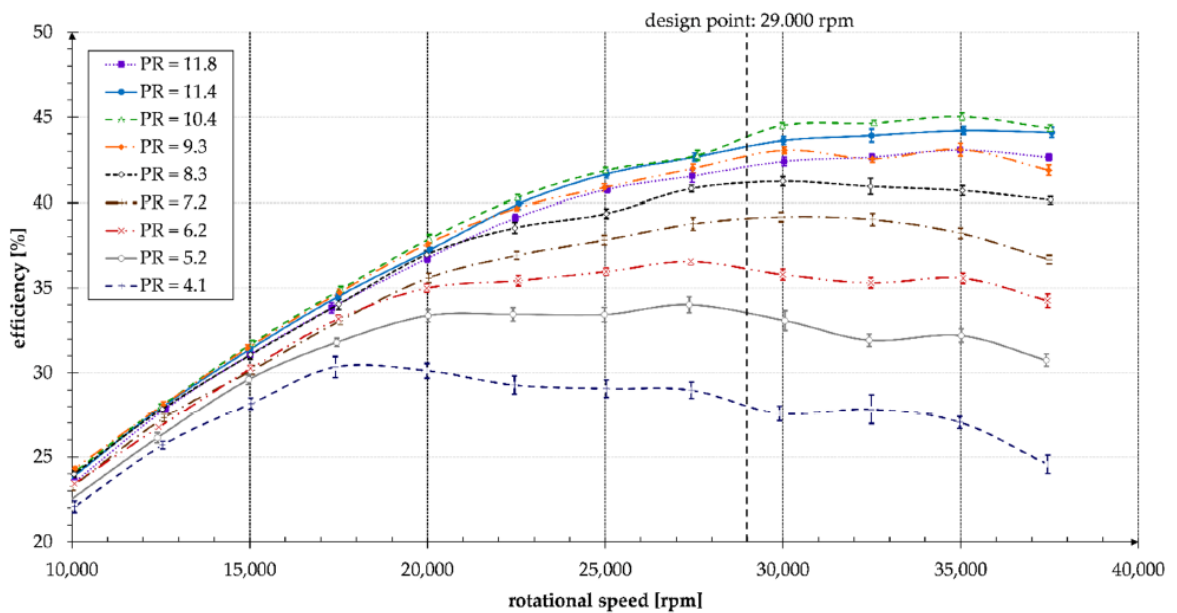
Kolejnym ośrodkiem skupiającym prace nad turbiną o promieniowym przepływie i stopniowaniu prędkości w jednym wieńcu wirnikowym jest Ostbayerische Technische Hochschule Amberg-Weiden. Prace kierowane są przez prof. Andreasa Weißa.

W 2021 roku turbina typu Elektra o mocy nominalnej 5 kW została zbadana przez wspomniany ośrodek. Wyniki zostały przedstawione w [76]. Autorzy wskazują dużą rozbieżność między modelem 1D a eksperymentem. W przywołanej pracy przedstawione są również wyniki analiz numerycznych badanego prototypu z wykorzystaniem modelu 3D z warunkiem periodyczności. Symulacje prowadzone były w reżimie stacjonarnym oraz kontrolnie w reżimie niestacjonarnym, każdorazowo ograniczając się do nominalnego punktu pracy maszyny. Autorzy odnotowali zjawisko przecieku między sektorami w nominalnym punkcie pracy, jednakże nie poświęcono większej uwagi charakterystycznym stratom częściowego zasilania, których mechanizmy powstawania w przypadku maszyny tego typu są swoiste. Autorzy skupiają się na wykreśleniu eksperymentalnych charakterystyk pracy maszyny i porównaniu ich z charakterystykami wyznaczonymi analitycznie. Osiągnięta eksperymentalnie sprawność w nominalnym punkcie pracy wynosi ~33%. Autorzy wskazują możliwość zastosowania omawianego rozwiązania w energetyce rozproszonej. Wykreślone eksperymentalnie charakterystyki przedstawiono na Rys. 2-13

W 2022 roku kolejna wersja turbiny typu Elektra o takiej samej nominalnej mocy jak poprzednia została zbadana w [77]. Autorzy przy opracowywaniu nowej wersji geometrii układu przepływowego skupili się na zmianie geometrii kanału nawrotnego w celu minimalizacji spiętrzenia ciśnienia przez ten kanał, a w konsekwencji zmniejszenia różnicy ciśnień między stopniami prędkości i redukcji przecieku między nimi. Drugą znaczną zmianą było zmniejszenie szerokości kanału na wylocie z dyszy również w celu minimalizacji przecieku międzysektorowego. Wyniki symulacji pokazują, że udało się znacznie zmniejszyć przeciek między stopniami, którego wartość była bliska 0, należy jednak odnotować fakt wykorzystania w projekcie stosunkowo dużego kąta wylotowego z dyszy, co przyczynia się do ograniczenia bezpośredniego wprowadzania strumienia do szczeliny promieniowej, ale ma potencjalnie niekorzystny wpływ na wykorzystanie potencjału energii kinetycznej opuszczającej dyszę. Badania eksperymentalne wskazały wzrost sprawności w porównaniu do poprzedniej wersji prototypu. Na Rys. 2-14 przedstawiono wykreślone eksperymentalnie charakterystyki. Maksymalna zarejestrowana sprawność maszyny wynosi ~45%. Widać znaczny wpływ (negatywny) zmiany obciążenia maszyny na sprawność izentropową.



Rys. 2-13 Wyniki badań eksperymentalnych z [76] prototypowej turbiny na sprężone powietrze o mocy nominalnej 5 kW wykorzystującej zabieg stopniowania prędkości w pojedynczym wieńcu wirnikowym.



Rys. 2-14 Wyniki badań eksperymentalnych z [77] zmodyfikowanej prototypowej turbiny na sprężone powietrze o mocy nominalnej 5 kW wykorzystującej zabieg stopniowania prędkości w pojedynczym wieńcu wirnikowym.

W [78] wykonano analizy numeryczne (stacjonarne i niestacjonarne) kolejnej wersji geometrii układu przepływowego z wykorzystaniem modelu 3D z warunkiem periodyczności. Analiza przeprowadzona jest, tak jak w poprzednich pracach, w nominalnym punkcie pracy. Autorzy skupiają się na opisie zjawisk różnych form przecieków w całej geometrii układu wskazując potencjał do optymalizacji.

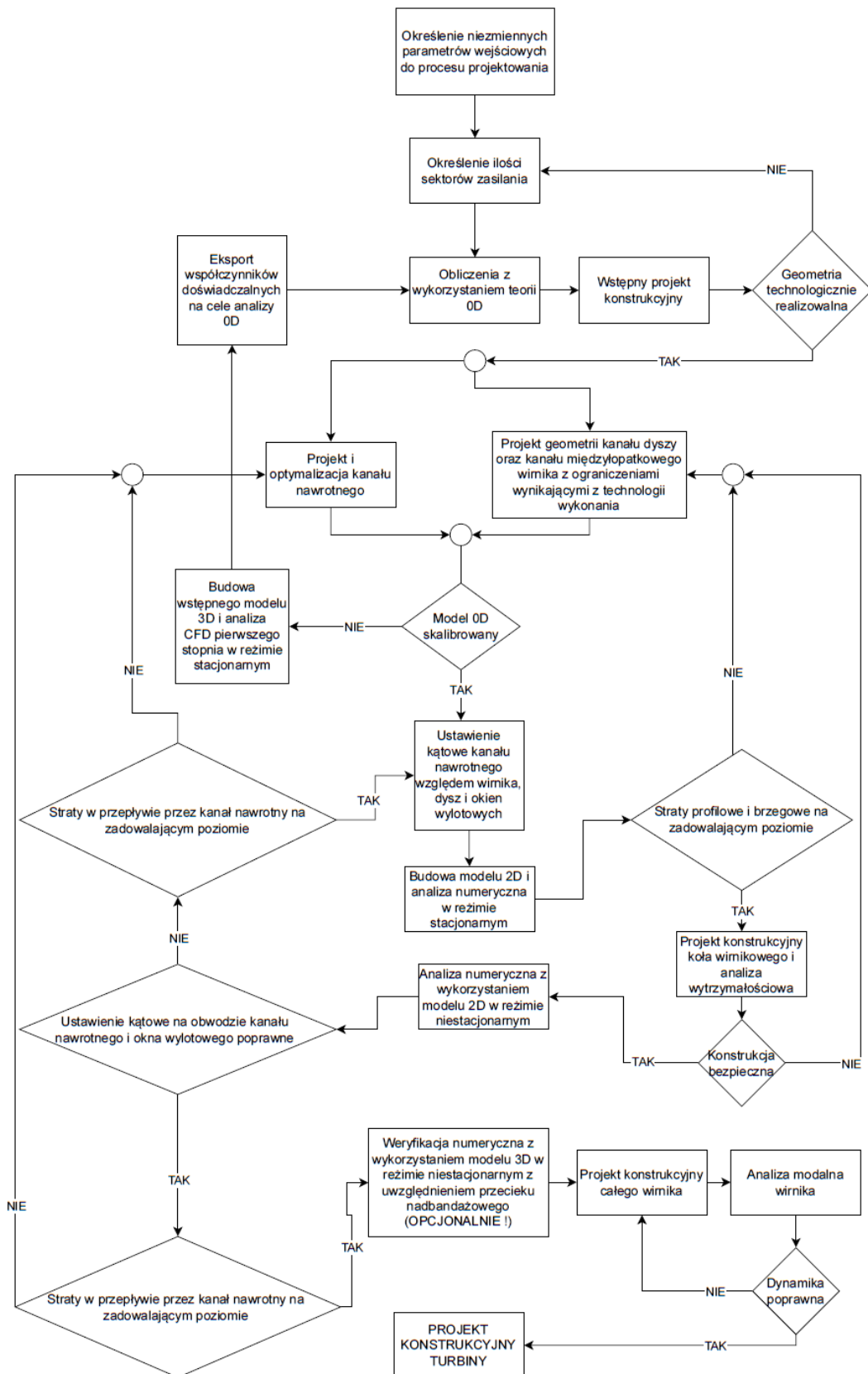
3. Obiekt badań - prototypowa turbina 5 kW

3.1. Projekt i budowa prototypowej turbiny z dwoma stopniami prędkości realizowanymi w jednym wieńcu wirnikowym – obiekt badań

Podstawowym elementem niezbędnym do zrealizowania planu badań jest obiekt badań. W przypadku niniejszej rozprawy jest to turbina odznaczająca się wspomnianym wcześniej charakterystycznym układem przepływowym, w którym realizowane jest stopniowanie prędkości w pojedynczym wieńcu łopatek wirnikowych.

Projektowana turbina jest maszyną promieniową o przepływie dośrodkowo-odśrodkowym z dwoma stopniami prędkości realizowanymi w ramach jednego stopnia ciśnieniowego. Ekspander charakteryzuje się częściowym zasilaniem przez 3 niezależnie pracujące sektory dyszowe. Wybór liczby sektorów zasilania podyktowany był maksymalizacją gęstości mocy maszyny, a 3 sektory zostały określone jako maksymalna liczba, która była technicznie do zrealizowania w obranych gabarytach turbiny. Wniosek ten powstawał w trakcie równoległych do obliczeń ciepło-przepływowych (wstępnych) prac konstrukcyjnych, które zostały opisane w dalszej części niniejszej rozprawy.

Proces projektowania turbiny jest złożony i nieliniowy. Na Rys. 3-1 zobrazowano algorytm procesu projektowania turbiny będącej obiektem badań.



Rys. 3-1 Algorytm procesu projektowania turbiny z częściowym zasilaniem i stopniowaniem prędkości w jednym wieńcu wirnikowym.

3.1.1. Projekt układu przepływowego z wykorzystaniem modelu OD

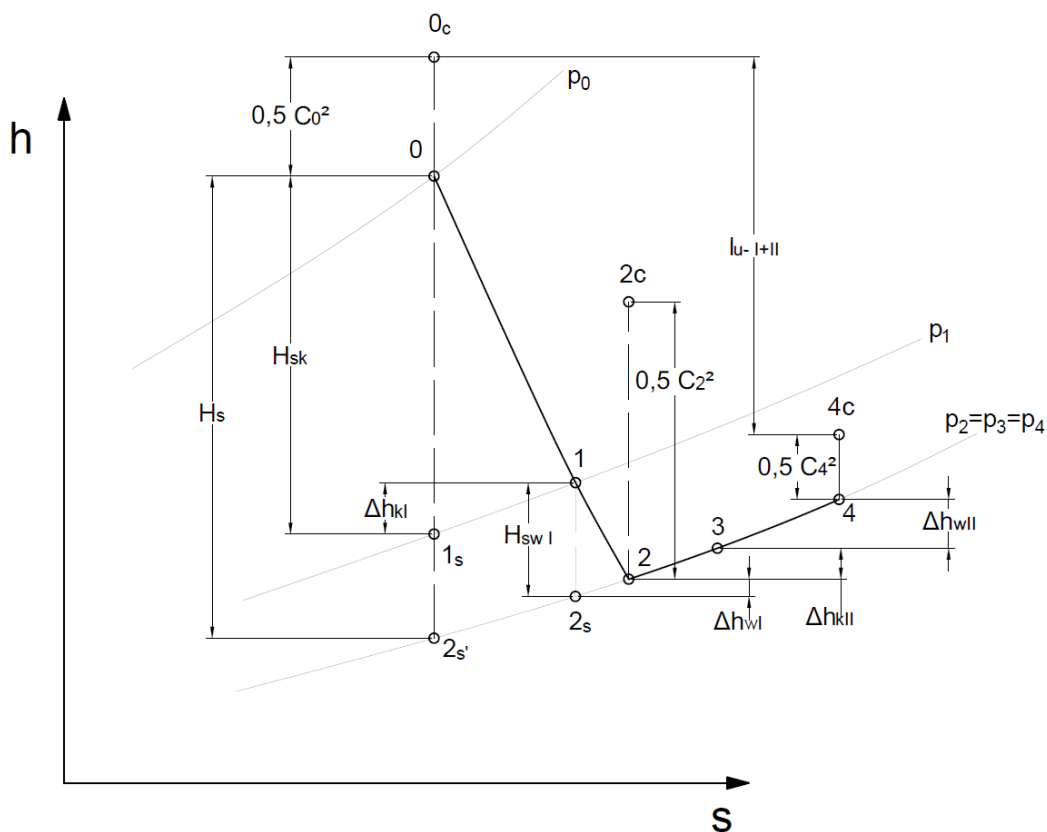
W niniejszym podrozdziale przedstawiona została metodologia wyznaczania podstawowej geometrii układu przepływowego turbiny w oparciu o model obliczeniowy wykorzystujący zero wymiarową teorię stopnia turbinowego. Pierwszym krokiem przy projektowaniu było określenie założeń projektowych będących danymi wejściowymi do opracowanego w środowisku Matlab [79] kodu obliczeniowego. Dane te zestawiono w Tab. 3-1. W tabeli tej dane podzielono na parametry odgórnie narzucone przez dostępną infrastrukturę badawczą oraz na parametry założone w toku projektowania, mające wpływ na takie aspekty jak: sprawność przepływu, wymiary geometryczne stopnia (ograniczone przez dostępną technologię wykonania) oraz generowaną moc.

Tab. 3-1 Założenia projektowe (dane wejściowe) do przepływowego projektu stopnia z wykorzystaniem teorii OD.

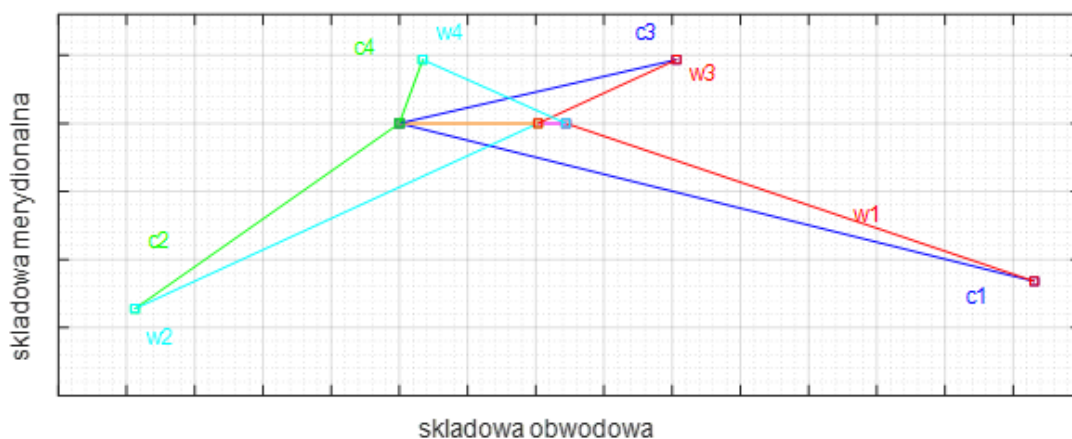
Parametr założony	Jednostka	Wartość
<u>Parametry odgórnie narzucone</u>		
Czynnik roboczy	-	Powietrze
Całkowite ciśnienie zasilania p_0	[bar(a)]	10
Ciśnienie statyczne na wylocie P_4	[bar(a)]	1
Temperatura całkowita na dolocie T_0	[°C]	20
Prędkość obrotowa n	$\left[\frac{obr}{min}\right]$	30000
<u>Parametry założone w toku projektowania</u>		
Liczba sektorów zasilania na obwodzie stopnia n	[-]	3
Strumień masy czynnika w jednym sektorze zasilania \dot{m}	[kg/s]	0,0254
Udział dynamiczny wirnika pierwszego stopnia prędkości ρ_{wI}	[%]	3,5
Absolutny kąt strugi na wylocie z dyszy α_1	[°]	14
Wielkość łuku zasilania pojedynczego sektora w pierwszym stopniu prędkości ε_I	[%]	4
Wskaźnik prędkości $c_v = \frac{u}{c_s}$	[-]	0,23
Prędkość absolutna na wlocie do dyszy c_0	[m/s]	0
Długość osiowa profilu łopatki wirnikowej B_w	[mm]	6

Z punktu widzenia procesu projektowania ważne są również doświadczalne współczynniki prędkości (φ, ψ) oraz wydatku/kontrakcji (μ), które dobierane były iteracyjnie w oparciu o rezultaty otrzymywane ze wstępnych analiz CFD 3D wykonanych do celów kalibracji – etap ten uwzględniono w algorytmie na Rys. 3-1. Współczynniki strat pozaobwodowych, w tym przede wszystkim współczynniki strat częściowego zasilania, nie zostały zaimplementowane do przedstawionej procedury obliczeniowej, ze względu na znaczną rozbieżność pomiędzy analizowanym stopniem a układami przepływowymi, dla których istniejące modele strat pozaobwodowych zostały stworzone. Uznano, że głównym celem obliczeń OD jest wyznaczenie: kinematyki stopnia, geometrii przekroju merydionalnego oraz punktu bazowego geometrii profili przepływowych.

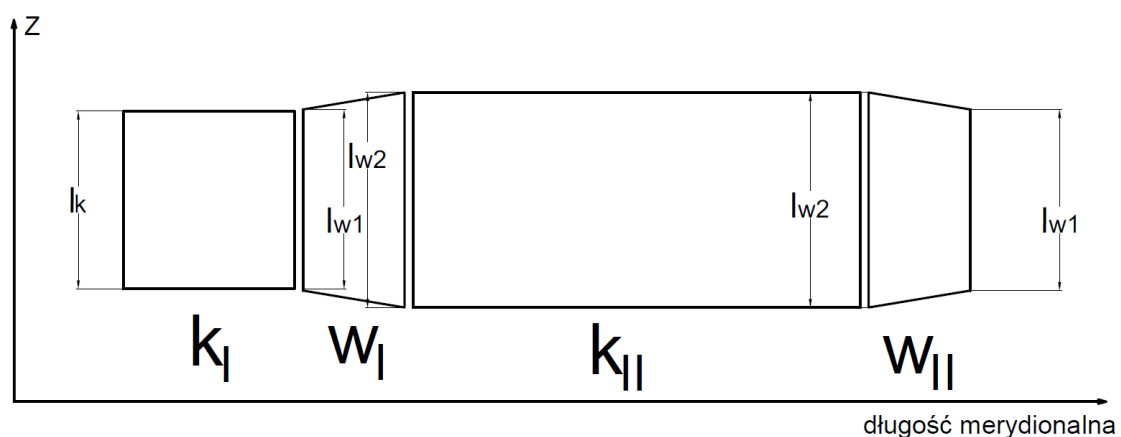
Dalsza część podrozdziału przedstawia metodykę obliczeniową opartą o teorię OD stopnia zaimplementowaną do kodu obliczeniowego. Graficzna interpretacja poszczególnych wielkości fizycznych związanych z ekspansją gazu w stopniu oraz używana nomenklatura w opisie geometrii zostały przedstawione na Rys. 3-2, Rys. 3-3 oraz Rys. 3-4. Parametry termodynamiczne czynnika w kodzie implementującym teorię OD stopnia turbinowego wyznaczone były w oparciu o równania stanu gazu rzeczywistego zaimplementowanego w programie Refprop V10 [80].



Rys. 3-2 Schemat oznaczeń na wykresie spadku entalpii stopnia.



Rys. 3-3 Schemat oznaczeń kinematyki stopnia na trójkątach prędkości.



Rys. 3-4 Schemat oznaczeń wielkości geometrycznych układu przepływowego w przekroju merydionalnym.

Procedura obliczeniowa, krok po kroku wraz z wykorzystywanym na danym etapie równaniem została zestawiona w Tab. 3-2, przy czym należy zaznaczyć, że poszczególne parametry wyznaczone w procedurze obliczeniowej odnoszą się do pojedynczego sektora zasilania.

Jak już wspomniano we wcześniejszej części pracy opis wszystkich symboli użytych w opisanej poniżej procedurze można znaleźć w wykazie oznaczeń na początku pracy.

Tab. 3-2 Kolejne kroki procedury obliczeniowej z wykorzystaniem teorii OD stopnia turbinowego.

Opis kolejnego wyznaczanego parametru	Symbol i jednostka	Równanie	Nr wzoru
Izentropowy spadek entalpii w dyszy	$H_{sk} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$	$H_{sk} = (1 - \rho_{wl}) * H_s$	(3.1)
Izentropowy spadek entalpii w łopatkach wirnikowej w pierwszym stopniu prędkości	$H_{sw} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$	$H_{sw} = \rho_{wl} * H_s$	(3.2)
Całkowity izentropowy spadek entalpii w pierwszym stopniu prędkości	$H_{sc} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$	$H_{sc} = H_s + \frac{c_0^2}{2}$	(3.3)
Strata obwodowa w dyszy	$\Delta h_{k-l} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$	$\Delta h_{k-l} = (1 - \varphi^2) \left(H_{sk} + \frac{c_0^2}{2} \right)$	(3.4)
Entalpia za dyszą przy izentropowej ekspansji	$h_{1s} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$	$h_{1s} = h_0 - H_{sk}$	(3.5)
Rzeczywista entalpia za dyszą	$h_1 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$	$h_1 = h_{1s} + \Delta h_{k-l}$	(3.6)
Entalpia za wirnikiem w I stopniu prędkości przy izentropowej ekspansji	$h_{2s} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$	$h_{2s} = h_1 - H_{sw}$	(3.7)
Prędkość obwodowa wirnika na wlocie I stopnia prędkości	$u_1 \left[\frac{m}{s} \right]$	$u_1 = \sqrt{2H_s} * c_v$	(3.8)

Średnica na wlocie do wirnika I stopnia prędkości	$D_1 [mm]$	$D_1 = \frac{u_1 * 60}{\pi * n}$	(3.9)
Średnica na wylocie z wirnika w I stopniu prędkości	$D_2 [mm]$	$D_2 = D_1 - 2 * B_w$	(3.10)
Prędkość teoretyczna na wylocie z dyszy	$c_{1s} \left[\frac{m}{s} \right]$	$c_{1s} = \sqrt{2 * H_{sk} + c_0^2}$	(3.11)
Prędkość rzeczywista na wylocie z dyszy	$c_1 \left[\frac{m}{s} \right]$	$c_1 = c_{1s} * \varphi$	(3.12)
Liczba Macha na wylocie z dyszy w układzie stacjonarnym	$Ma_1 [-]$	$Ma_1 = \frac{c_1}{a_1}$	(3.13)
Wysokość łopatki kierowniczej	$l_k [mm]$	$l_k = \frac{\dot{m} * v_1}{\pi * \mu_1 * D_1 * c_1 * \sin \alpha_1 * \varepsilon_I}$	(3.14)
Względna prędkość rzeczywista na wylocie z dyszy	$w_1 \left[\frac{m}{s} \right]$	$w_1 = \sqrt{(c_1 * \sin \alpha_1)^2 + (c_1 * \cos \alpha_1 - u)^2}$	(3.15)
Liczba Macha na wylocie z dyszy w układzie wirującym	$Ma_{w1} [-]$	$Ma_{w1} = \frac{w_1}{a_1}$	(3.16)
Względny kąt strugi na wylocie z dyszy	$\beta_1 [^\circ]$	$\beta_1 = 90^\circ - \arcsin \left(\frac{c_1 * \cos \alpha_1 - u}{w_1} \right)$	(3.17)
Strata obwodowa w przepływie przez wirnik w I stopniu prędkości	$\Delta h_{w-I} \left[\frac{kJ}{kg} \right]$	$\Delta h_{w-I} = (1 - \psi^2) \left(H_{sw} + \frac{w_1^2}{2} \right)$	(3.18)

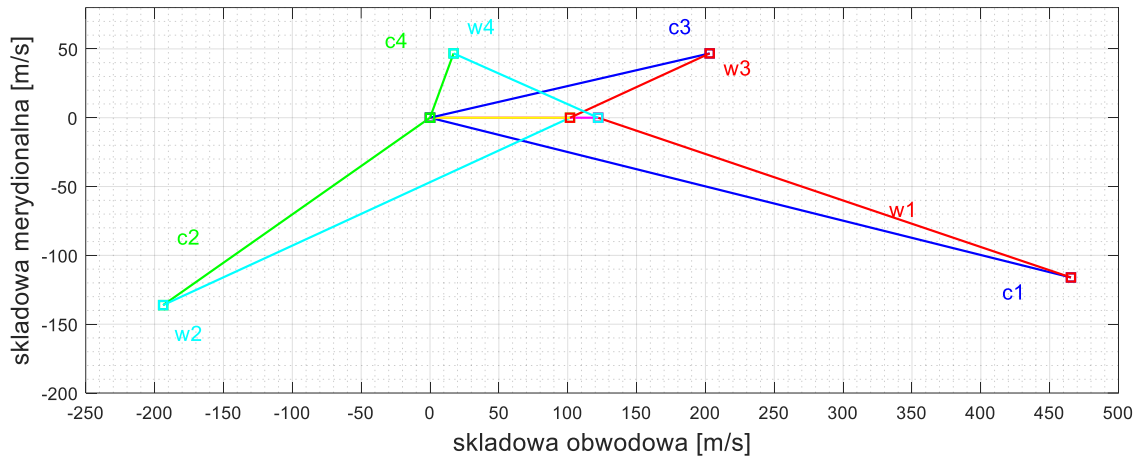
Rzeczywista entalpia na wylocie z wirnika w I stopniu prędkości	$h_2 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$	$h_2 = h_{2s} + \Delta h_{w-1}$	(3.19)
Teoretyczna prędkość względna na wylocie z wirnika w I stopniu prędkości	$w_{2s} \left[\frac{m}{s} \right]$	$w_{2s} = \sqrt{2H_{sw} + w_1^2}$	(3.20)
Rzeczywista prędkość względna na wylocie z wirnika w I stopniu prędkości	$w_2 \left[\frac{m}{s} \right]$	$w_2 = \psi * w_{2s}$	(3.21)
Liczba Macha na wylocie z wirnika w I stopniu prędkości w układzie wirującym	$Ma_{w2} [-]$	$Ma_{w2} = \frac{w_{2s}}{a_2}$	(3.22)
Wysokość łopatkowej na wlocie w I stopniu prędkości	$l_{w1} [mm]$	$l_{w1} = l_k$	(3.23)
Wysokość łopatkowej na wylocie w I stopniu prędkości	$l_{w2} [mm]$	$l_{w2} = l_{w1} * \frac{D_1}{D_2}$	(3.24)
Kąt względny strugi na wylocie z wirnika w I stopniu prędkości	$\beta_2 [^\circ]$	$\beta_2 = \arcsin \left(\frac{\dot{m} * v_2}{\varepsilon_1 * \pi * \mu_2 * D_2 * w_2 * l_{w2}} \right)$	(3.25)
Prędkość bezwzględna na wylocie z wirnika w I stopniu prędkości	$c_2 \left[\frac{m}{s} \right]$	$c_2 = \sqrt{(w_2 * \cos \beta_2 - u)^2 + (w_2 * \sin \beta_2)^2}$	(3.26)

Kąt bezwzględny strugi na wylocie z wirnika w I stopniu prędkości	α_2 [°]	$\alpha_2 = 90^\circ - \arctg\left(\frac{c_{2u}}{c_{2a}}\right)$	(3.27)
Liczba Macha na wylocie z wirnika w I stopniu prędkości w układzie stacjonarnym	Ma_2 [-]	$Ma_2 = \frac{c_2}{a_2}$	(3.28)
Strata wylotowa w I stopniu prędkości	Δh_{wyl-I} [$\frac{kJ}{kg}$]	$\Delta h_{wyl-I} = \frac{c_2^2}{2}$	(3.29)
Praca obwodowa I stopnia prędkości	l_{u-I} [$\frac{kJ}{kg}$]	$l_{u-I} = H_{sc} - \Delta h_k - \Delta h_{w-I} - \Delta h_{wyl-I}$	(3.30)
Prędkość bezwzględna na wylocie z nawrotnicy	c_3 [$\frac{m}{s}$]	$c_3 = c_2 * \varphi_2$ [$\frac{m}{s}$]	(3.31)
Strata obwodowa w nawrotnicy	Δh_{k-II} [$\frac{kJ}{kg}$]	$\Delta h_{k-II} = (1 - \varphi_{II}^2) \left(0 + \frac{c_2^2}{2}\right)$	(3.32)
Entalpia na wylocie z nawrotnicy	h_3 [$\frac{kJ}{kg}$]	$h_3 = h_2 + \Delta h_{k-II}$	(3.33)
Ciśnienie na wylocie z nawrotnicy	p_3 [kPa]	$p_3 = p_2$	(3.34)
Liczba Macha na wylocie z nawrotnicy w układzie stacjonarnym	Ma_3 [-]	$Ma_3 = \frac{c_3}{a_3}$	(3.35)
Kąt względny strugi na wylocie z nawrotnicy	β_3 [°]	$\beta_3 = \beta_2$	(3.36)

Prędkość względna na wylocie z nawrotnicy	$w_3 \left[\frac{m}{s} \right]$	$w_3 = \frac{-(2 * u_2 * \cos(\beta_3)) \pm \sqrt{\Delta}}{2}$ $\Delta = (2 * u_2 * \cos(\beta_3))^2 - 4 * (u_2^2 - c_3^2)$	(3.37)
Liczba Macha na wylocie z nawrotnicy w układzie wirującym	$Ma_{w3} [-]$	$Ma_{w3} = \frac{w_3}{a_3}$	(3.38)
Wynikowy łuk zasilania II stopnia prędkości	$\varepsilon_{II} [\%]$	$\varepsilon_{II} = \frac{\dot{m} * v_3}{\pi * \mu_2 * D_2 * \sin(\beta_3) * w_3 * l_{w2} * 100}$	(3.39)
Kąt bezwzględny strugi na wylocie z nawrotnicy	$\alpha_3 [^\circ]$	$\alpha_3 = \arcsin\left(\frac{c_{3a}}{c_3}\right)$	(3.40)
Prędkość względna na wylocie z wirnika II stopnia prędkości	$w_4 \left[\frac{m}{s} \right]$	$w_4 = \psi * \sqrt{w_3^2 - u_2^2 + u_1^2}$	(3.41)
Kąt względny strugi na wylocie z wirnika II stopnia prędkości	$\beta_4 [^\circ]$	$\beta_4 = \arcsin\left(\frac{\dot{m} * v_4}{\varepsilon_{II} * \pi * \mu_1 * D_1 * w_4 * l_{w1}}\right)$	(3.42)
Prędkość bezwzględna na wylocie z wirnika II stopnia prędkości	$c_4 \left[\frac{m}{s} \right]$	$c_4 = \sqrt{w_4^2 + u_1^2 - 2 * w_4 * u_1 * \cos(\beta_4)}$	(3.43)
Kąt bezwzględny strugi na wylocie z wirnika II stopnia prędkości	$\alpha_4 [^\circ]$	$\alpha_4 = \arccos\left(\frac{c_{4u}}{c_4}\right)$	(3.44)
Liczba Macha na wylocie z wirnika w II stopniu prędkości w układzie stacjonarnym	$Ma_4 [-]$	$Ma_4 = \frac{c_4}{a_4}$	(3.45)

Liczba Macha na wylocie z wirnika w II stopniu prędkości w układzie wirującym	$Ma_{w4} [-]$	$Ma_{w4} = \frac{w_4}{a_4}$	(3.46)
Strata obwodowa w przepływie przez wirnik w II stopniu prędkości	Δh_{w-II} $\left[\frac{kJ}{kg} \right]$	$\Delta h_{w-II} = (1 - \psi_{II}^2) \left(0 + \frac{w_3^2}{2} \right)$	(3.47)
Strata wylotowa na wylocie z II stopnia prędkości	Δh_{wyl-II} $\left[\frac{kJ}{kg} \right]$	$\Delta h_{wyl-II} = \frac{c_4^2}{2}$	(3.48)
Całkowita praca na obwodzie obu stopni prędkości	l_{u-I+II} $\left[\frac{kJ}{kg} \right]$	$l_{u-I+II} = H_{sc} - \Delta h_{k-I} - \Delta h_{k-I} - \Delta h_{w-I} - \Delta h_{w-II} - \Delta h_{wyl-II}$	(3.49)
Całkowita moc obwodowa obu stopni prędkości dla jednego sektora zasilania	P_{u-I+II} $[kW]$	$P_{u-I+II} = \dot{m} * l_{u-I+II}$	(3.50)
Całkowita moc obwodowa obu stopni prędkości wszystkich sektorów zasilania	$P_{uTOT-I+II}$ $[kW]$	$P_{uTOT-I+II} = P_{u-I+II} * n$	(3.51)

Rezultatem powyższej procedury obliczeniowej jest między innymi obraz pełnej kinematyki stopnia turbinowego, która może być graficznie przedstawiona w postaci trójkątów wektorów prędkości obu stopni prędkości przypadających na jeden stopień ciśnienia (Rys. 3-5).



Rys. 3-5 Trójkąty prędkości będące wynikiem analizy OD projektowanego stopnia.

Ważnym rezultatem w kontekście dalszej części niniejszej pracy są łuki zasilania obu stopni prędkości:

- łuk zasilania pojedynczego sektora pierwszego stopnia prędkości $\varepsilon_I = 4\%$ (zgodnie z założeniem),
- łuk zasilania pojedynczego sektora drugiego stopnia prędkości $\varepsilon_{II} = 12\%$ (rezultat obliczeń OD).

Informacje o kątach strugi w poszczególnych punktach kontrolnych posłużyły jako część danych wejściowych do projektu geometrii profilu dyszy oraz łopatki wirnikowej. Do opracowania geometrii kanału dyszowego było również niezbędne określenie przekroju krytycznego oraz wylotowego kanału zgodnie z następującymi równaniami:

$$A_{kr} = \frac{\dot{m}}{\sqrt{\frac{p_{0c}}{v_{0c}}}} * \frac{1}{\zeta_{max}} \quad (3.52)$$

$$A_{wyl} = \frac{\dot{m}}{\sqrt{\frac{p_{0c}}{v_{0c}}}} * \frac{1}{\zeta(\pi_c)} \quad (3.53)$$

$$\pi_{kr} = \frac{p_1}{p_{0c}} \quad (3.54)$$

$$\zeta(\pi_{kr}) = \sqrt{2 * \frac{\kappa}{\kappa - 1} * \left(\pi_{kr}^{\frac{2}{\kappa}} - \pi_{kr}^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right)} \quad (3.55)$$

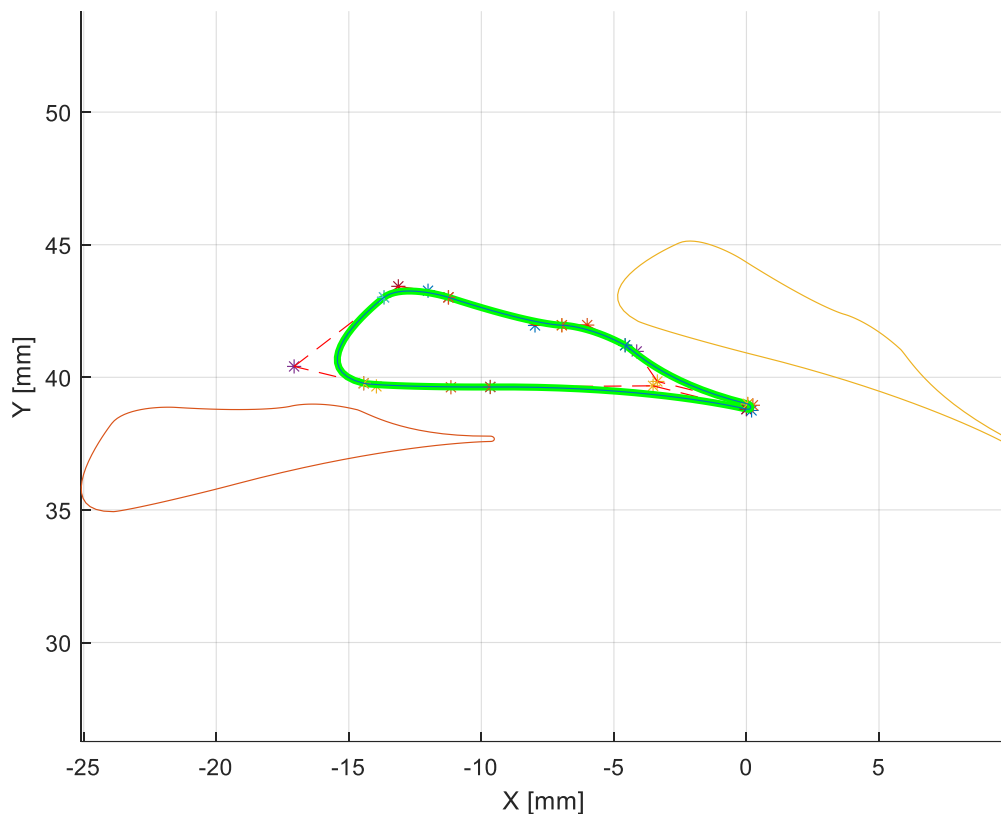
$$\zeta_{max} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} * \sqrt{2 * \frac{\kappa}{\kappa + 1}} \quad (3.56)$$

Dla otrzymanej wcześniej wysokości łopatki kierowniczej pozwoliło to wyznaczyć szerokości gardła oraz wylotu kanału dyszowego:

$$o_{kr} = \frac{A_{kr}}{l_k} \quad (3.57)$$

$$o_{wyl} = \frac{A_{wyl}}{l_k} \quad (3.58)$$

Otrzymaną geometrię kanału dyszowego przedstawia Rys. 3-6.

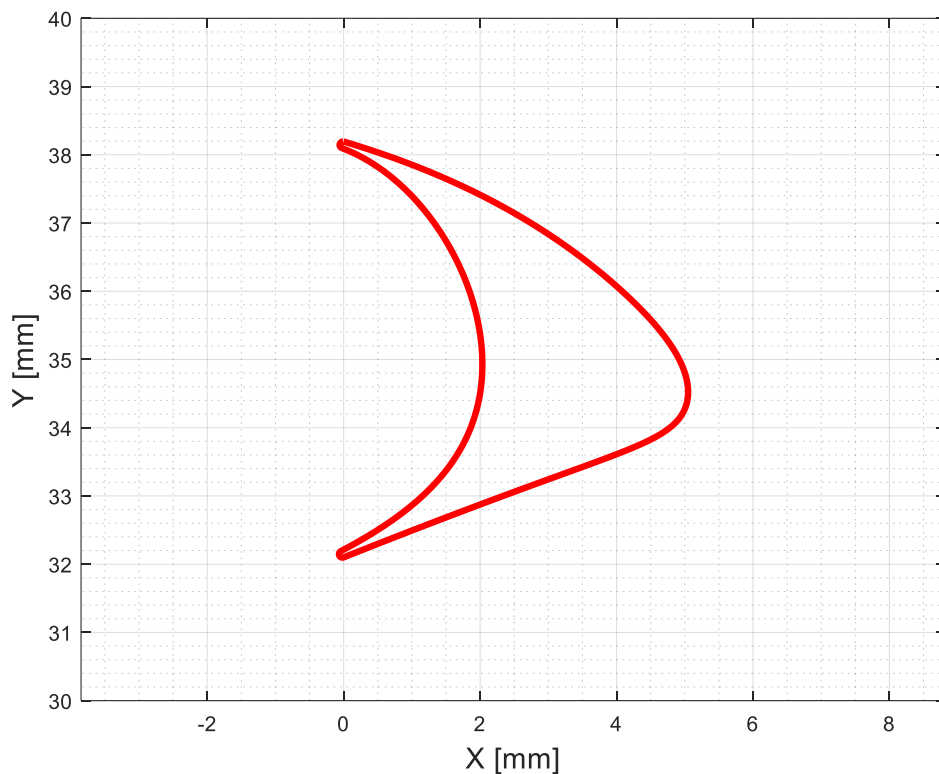


Rys. 3-6 Geometria zaprojektowanej dyszy.

W celu stworzenia profilu wirnikowego wykorzystano również informację o dobranej długości promieniowej profilu wirnikowego oraz dobrano liczbę łopatek wirnikowych:

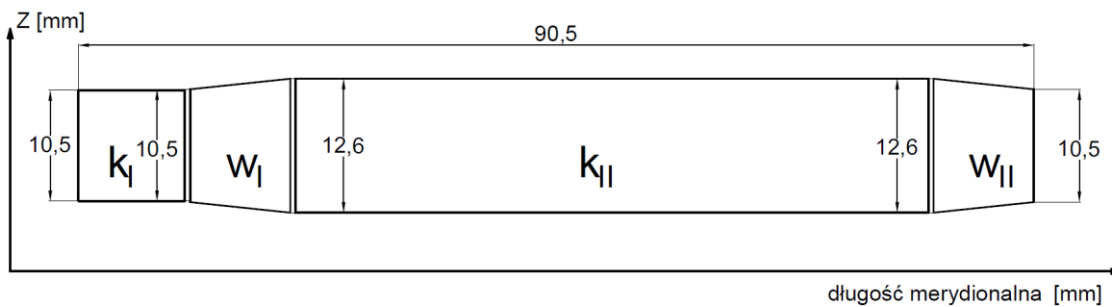
$$z_w = 42$$

Projekt profilu łopatki wirnikowej był iteracyjnie korygowany z wykorzystaniem stacjonarnych analiz CFD 3D w celu redukcji oderwania strugi w nominalnym punkcie pracy, co zostało uwzględnione w algorytmie z Rys. 3-1. Ostateczny kształt profilu przedstawia Rys. 3-7.



Rys. 3-7 Geometria zaprojektowanej łopatki wirnikowej.

Wynikowy przekrój merydionalny stopnia przedstawiono na Rys. 3-8.



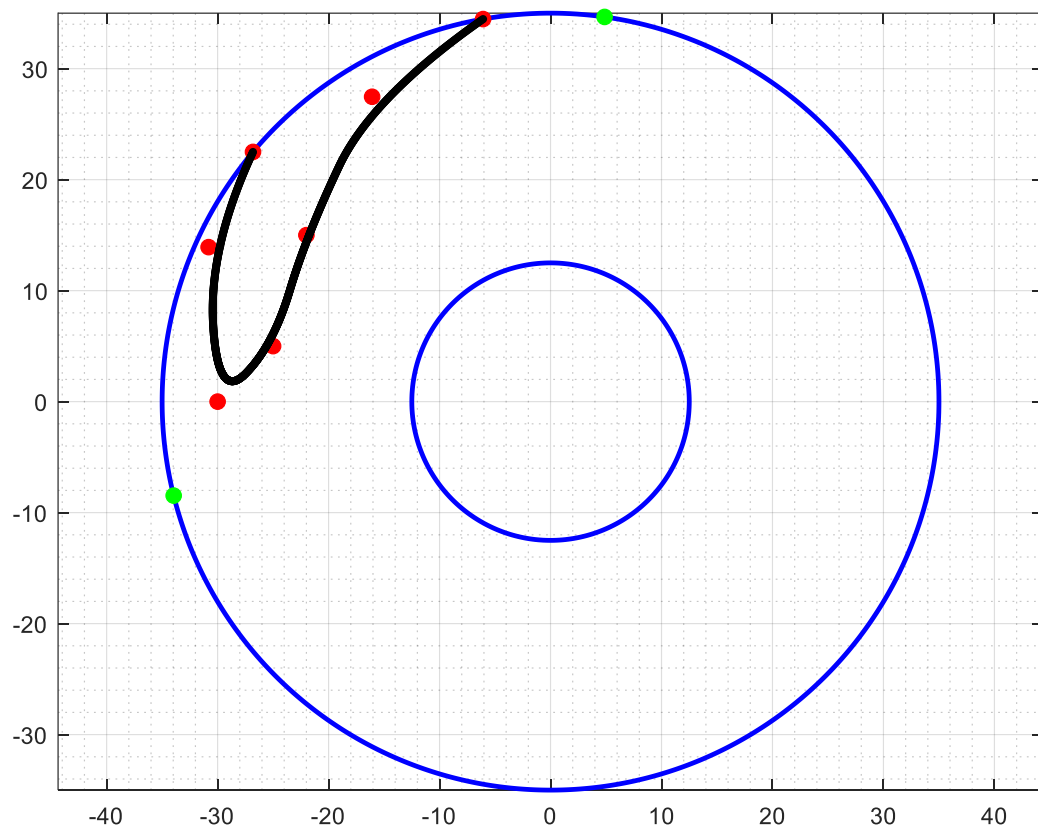
Rys. 3-8 Zaprojektowany kanał przepływowy w przekroju merydionalnym.

3.1.1.1. Optymalizacja geometrii kanału nawrotnego turbiny

Kształt kanału nawrotnego (nawrotnicy) został zoptymalizowany z wykorzystaniem gradientowego algorytmu typu *implicit filtering*, w którym funkcją celu była minimalizacja sumarycznej krzywizny krzywej głównej tworzącej kanał zgodnie ze wzorem (3.59):

$$\min \left(\sum \kappa = \left| \frac{d\varphi}{dS} \right| \right) \quad (3.59)$$

W równaniu tym φ jest kątem pomiędzy stycznymi do krzywej na końcach łuku o długości S w dowolnym punkcie krzywej. Krzywa ma charakter krzywej B-sklejanej z 7 wierzchołkami wielomianu. Dwa pierwsze wierzchołki oraz dwa ostatnie zostały wzajemnie tak skorelowane, by dolot i wylot kanału były zorientowane pod kątem odpowiednio α_2 oraz α_3 , które są wynikiem wyznaczonej kinematyki stopnia. Początek i koniec krzywej został wyznaczony na promieniu zewnętrznym korpusu kanału nawrotnego z przesunięciem kątowym wcześniej predefiniowanym (konieczność zamieszczenia 3 sektorów zasilania w założonej geometrii). Sposób tworzenia pierwszej krzywej tworzącej przedstawiono na Rys. 3-9.



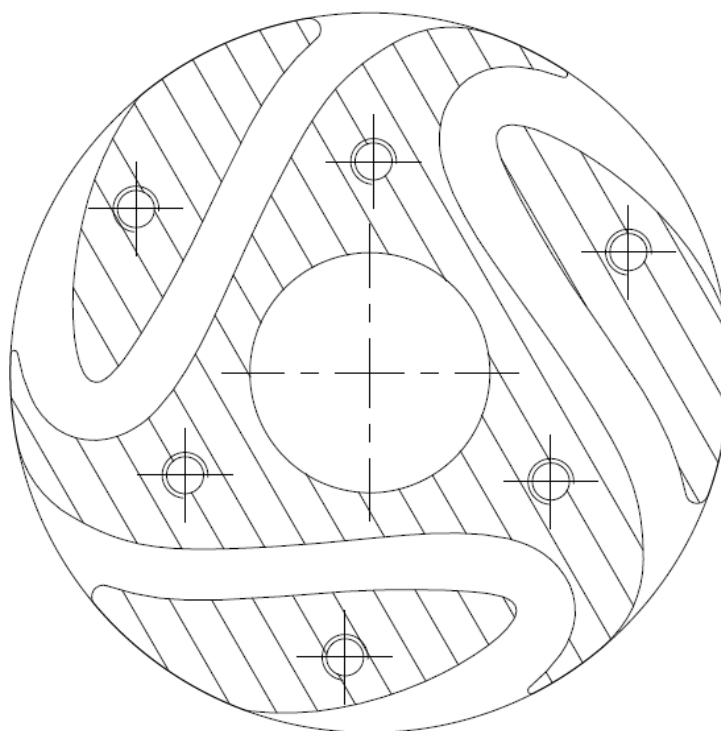
Rys. 3-9 Interpretacja graficzna tworzenia krzywej wiodącej optymalizowanego kanału nawrotnego w ramach określonych geometrycznych warunków brzegowych.

Krzywa została dyskretyzowana punktami w liczbie 1000. Od każdego punktu odkładano prostopadłe do stycznej lokalnej prostą o długości zdeterminowanej predefiniowanym narastaniem szerokości kanału. Zabieg ten odpowiadał za tworzenie drugiej krzywej tworzącej kanał. Powstała druga krzywa była interpolowana do punktu początkowego i końcowego (przecięcia z narzuconym obrysem) z zachowaniem ustalonych kątów geometrycznych i zachowaniem warunku styczności do odłożonej

krzywej. Pozycja punktu początkowego i końcowego była zdefiniowana w oparciu o wymagany łuk zasilania na wejściu i wyjściu, co w odniesieniu do punktu początkowego i końcowego pierwszej krzywej tworzącej definiowało ostatecznie ich położenie.

W procesie optymalizacji zastosowano funkcje kary, które odpowiadały za zachowanie położenia punktów kontrolnych obu krzywych w obszarze pomiędzy dostępną średnicą wewnętrzną (definiowaną przez gabaryty wału i łożysk) i zewnętrzną (definiowaną przez zaprojektowaną geometrię wieńca łopatek wirnikowych).

Efektym optymalizacji jest korpus kanału nawrotnego, z kanałami dla trzech sektorów zasilania, który został przedstawiony na Rys. 3-10.



Rys. 3-10 Przekrój poprzeczny przez docelową geometrię kanałów nawrotnych będącą wynikiem procesu optymalizacji.

W tym miejscu należy podkreślić, że zgodnie z algorytmem z Rys. 3-1 optymalizacji nie podlega tylko kształt kanału nawrotnego, ale również jego położenie kątowe względem położenia zasilanych łopatek. Ustawienie kątowe korygowane jest iteracyjnie z wykorzystaniem analiz w reżimie niestacjonarnym, gdyż właśnie przesunięcie rzeczywistych spływów z poszczególnych stopni prędkości jest wynikiem niestacjonarnych efektów przepływu i obracającego się wieńca łopatek. Przedstawiony na Rys. 3-10 kształt i orientacja zespołu kanałów nawrotnych jest ostatecznym wynikiem optymalizacji.

3.1.2. Weryfikacja projektu z wykorzystaniem symulacji CFD

Teoria stopnia OD jest najprostszym i jednocześnie najszybszym sposobem wyznaczenia podstawowej geometrii kanału przepływowego turbiny. Należy mieć jednak na uwadze, że teoria ta zakłada uśrednienie w poszczególnych punktach kontrolnych układu przepływowego, co jest znacznym uproszczeniem. W celu poznania dokładnego obrazu przepływu konieczne jest zastosowanie modelu wielowymiarowego, w życzeniowym podejściu najlepiej trójwymiarowego, ale w praktyce co najmniej dwuwymiarowego. Jak już wspomniano w poprzednim podrozdziale, projekt profili przepływowych łopatek turbiny jest zagadnieniem stosunkowo skomplikowanym, gdyż bazując na teorii OD stworzenie profilu jest możliwe, jednakże będzie on daleki od ideału ze względu na brak informacji zwrotnej na temat potencjalnych przepływów wtórnych oraz innych niepożądanych struktur w przepływie, które mogą powstać w trakcie opływu zaprojektowanego profilu.

Dodatkowo należy mieć na uwadze, że układ przepływowy będący obiektem badań niniejszej rozprawy doktorskiej charakteryzuje się silną niestacjonarnością i dynamiką przepływu. Tak więc najlepszym rozwiązaniem wydaje się być modelowanie zjawisk z wykorzystaniem modelu 2D, który dodatkowo opisuje zjawiska fizyczne w funkcji czasu ograniczając tym samym czasochłonność obliczeń w porównaniu do modelu 3D. Jednakże w takim przypadku dalej należy mieć na uwadze, że użycie takiego modelu wiąże się ze znacznymi uproszczeniami, w których do najważniejszych należą:

- brak uwzględnienia strat brzegowych w przepływie,
- brak uwzględnienia przecieku nadłopatkowego/nadbandażowego.

Jak już wspomniano, najlepszym rozwiązaniem, z punktu widzenia dokładności symulacji fizyki przepływu, jest budowa modelu 3D. Jednakże analiza numeryczna z wykorzystaniem metody objętości skończonych modelu 3D badanego stopnia wymaga zużycia ok. 20-krotnie większej ilości czasu, co jest z oczywistych względów niekorzystne. W przypadku wartości bezwzględnych, na przykładzie dostępnych autorowi mocy obliczeniowych, czas obliczeń z wykorzystaniem modelu 2D oraz 3D wynosił kolejno: ~48 h oraz ~1200 h.

Ze względu na przedstawione powyżej aspekty weryfikacja projektu wstępnego z wykorzystaniem modelu co najmniej 2D jest bardzo ważnym etapem podczas opracowywania projektu geometrycznego stopnia, a jednocześnie ze względu na konsumpcję czasu i zasobów obliczeniowych, model 2D jest maksymalnym możliwym opisem fizyki, który pozwoli w sprawny sposób przeprowadzać proces projektowania i optymalizacji heurystycznej. W niniejszej rozprawie doktorskiej model taki został stworzony z wykorzystaniem środowiska Ansys CFX [81].

Wartym podkreślenia jest fakt, że dostępne z badania stanu wiedzy informacje nie dają odpowiedzi na pytanie, czy model 2D jest wystarczająco dokładnym opisem zjawisk

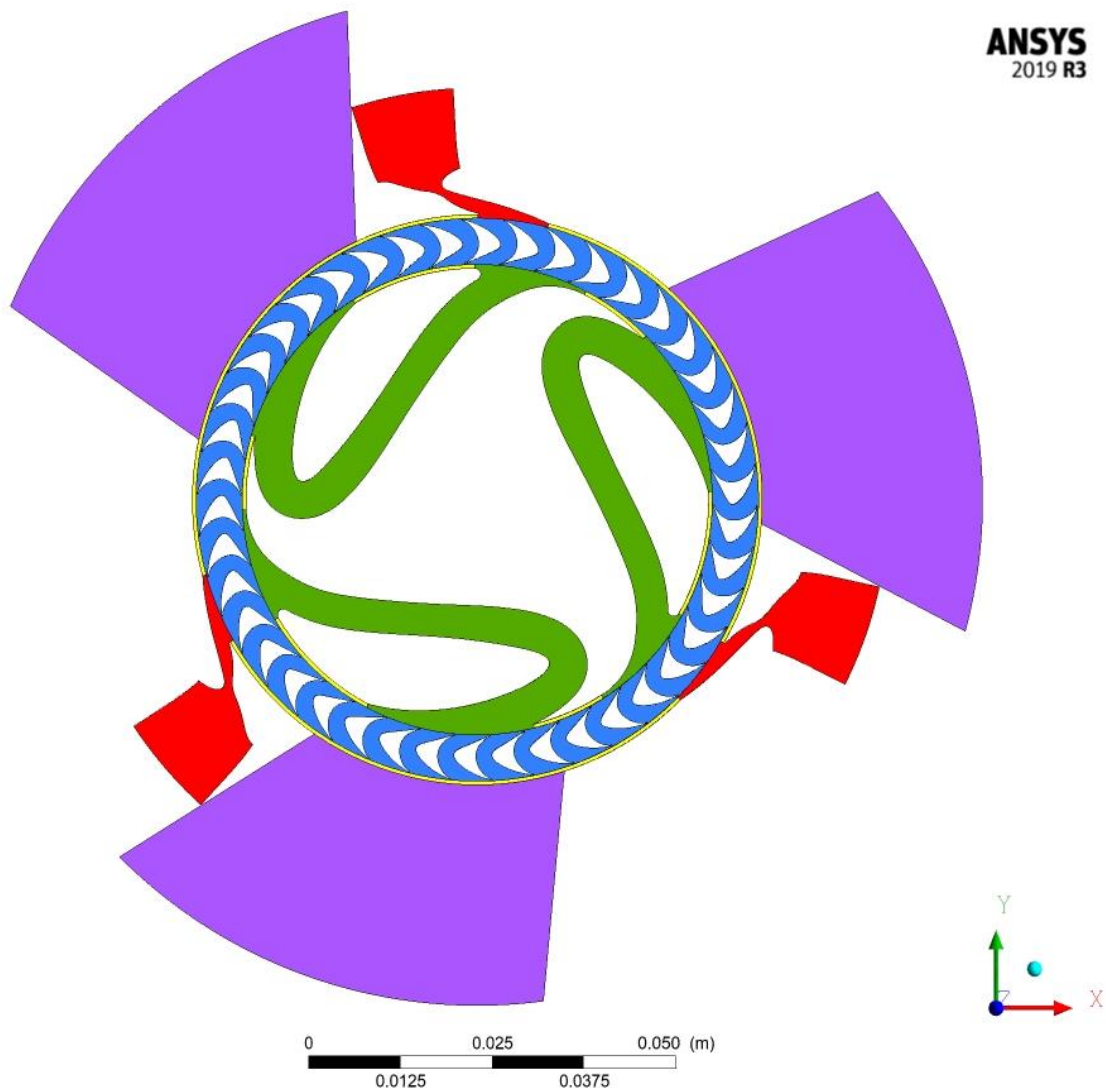
fizycznych mających miejsce w tak skomplikowanym układzie przepływowym, jakim charakteryzuje się częściowo zasilany stopień turbinowy z dwoma stopniami prędkości realizowanymi w jednym wieńcu wirnikowym. Uznanie symulacji z wykorzystaniem modelu 2D za użyteczną metodę w procesie projektowania omawianego stopnia wymaga uzyskiwania względnie stałych (i liniowych) odchyłań wyników symulowanych w stosunku do parametrów rzeczywistych. Oznaczałoby to, że model ten może w założony sposób upraszczać rzeczywistą fizykę, ale w sposób przewidywalny w funkcji parametrów roboczych stopnia. Weryfikacja zastosowania takiego modelu w omawianym nietypowym stopniu turbinowym jest jednym z głównych celów niniejszej rozprawy. W dalszej części pracy temu tematowi został poświęcony oddzielny rozdział.

Płaską (dwuwymiarową) geometrię badanego układu przepływowego, będącego ostatecznym wynikiem procedury projektowania przedstawiono na Rys. 3-11. Domena trzech dysz (każda dla oddzielnego sektora zasilania) oznaczona jest kolorem czerwonym. Kolorem niebieskim oznaczono domenę wirującą przestrzeni łopatek wirnikowych, kolor zielony przedstawia domenę kanałów nawrotnych, a kolor purpurowy reprezentuje okna wylotowe z układu przepływowego. W modelu uwzględniono również szczeliny promieniowe (kolor żółty) pomiędzy kołem wirnikowym a elementami stacjonarnymi na średnicy zewnętrznej oraz wewnętrznej wieńca.

Opracowanie modelu 2D w środowisku Ansys CFX nie jest bezpośrednio możliwe. Z tego powodu zbudowano domenę 3D, w której wysokość (w kierunku osi Z) jest bardzo mała, na poziomie 0,01mm, a płaszczyzny u stopy i wierzchołka mają przypisany warunek symetrii. Wysokość w kierunku osi Z została dyskretyzowana pojedynczym elementem siatki obliczeniowej.

Na dolocie do dysz stosowano warunek brzegowy ciśnienia całkowitego oraz temperatury całkowitej, a z kolei na wylocie z okien wylotowych przypisano warunek ciśnienia statycznego z uśrednieniem na całej powierzchni. Wszystkie ścianki modelowano jako adiabatyczne, gładkie i bez poślizgu płynu. Połączenie domen wykonano metodą „general connection” z uwagi na fakt, że modelowane było całe koło bez warunków periodyczności. Stosowana metoda modelowania to Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes (URANS). Model turbulencji, który wykorzystano w analizie, to $k - \omega$ SST, który wykorzystywany jest powszechnie w symulacjach przepływowych z dziedziny turbin cieplnych, co zostało opisane w przeglądzie literaturowym niniejszej pracy. Model ten zadowalająco oddaje fizykę przepływu w warstwie przyściennej przy jednocześnie dokładnym opisie zjawisk w rdzeniu przepływu. Wybrano model typu „Total Energy”. Medium robocze – powietrze – modelowane było jako gaz idealny. Zastosowano schemat rozwiązujący układ równań bazujący na ciśnieniu („pressure based”), wykorzystujący metodę sprzężoną („coupled solver”), w której równania gazodynamiki rozwiązywane są jako pojedynczy układ. Wykorzystano schemat

całkowania w funkcji czasu drugiego rzędu. Efekt obrotu domeny wirnikowej modelowany jest z wykorzystaniem siatki ruchomej. Tożsamą z powyższym opisem metodyką modelowania przepływu powietrza można również znaleźć w odniesieniu do badań nad profilem przepływowym turbiny wiatrowej o pionowej osi obrotu [82].



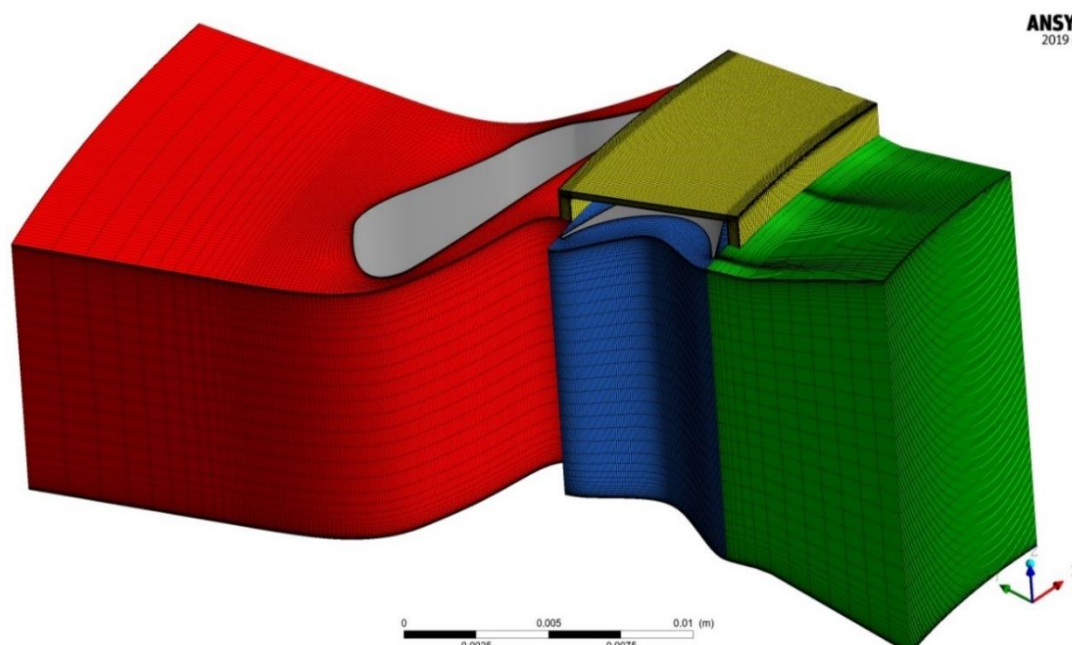
Rys. 3-11 Domeny obliczeniowe (geometria) modelu 2D projektowanego kanału przepływowego.

Jak już wspomniano powyżej, ze względu na silną niestacjonarność zjawisk w badanym stopniu przepływowym, analiza prowadzona była w reżimie niestacjonarnym, z krokiem czasowym odpowiadającym obrotowi wynoszącym ok. 0,03 podziałki łopatek wirnikowych przy prędkości 35000 obr/min. Zastosowano procedurę wewnętrznej iteracji w celu poprawy zbieżności, zakładając maksymalną ilość takich iteracji w jednym kroku czasowym wynoszącą 10.

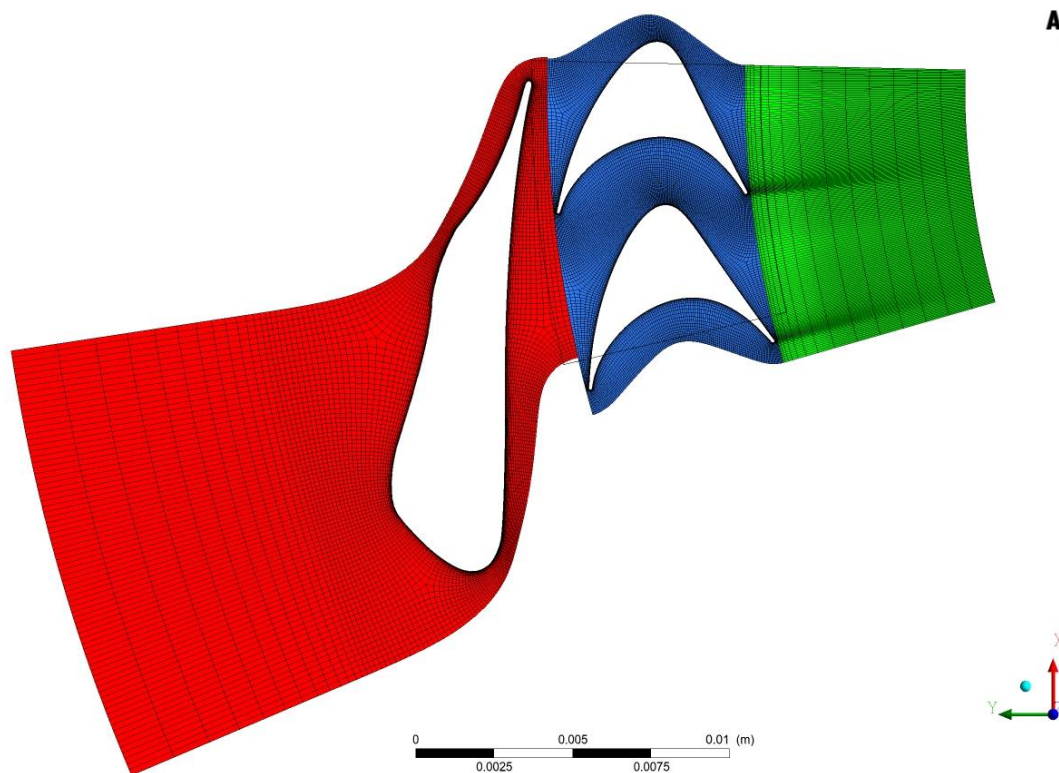
Domeny przepływowe dyskretyzowano z wykorzystaniem siatki heksahedralnej. W przypadku modelu 2D docelowa siatka zbudowana była z ~765000 elementów. Gęstość siatki w rdzeniu przepływu, a szczególnie lokalne zagęszczenie w warstwach

przyściennych zostało dobrane w oparciu o studium niezależności wyników symulacji od siatki obliczeniowej. Na potrzeby analizy wpływu dyskretyzacji na rezultaty wykorzystano przestrzenny model periodyczny pierwszego stopnia prędkości z uwzględnieniem przecieku nadbandażowego. Jest to obszar reprezentatywny ze względu na fakt, że charakteryzuje się on największymi prędkościami przepływu (największe osiągnięte wartości y^+). Dobre zagęszczenie powierzchniowe (w przekroju poprzecznym kanału przepływowego) zostało użyte dalej w modelu 2D. Przestrzenny model periodyczny pierwszego stopnia prędkości wraz z naniesioną docelową siatką obliczeniową przedstawia Rys. 3-12 oraz Rys. 3-13.

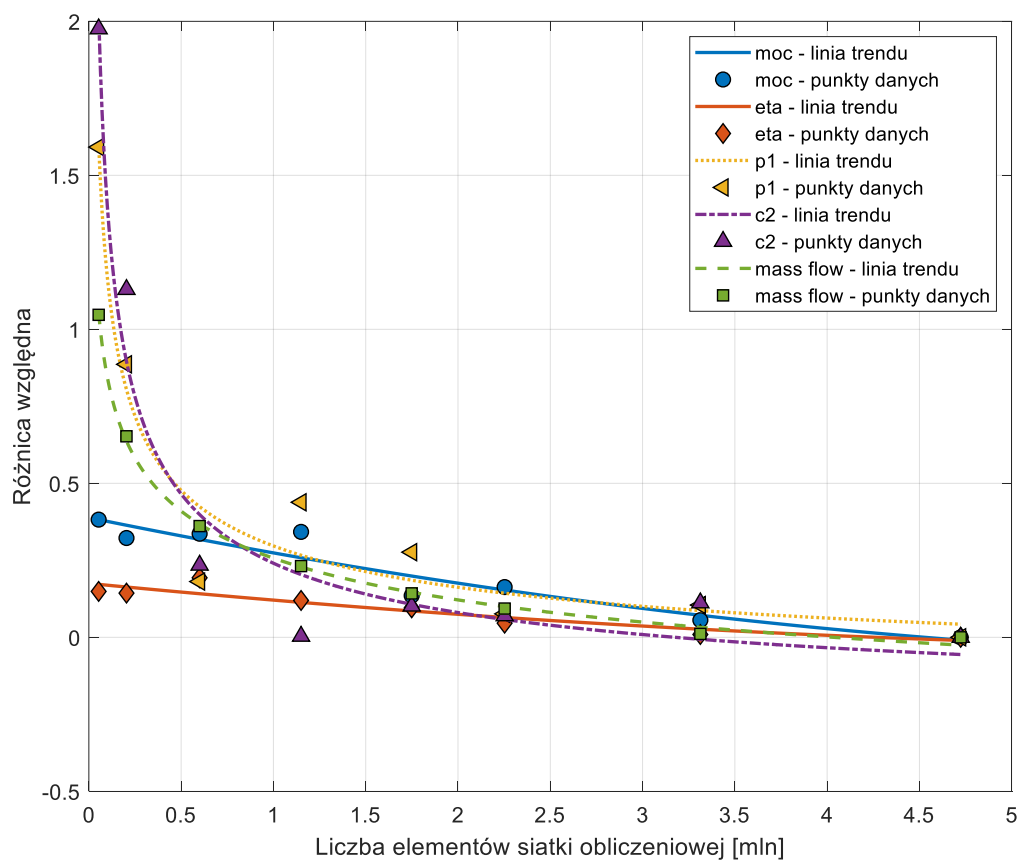
Rezultaty analizy niezależności wyników symulacji od siatki przedstawia Rys. 3-14. W analizie porównywano zmianę wartości: mocy, sprawności, przepływu masowego, ciśnienia za dyszą oraz prędkości wylotowej z wirnika w funkcji ilości elementów siatki obliczeniowej. Wartość poszczególnych parametrów określono jako odchylenie względem wartości uzyskiwanych w najdokładniejszej zbadanej siatce obliczeniowej. Jako próg akceptacji określono różnicę względną poniżej 0,5%. Próg ten jest osiągnięty dla siatki, której zagęszczenie odpowiada 0,7 mln elementów domeny dyszy i łopatek wirnikowych w reprezentatywnym periodycznym modelu przestrzennym. Do dalszego wykorzystania w modelu 2D wytypowano siatkę o jeden stopień bardziej zagęszczoną. Z przedstawionej analizy wynika również, że parametry takie jak moc oraz sprawność izentropowa w bardzo małym stopniu zależą od gęstości siatki. Największe odchylenia przy najrzadszej dyskretyzacji domeny rejestrowano dla parametrów prędkości wylotowej oraz ciśnienia za dyszą.



Rys. 3-12 Domena obliczeniowa periodycznego modelu 3D pierwszego stopnia prędkości z naniesioną widoczną docelową siatką obliczeniową – rzut izometryczny z widoczną domeną przecieku nadbandażowego.

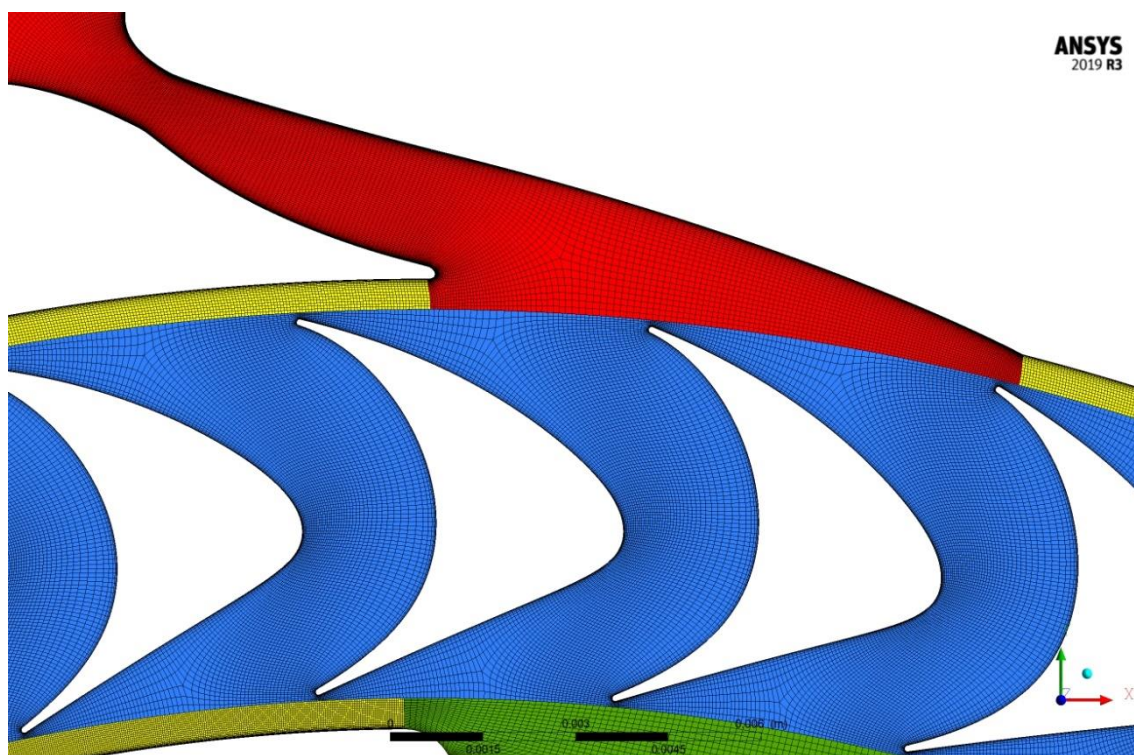


Rys. 3-13 Domena obliczeniowa periodycznego modelu 3D pierwszego stopnia prędkości z naniesioną widoczną docelową siatką obliczeniową – rzut czołowy z ukrytą domeną przecieku nadbandażowego, co uwiadcza geometrię zaprojektowanej łopatki wirnikowej.

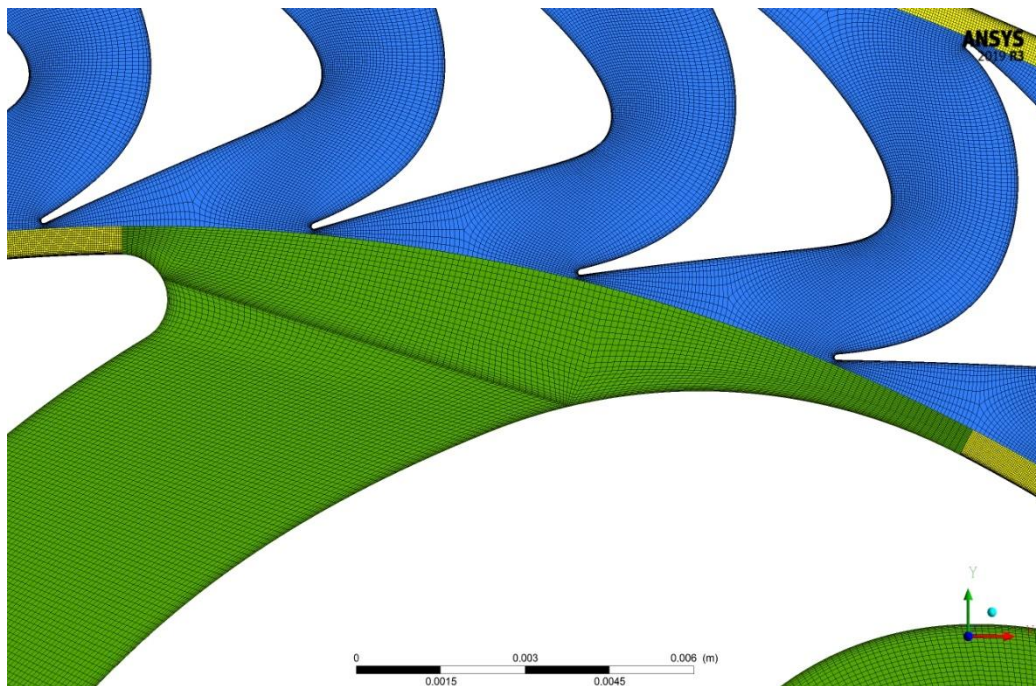


Rys. 3-14 Studium niezależności wyników symulacji od gęstości siatki obliczeniowej.

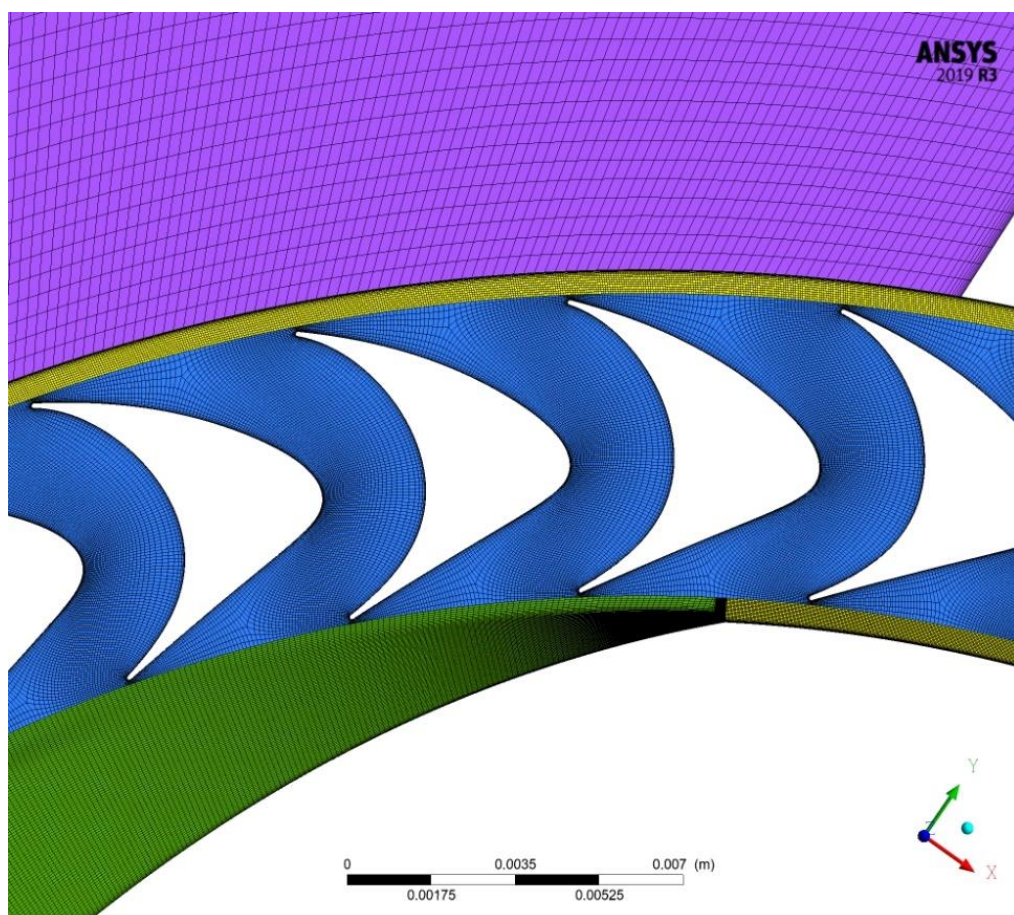
Docelową siatkę obliczeniową na potrzeby modelu 2D pełnego wieńca o architekturze układu przepływowego będącego przedmiotem badań w rozprawie przedstawiono na kolejnych rysunkach. Rys. 3-15 przedstawia zbliżenie na siatkę obliczeniową dyszy oraz łopatek wirnikowych. Na tym rysunku widoczna jest również dyskretyzacja domeny szczeliny promieniowej na obwodzie wewnętrznym i zewnętrznym wieńca łopatek wirnikowych. Rys. 3-16 przedstawia dyskretyzację domeny w miejscu przejścia przepływu z pierwszego stopnia prędkości do kanału nawrotnego. Na Rys. 3-17 widać dyskretyzację domeny drugiego stopnia prędkości. Ukazano tam przejścia z łopatek wirnikowych bezpośrednio do domeny okna wylotowego. Dla użytej siatki średnia wartość parametru y^+ w obszarze najwyższych prędkości (pierwszy stopień prędkości) wynosiła ~ 2 przy ekstremum wynoszącym ~ 7 w przekroju krytycznym dyszy. W obszarze kanału nawrotnego zarejestrowano średnią wartość tego parametru ~ 3 z lokalnym ekstremum wynoszącym ~ 10 .



Rys. 3-15 Rzut na domenę obliczeniową modelu 2D z naniesioną siatką obliczeniową – widoczny obszar dyszy pierwszego stopnia prędkości, kanałów międzyłopatkowych wirnika oraz szczeliny na obwodzie wewnętrznym oraz zewnętrznym wieńca wirnikowego.



Rys. 3-16 Rzut na domenę obliczeniową modelu 2D z naniesioną siatką obliczeniową – widoczny obszar przejścia z kanałów międzyłopatkowych do kanału nawrotnego na wylocie z pierwszego stopnia prędkości.



Rys. 3-17 Rzut na domenę obliczeniową modelu 2D z naniesioną siatką obliczeniową – widoczny obszar wyjścia z kanału nawrotnego przez kanały międzyłopatkowego drugiego stopnia prędkości do okna wylotowego.

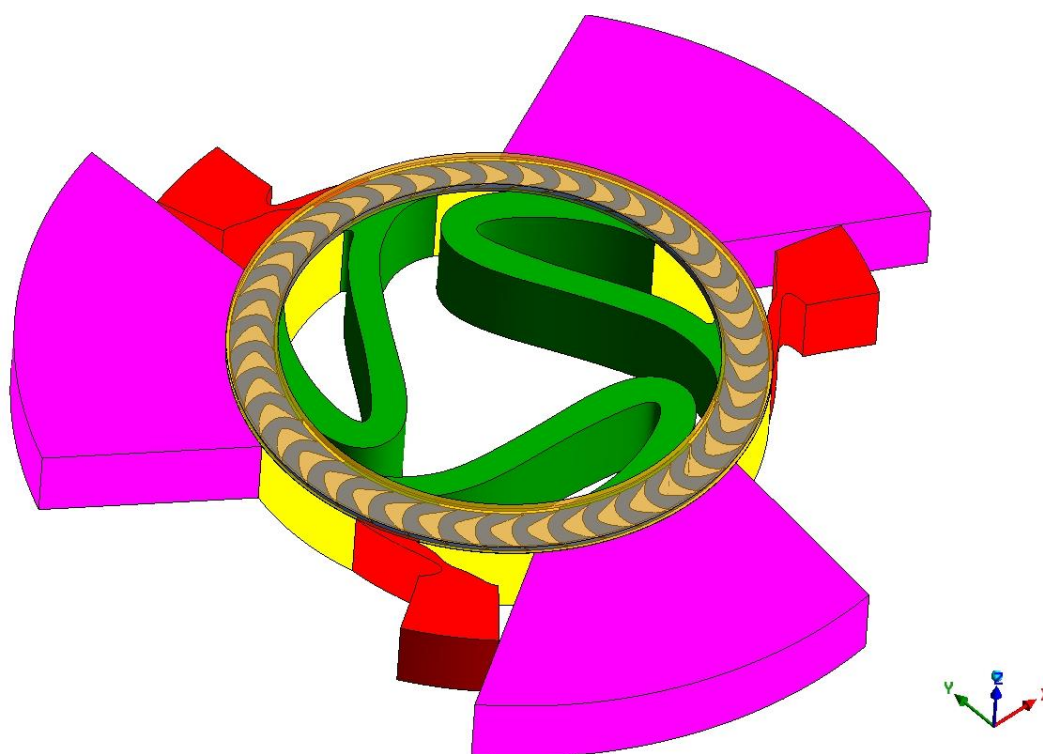
Zgodnie z algorytmem przedstawionym na Rys. 3-1 w trakcie projektowania turbiny model 2D służył do korygowania geometrii układu przepływowego ze względu na wystąpienie zjawisk niestacjonarnych. Omówienie otrzymanych obrazów przepływu w docelowej geometrii układu przepływowego będących rezultatem analiz w oparciu o ten model przedstawiono w podrozdziale (3.2). Zbudowany model 2D posłużył również do dalszych badań analitycznych zaprojektowanego stopnia w warunkach pracy poza punktem nominalnym opisanych w dalszej części pracy.

Najważniejsze rezultaty otrzymane w wyniku symulacji z wykorzystaniem modelu 2D przedstawiono w Tab. 3-3. W celach porównawczych zestawiono w niej również te same parametry będące wynikiem obliczeń 0D. Z tabeli tej wynika, że uzyskano bardzo dobrą zbieżność w uzyskanym przepływie masowym względem założeń przyjętych podczas projektowania 0D (różnica względna na poziomie 0,7%). Osiągnięta moc jest mniejsza o ok. 1,1 kW w przypadku modelu 2D w stosunku do modelu 0D. Wynika to z faktu, że w modelu 0D straty częściowego zasilania nie są w ogóle szacowane, a więc wyraźna różnica jest oczekiwana. W procedurze obliczeń 0D (w ostatecznej formie) zrezygnowano z próby szacowania mocy start częściowego zasilania, ponieważ głównym celem tej części procesu projektowania było wyznaczenie kinematyki stopnia i określenie wstępnej geometrii kanału przepływowego, a straty częściowego zasilania nie mają wpływu na te aspekty – należą one do strat pozaobwodowych. Można oczekiwać, że sprawność różni się w modelu 2D od tej otrzymanej w modelu 0D w podobnym stopniu jak w przypadku mocy. Nieoczekiwaną rozbieżność otrzymano w wartości ciśnienia p_1 za dyszą. Z analiz z wykorzystaniem modelu 2D wartość ciśnienia p_1 jest o ok. 38 kPa wyższa. Ze względu na fakt, że wartość ciśnienia p_1 otrzymana z modelu 2D rozwiązywanego w reżimie stacjonarnym wynosiła 117 kPa (co jest znacznie bliższe modelowi 0D) można uznać, że wzrost ciśnienia za dyszą jest w dużej mierze efektem niestacjonarności przepływu przy częściowym zasilaniu, najpewniej na skutek zmniejszenia przekroju kanału przepływowego wywołanego rozpędzaniem płynu w stagnacji na wejściu do łuku zasilania drugiego stopnia prędkości – następuje dodatkowe dławienie przepływu w drugim stopniu prędkości poprzez zmniejszenie się jego rzeczywistego łuku zasilania. Ma to istotny wpływ na moc generowaną w pierwszym stopniu prędkości, który jest główną składową mocy całkowitej stopnia turbinowego, a więc ma duży udział w uzyskiwanej całkowitej mocy turbiny.

Ostatnim krokiem weryfikacji projektu było zbudowanie modelu 3D omawianego nietypowego układu przepływowego, który posłużył do analiz w reżimie niestacjonarnym. W modelu tym dodatkową domeną obliczeniową płynu była przestrzeń przecieku nadbandażowego. Wszystkie domeny w modelu 3D przedstawiono na Rys. 3-18. Domeny dyskretyzowano z użyciem siatki o gęstości o 1 stopień niższej niżeli wytypowana dla modelu 2D podczas studium niezależności wyników od siatki (Rys. 3-14). Decyzja taka była podyktowana skróceniem czasu obliczeń.

Tab. 3-3 Porównanie najważniejszych wyników analizy zgodnie z OD teorią stopnia oraz symulacji z wykorzystaniem modelu 2D.

Parametr	Moc	Sprawność izentropowa „total-to-static”	Ciśnienie za dyszą	Przepływ masowy w dyszy
Jednostka	[W]	[%]	[kPa]	[kg/s]
Wartość z modelu 2D (niestacjonarnie)	6528	60,3	148	0,0760
Wartość z modelu OD	7672	71,2	110	0,0765



Rys. 3-18 Domena obliczeniowa modelu 3D projektowanego stopnia turbiny z częściowym zasilaniem oraz stopniowaniem prędkości w jednym wieńcu wirnikowym – transparentnie zobrazowano domenę przecieku nadbandażowego w celu uwidocznienia łopatek wirnikowych.

Analiza z wykorzystaniem modelu 3D pozwoliła ocenić realny spadek mocy stopnia ze względu na uwzględnienie przecieku nadbandażowego oraz strat brzegowych łopatek. Różnica generowanej mocy między modelem 3D a 2D dla nominalnego punktu pracy wyniosła ponad 900 W – otrzymane rezultaty to 5600 W i 6500 W z obliczeń wykorzystujących model kolejno: 3D oraz 2D. Jednakże model 3D nie był dalej wykorzystywany w badaniach analitycznych ze względu na bardzo dużą czasochłonność obliczeń.

3.1.3. Analiza wytrzymałościowa tarczy wirnikowej i elementów ciśnieniowych

W celu weryfikacji poprawności projektu konstrukcyjnego w ramach niniejszej rozprawy wykonana została analiza wytrzymałościowa zaprojektowanego stopnia. Sprawdzenie wytrzymałości poprzez analizę metodą elementów skończonych zostało sprowadzone do krytycznego elementu jakim jest wirująca tarcza wirnikowa z integralnymi, bandażowanymi łopatkami. Podczas analizy wytrzymałościowej tarczy przyjęto następujące obciążenia:

- siłę od szczytowego momentu obrotowego wyznaczoną z przepływowej analizy niestacjonarnej 2D,
- ciśnienie statyczne działające na poszczególne powierzchnie tarczy,
- siłę odśrodkową związaną z prędkością obrotową tarczy.

Siła odpowiadająca momentowi obrotowemu oraz prędkość obrotowa były sprawdzane w dwóch wariantach wartości:

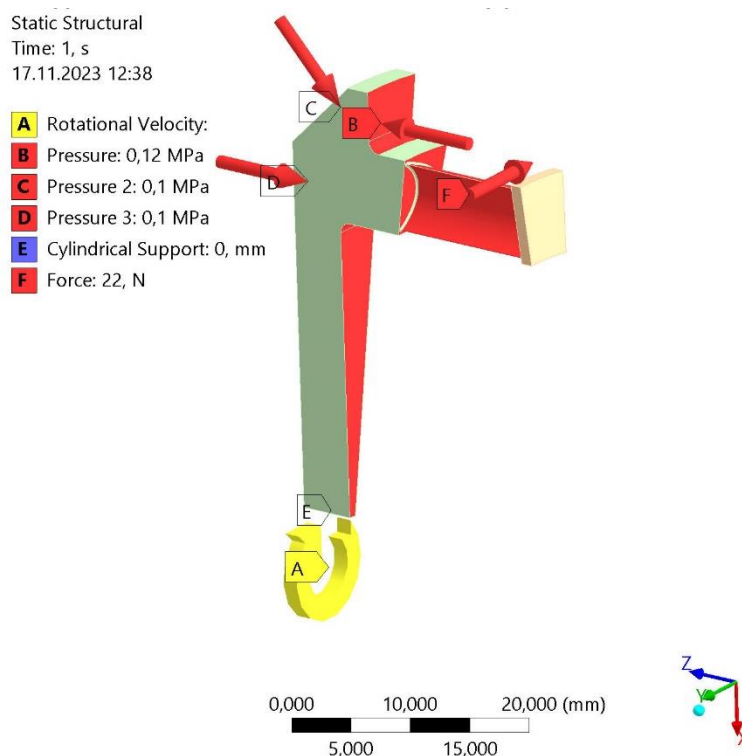
- przy najniższym momencie obrotowym (siła równa 22 N na łopatkę) oraz najwyższej prędkości obrotowej (35000 obr/min),
- przy najwyższym momencie obrotowym (siła równa 41 N na łopatkę) oraz najniższej prędkości obrotowej (10000 obr/min).

Wartości ciśnienia były uśrednione dla obu wariantów ze względu na marginalny wpływ na stan naprężeń tarczy. Wartość ciśnień wskazano na Rys. 3-19.

Jako warunek brzegowy przyjęto mocowanie piasty typu „Cylindrical Support”, w którym odebrano możliwość ruchu osiowego oraz obrotowego tarczy, a uwolniony został ruch promieniowy symulujący rzeczywistą fizykę zaprojektowanego połączenia piasty z wałem. Połączenie bandaża z łopatką modelowano poprzez kontakt typu „bonded” na powierzchni cylindrycznej kołka mocującego wewnątrz struktury łopatki. Model użyty do analizy jest modelem periodycznym, czyli stanowiącym 1/42 pełnej ułopatkowanej tarczy. Zestaw obciążeń i warunków brzegowych opisanych powyżej, przypisanych do konkretnej części geometrii przedstawiono na Rys. 3-19. Model został zbudowany w środowisku ANSYS Mechanical [81]. Model analizowany był jako liniowy i statyczny. Domenie obliczeniowej przypisano właściwości jednorodnego stopu aluminium 7075-T6. Opisany powyżej sposób modelowania ułopatkowanej tarczy na cele analizy wytrzymałościowej został opisany w literaturze [83,84].

Siatka dyskretyzująca model obliczeniowy była zbudowana z 560136 elementów. Rząd elementów był automatycznie dopasowywany przez generator siatki (Ansys Mechanical). Zgodnie z zaleceniami ANSYS [85] jakość siatki została sprawdzona pod kątem kluczowych parametrów:

- „skewness” – osiągnięto następujące wartości tego parametru: minimum ~ 0 / maksimum 0,87 / średnia 0,27;
- “orthogonal quality” – osiągnięto następujące wartości tego parametru: minimum 0,16 / maksimum 0,99 / średnia 0,73;



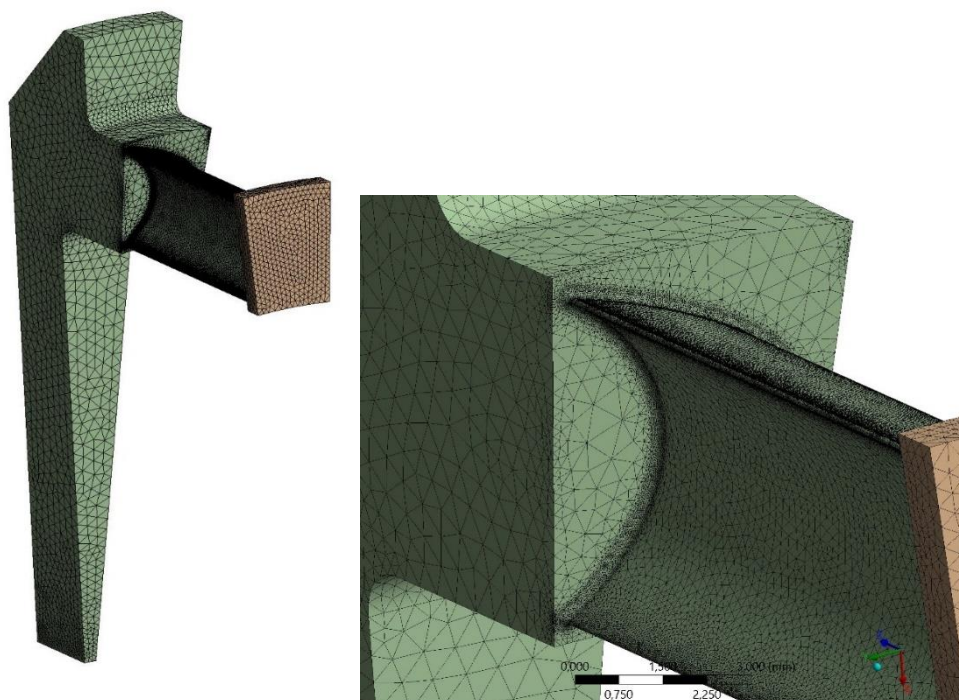
Rys. 3-19 Periodyczny model obliczeniowy ułopatkowanej tarczy wirnikowej z bandażem na cele analizy wytrzymałościowej – uwidocznione zastosowane obciążenia i odebrane stopnie swobody.

Skrajnie osiągnięte jakościowe parametry siatki mieszczą się w dopuszczalnym zalecanym przez producenta oprogramowania zakresie. Przygotowana dyskretyzacja została przedstawiona na Rys. 3-20. Widać na nim zagęszczenie elementów siatki w obszarze spiętrzenia naprężeń na promieniu przejścia z pióra łopatki w tarczę.

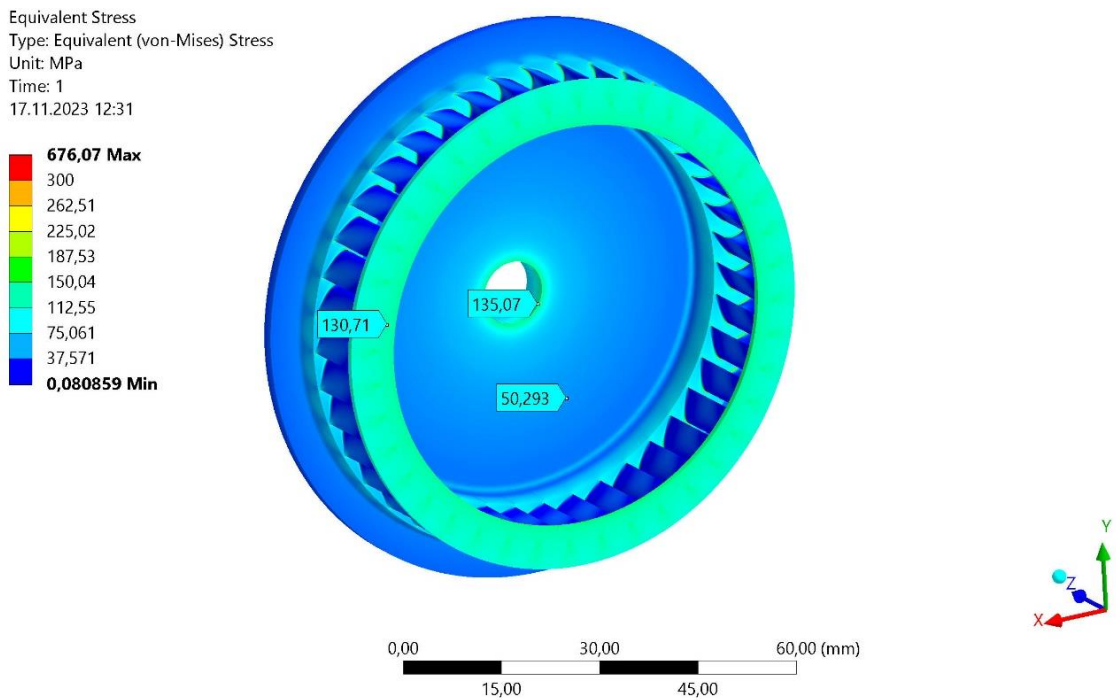
Z przeprowadzonej analizy wynikało, że najbardziej wyciążającym wariantem jest przypadek z najmniejszym momentem obrotowym i najwyższą dopuszczalną prędkością obrotową. Z tego powodu w dalszej części rozdziału skupiono się tylko na tym wariantcie. Rozkład naprężeń zredukowanych przedstawiono na Rys. 3-21 oraz Rys. 3-22. Wykorzystano hipotezę von Misesa wyznaczania naprężeń zredukowanych. Maksymalna wielkość osiągnięta w obrębie tarczy wirnikowej wynosi 135 MPa i zgodnie z przewidywaniami znajduje się na obwodzie piasty. Maksymalną wartość naprężeń przy łopatce zarejestrowano u jej stopy w promieniu przejścia materiału. Wynosi ona

337 MPa. Ekstremum naprężeń wynikające ze sposobu dyskretyzacji modelu zostało pominięte.

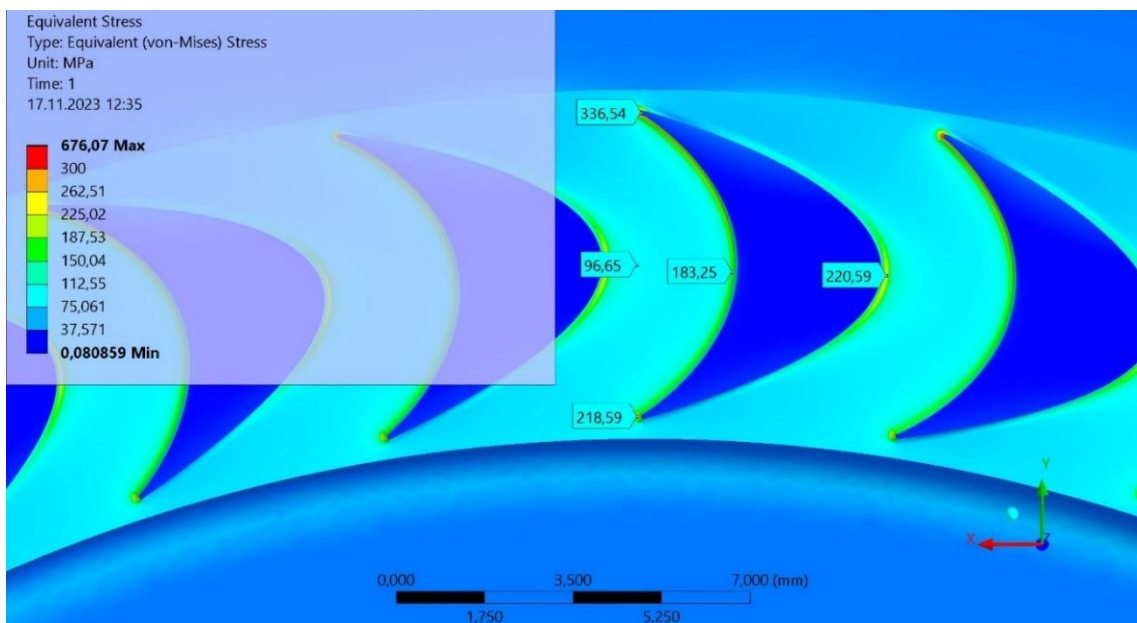
Dopuszczalne naprężenia u stopy łopatki określono w oparciu o kryterium wytrzymałości zmęczeniowej przy cyklicznym zginaniu jednostronnym $k_{gd} = 0,76 * \frac{R_m}{1,2}$, gdzie 1,2 jest wartością współczynnika bezpieczeństwa dla założenia, że prototyp przeznaczony jest do celów badawczych i nie przepracuje więcej niż 100h. Dopuszczalne naprężenia w tarczy wirnikowej określono z kryterium $k_r = \frac{Re}{2}$, gdzie 2, to współczynnik bezpieczeństwa [86]. Maksymalne wyężenie konstrukcji przedstawionymi naprężeniami w odniesieniu do przedstawionych kryteriów wytrzymałościowych wynosi 98%, co umożliwia dopuszczenie prototypu do pracy w skrajnych parametrach.



Rys. 3-20 Dyskretyzacja modelu obliczeniowego – dodatkowe zbliżenie uwidacznia zagęszczenie siatki w promieniu przejścia łopatki w strukturę tarczy.



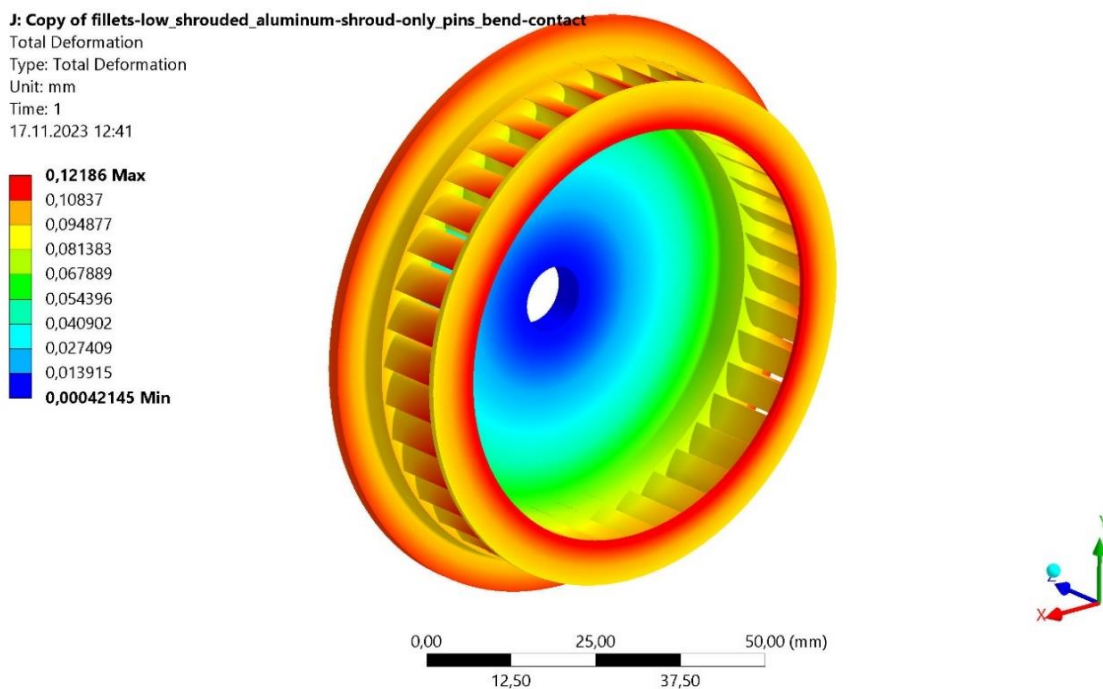
Rys. 3-21 Rozkład naprężeń zredukowanych (von Mises) na ułatkowanej tarczy wirnikowej z bandażem – wskazane wartości naprężenia w wybranych punktach kontrolnych.



Rys. 3-22 Zbliżenie ukazujące rozkład naprężeń na promieniu przejścia łopatki w strukturę tarczy – wskazane wartości naprężeń na obwodzie profilu łopatki u jej stopy.

Na Rys. 3-23 przedstawiono deformację koła wirnikowego wraz z bandażowanymi łopatkami. Widać, że maksymalne odchylenie całkowite (jest to jednocześnie maksymalne odchylenie w kierunku promieniowym) wynosi 0,12 mm. Wartość ta tyczy się zewnętrznego obrysu tarczy oraz wewnętrznej średnicy bandaża i krawędzi natarcia łopatek. Ostatnie dwa rejony są krytyczne ze względu na potencjalną możliwość

skasowania luzów: promieniowego i osiowego. W zaprojektowanym przypadku wynoszą one 0,5 mm, a więc wyężenie z warunku dopuszczalnych odkształceń wynosi 24%.



Rys. 3-23 Rozkład odkształcenia całkowitego analizowanej geometrii ułopatkowanej tarczy wirnikowej.

Wstępnie zweryfikowano również obciążenie od wewnętrznego ciśnienia statycznego $p_0 = 10 \text{ bar}(g)$. Jako najbardziej wyężony element uznano płaskie zakończenie kanału doprowadzającego strumień do dyszy, którego grubość ustalono na 3 mm. Bazując na metodzie DBF z normy EN 13480-3: 2017 [87] i traktując ten element jako dno płaskie obciążone ciśnieniem ustalono minimalną grubość ścianki dna kanału na poziomie 0,5 mm, co gwarantuje zachowanie integralności tego elementu konstrukcyjnego.

W analizie pominięto sprawdzenie wytrzymałości:

- 6 sztuk śrub mocujących skrzynię dyszową do korpusu, obciążonych siłą osiową od ciśnienia wynosząco 97 N na śrubę – wartość uznano za pomijalną,
- podpór turbiny ze względu na brak obciążeń zewnętrznych na stanowisku pomiarowym oraz pomijalnie małej wartości generowanej siły osiowej turbiny (bardzo mały udział dynamiczny wirnika).

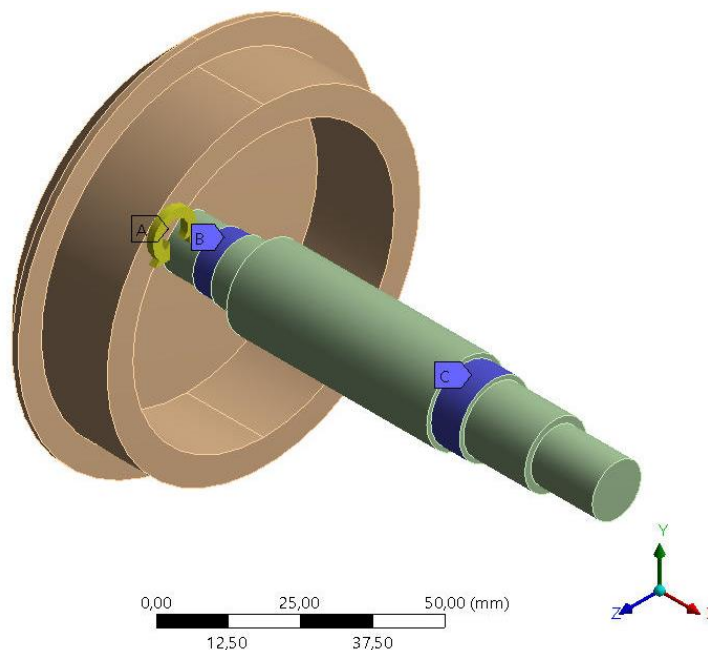
3.1.4. Analiza modalna drgań zaprojektowanego wirnika turbiny

Celem analizy modalnej było zbadanie charakterystyki drgań własnych zaprojektowanego wirnika, a docelowo sprawdzenie, czy wirnik jest podkrytyczny, a więc czy pierwsza postać jego drgań własnych występuje powyżej dopuszczalnej prędkości obrotowej turbiny.

W ramach analizy geometria ułopatkowanego koła wirnikowego została uproszczona. Wieniec łopatek został zastąpiony pełnym pierścieniem o gabarytach zewnętrznych wieńca łopatek. Podejście takie powoduje, że otrzymywane wyniki stawiają autora po bezpiecznej stronie ze względu na zwiększenie wirującej masy. Przepisane warunki brzegowe są typu:

- „cylindrical support” dla łożyska promieniowego (przedniego) pozostawiający wolny stopień swobody przesuwu w kierunku osiowym wału,
- „fixed support” dla łożyska promieniowo-osiowego (tylnego), odbierający wszystkie stopnie swobody,
- prędkość obrotowa całego wirnika równa 35000 obr/min.

Model wraz z miejscem przyłożenia warunków brzegowych przedstawiono na Rys. 3-24.



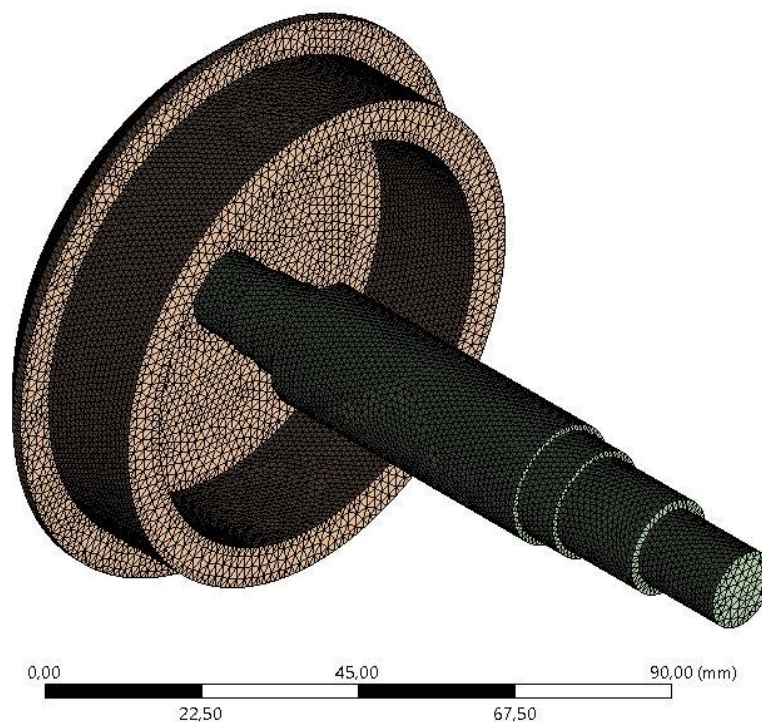
Rys. 3-24 Geometria modelu obliczeniowego na potrzeby analizy modalnej – widoczne umiejscowienie warunków brzegowych.

Model został dyskretyzowany siatką obliczeniową o ilości elementów wynoszącej 172442. Rząd elementu kontrolowany był automatycznie przez program Ansys Mechanical. Podobnie jak w przypadku analizy wytrzymałościowej siatka została sprawdzona pod kątem kluczowych parametrów:

- „skewness” – osiągnięto następujące wartości tego parametru: minimum ~ 0 / maksimum 0,96 / średnia 0,32;
- “orthogonal quality” – osiągnięto następujące wartości tego parametru: minimum 0,029 / maksimum 0,99 / średnia 0,67;

W tym przypadku, tak jak w przypadku analizy wytrzymałościowej, również skraje wartości powyższych parametrów mieściły się w dopuszczalnym zalecanym przez

producenta oprogramowania zakresie. Przygotowana siatka została przedstawiona na Rys. 3-25.

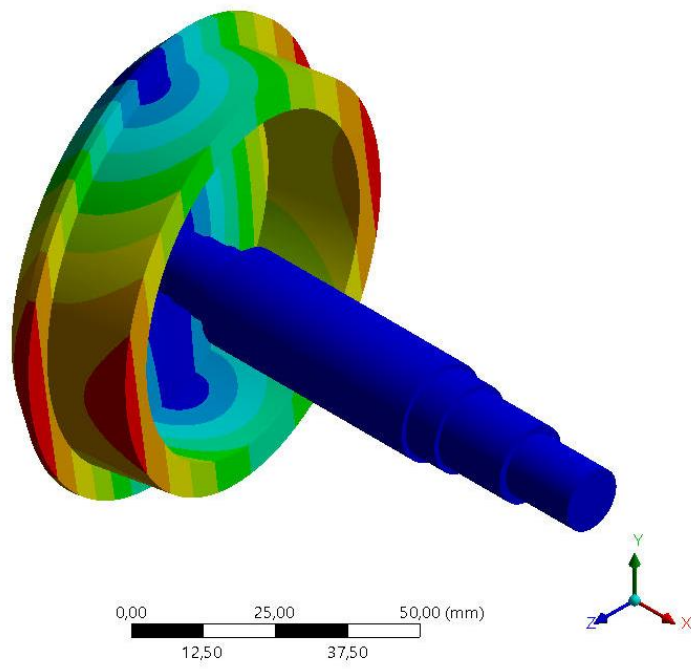


Rys. 3-25 Dyskretyzacja modelu obliczeniowego na potrzeby analizy modalnej.

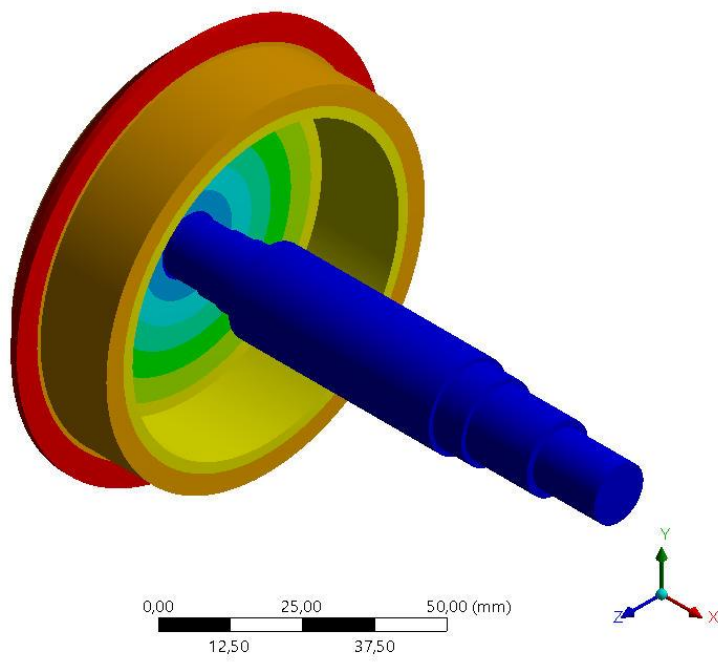
Wyniki analizy przedstawiające tabelarycznie częstotliwości drgań własnych wirnika przedstawiono w Tab. 3-4. Kształt deformacji przy poszczególnych postaciach drgań przedstawiono kolejno na: Rys. 3-26, Rys. 3-27, Rys. 3-28, Rys. 3-29 oraz Rys. 3-30.

Tab. 3-4 Wynik analizy modalnej – wyznaczone częstotliwości drgań własnych.

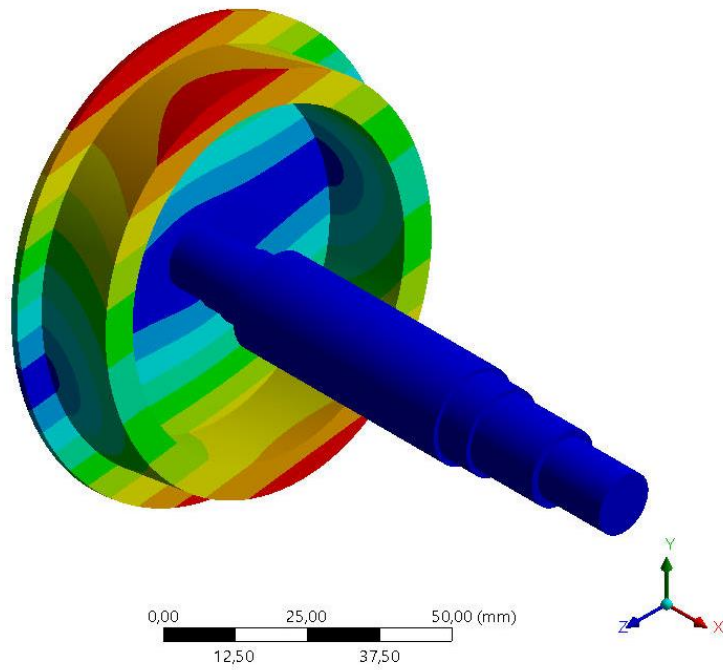
Postać drgań	1.	2.	3.	4.	5.
f [Hz]	777,3	1304,7	1676,3	2556,1	4865,6



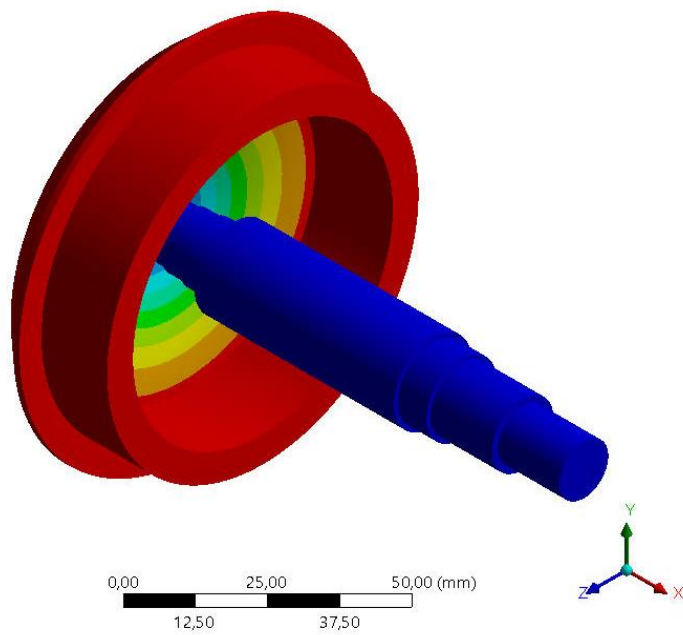
Rys. 3-26 Kształt deformacji – 1. postać drgań.



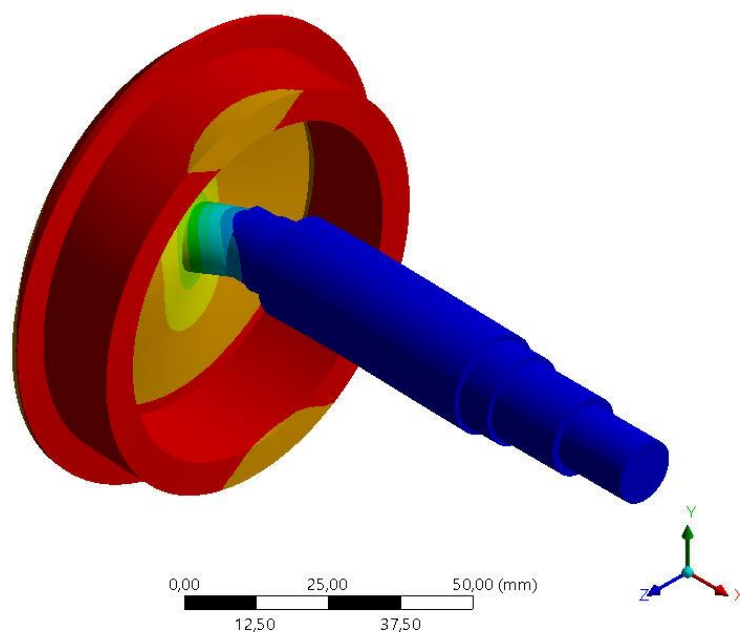
Rys. 3-27 Kształt deformacji – 2. postać drgań.



Rys. 3-28 Kształt deformacji – 3. postać drgań.



Rys. 3-29 Kształt deformacji – 4. postać drgań.



Rys. 3-30 Kształt deformacji – 5. postać drgań.

Pierwsza postać drgań (giętna – najmniej pożądana) występuje przy częstotliwości 777 Hz. Oznacza to, że pierwsza prędkość krytyczna wynosi 46620 obr/min. W odniesieniu do maksymalnej dopuszczalnej prędkości obrotowej wirnika turbiny wynoszącej 35000 obr/min daje, to ok. 25% zapasu (współczynnik bezpieczeństwa wynosi ok. 1,25). W związku z powyższym projekt wirnika charakteryzowano jako podkrytyczny. Należy jednak mieć na uwadze, że również połówki prędkości krytycznych mogą charakteryzować się podniesionym poziomem drgań układu, z tego powodu przy badaniach turbiny unikano długotrwałej pracy przy prędkościach obrotowych mieszczących się w przedziale 22000 – 25000 obr/min.

3.1.5. Projekt konstrukcyjny prototypu

Jednym z podstawowych celów procesu projektu konstrukcyjnego, poza oczywistą kwestią bezpieczeństwa konstrukcji i użytkowników, była możliwość zapewnienia pracy maszyny z dowolną konfiguracją zasilanych sektorów stopnia turbinowego. Rozwiązanie takie jest niezbędne ze względu na jeden z celów naukowych pracy jakim jest analiza strat częściowego zasilania, co zostało opisane dokładnie w dalszej części pracy. Z tego powodu maszyna została wyposażona w trzy niezależnie działające przyłącza zasilające - Rys. 3-31 i Rys. 3-34, po jednym na każdy sektor dyszowy w skrzyni dyszowej - Rys. 3-33 i Rys. 3-37.

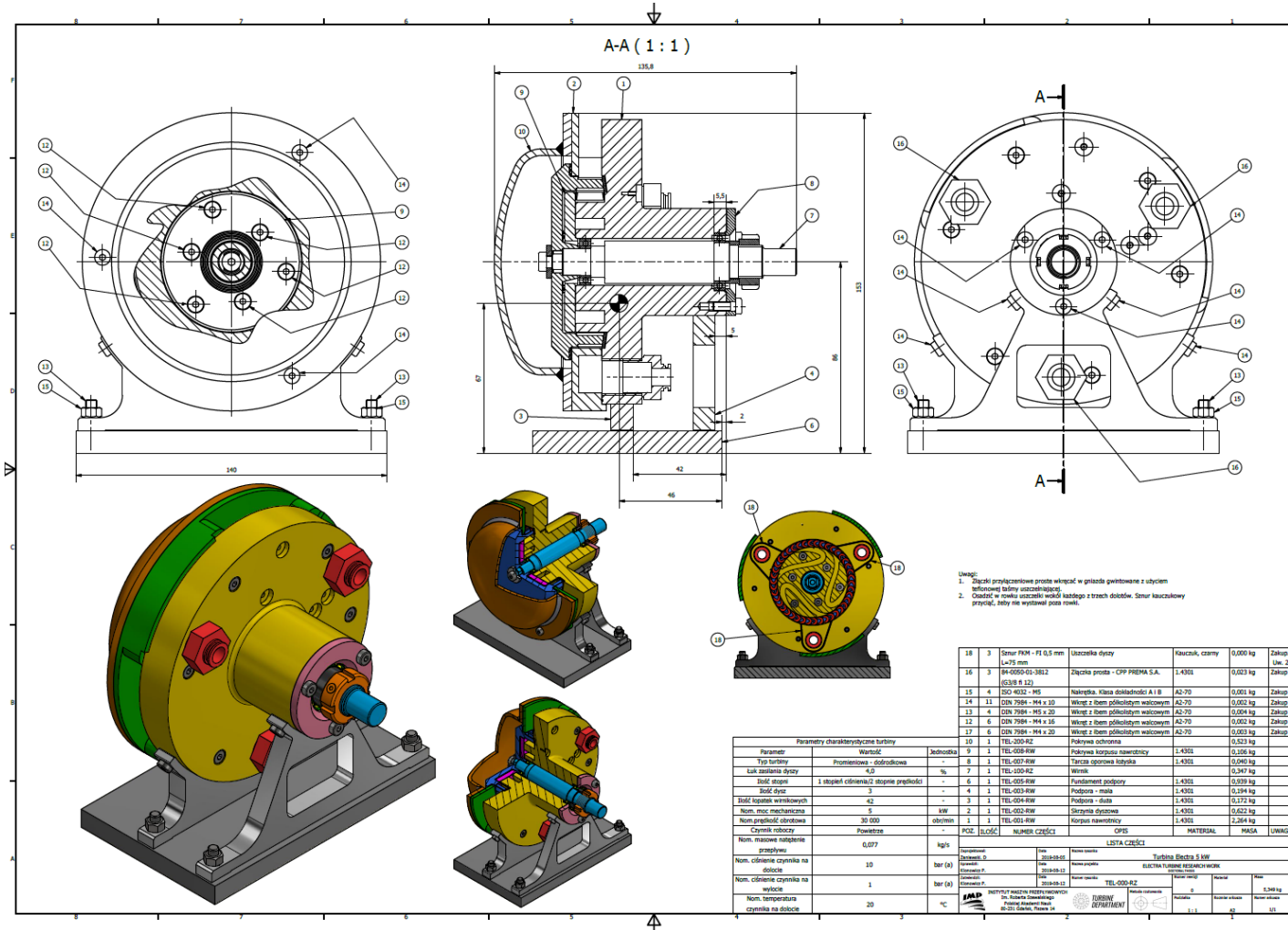
Charakterystycznym elementem maszyny jest korpus integralny z kanałami nawrotnymi układu przepływowego - Rys. 3-32 i Rys. 3-36. Korpus został wykonany w taki sposób, że był bazą pasowania wszystkich najważniejszych elementów turbiny. Jest to jedna z cech znamienych wskazana w zastrzeżeniu patentowym

NR PL244383 [88], które zostało wydane dla opracowanej w ramach rozprawy doktorskiej konstrukcji prototypu.

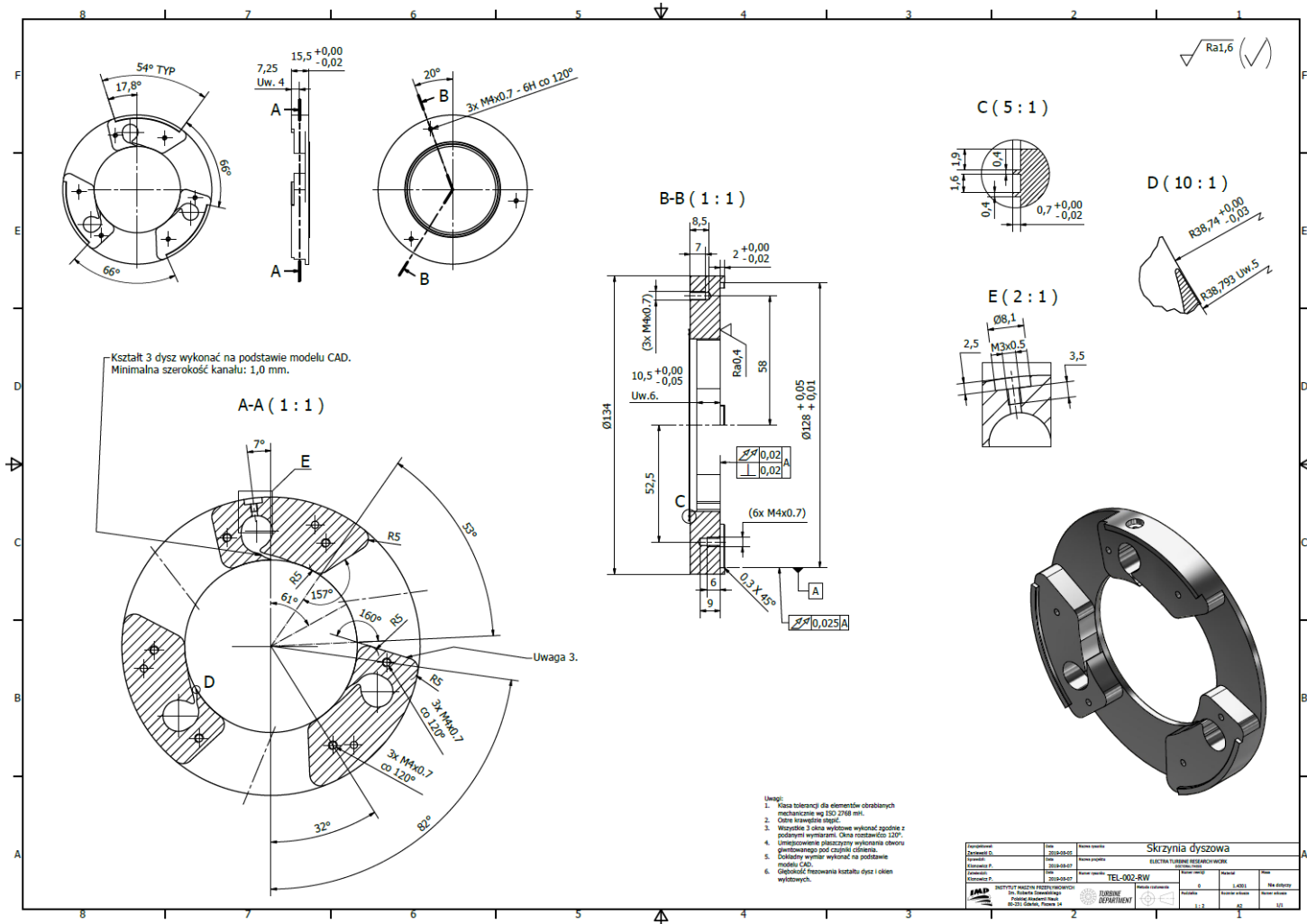
Wirnik maszyny łożyskowany był z wykorzystaniem klasycznych łożysk tocznych kulkowych 61801 oraz 61803, które na późniejszym etapie testów zostały wymienione na łożyska: 61801-2Z oraz 61803-2Z - Rys. 3-31. Są to łożyska z integralnym uszczelnieniem bieżni. Powód zmiany sposobu łożyskowania został opisany w rozdziale 3.1.6 poświęconym wstępnym testom ruchowym turbiny. Tarcza wirnikowa została wykonana z 42 integralnymi łopatkami - Rys. 3-35. Łopatki były kryte bandażem, który mocowany był do łopatek z użyciem 14 kołków wciskowych. W celu zapewnienia bezpieczeństwa eksploatacji wirująca tarcza wirnikowa została zamknięta pokrywą.

Korpus oraz skrzynia dyszowa zostały wyposażone w dodatkowe przyłącza pomiarowe połączone kanałami impulsowymi z charakterystycznymi obszarami przepływu. Umożliwiało to pomiar ciśnienia statycznego w 5 punktach kontrolnych przepływu.

Całość złożenia maszyny została posadowiona na dwóch sztywnych podporach - Rys. 3-31 i Rys. 3-34, przy czym jedna z nich była mocowana do płyty podstawy z wykorzystaniem otworów podłużnych („slotów”), w których uwolnione były ruchy dylatacyjne korpusu. Było to niezbędne ze względu na możliwość osiągnięcia bardzo niskich temperatur podczas eksperymentu.



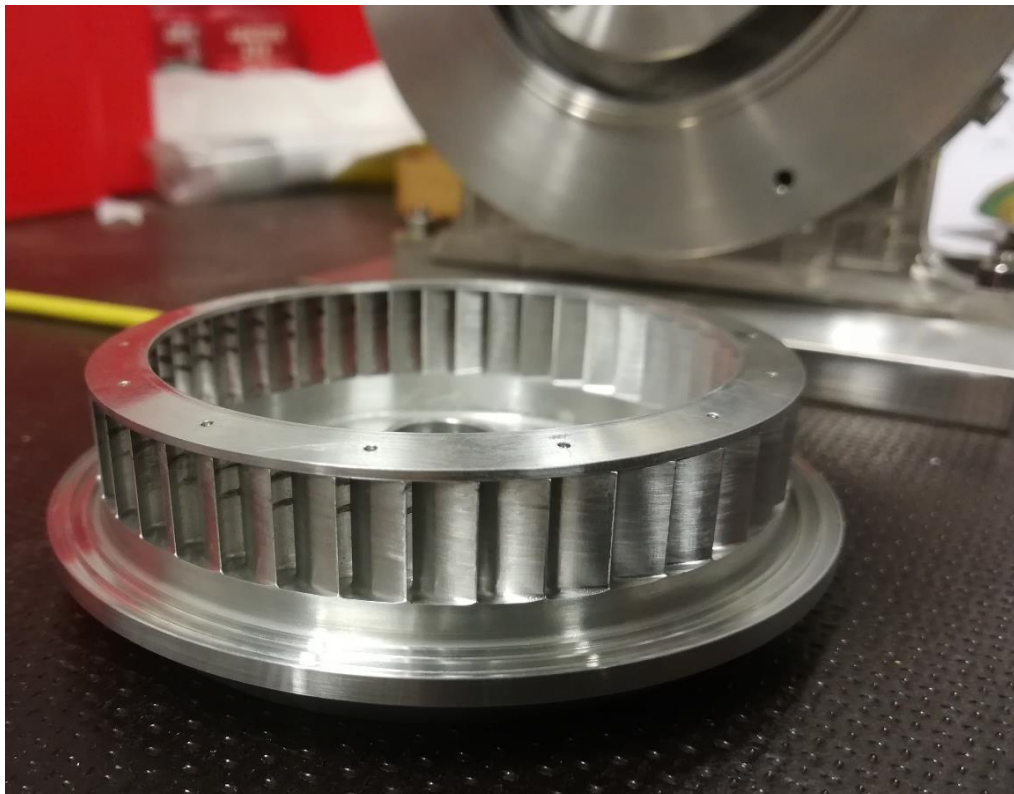
Rys. 3-31 Rysunek złożeniowy zaprojektowanego prototypu.



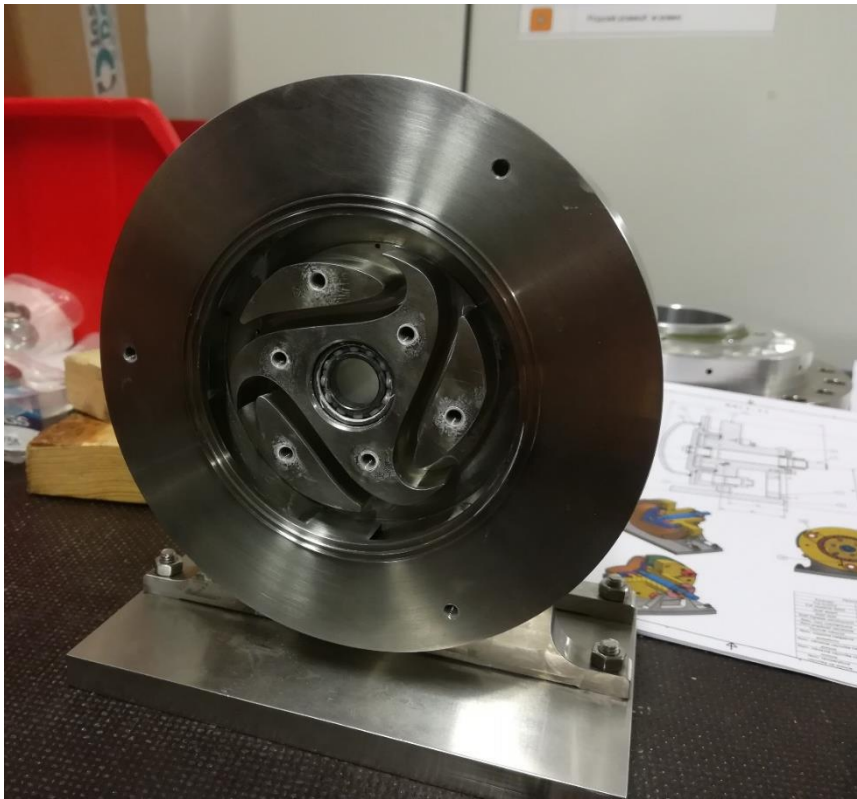
Rys. 3-33 Rysunek wykonawczy skrzyni dyszowej – widoczne trzy sektory zasilania (trzy pojedyncze dysze).



Rys. 3-34 Zdjęcie złożenia wykonanego prototypu.



Rys. 3-35 Zdjęcie wykonanej tarczy wirnikowej z integralnymi, bandażowanymi łopatkami.



Rys. 3-36 Zdjęcie wykonanego korpusu maszyny z uwidocznionymi kanałami nawrotnymi i łożyskiem przednim (promieniowym).



Rys. 3-37 Zbliżenie na wykonaną dyszę wraz z jej kanałem dolotowym w skrzyni dyszowej.

3.1.6. Testy ruchowe prototypowej turbiny bez obciążenia – pomiar drgań wirnika

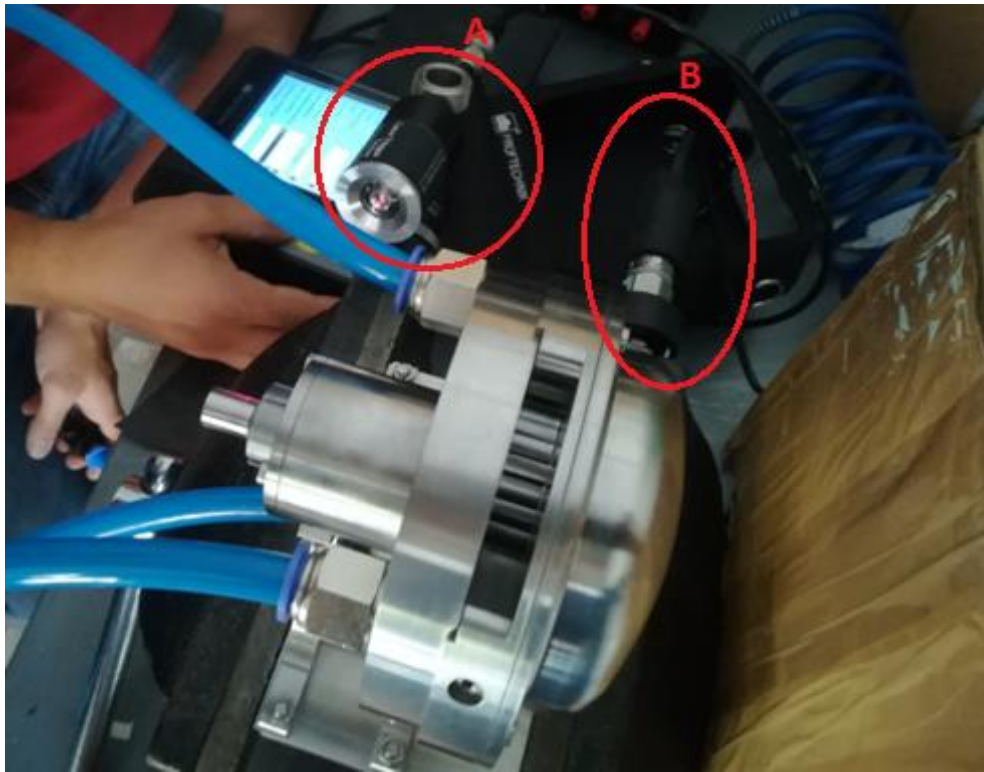
Ostatnim etapem związanym z szeroko pojętą budową prototypowej turbiny bezpośrednio przed testami pod obciążeniem były testy ruchowe na biegu jałowym. Głównym celem tych testów było sprawdzenie poprawności ruchu maszyny (brak efektów akustycznych związanych z ocieraniem) oraz rejestracja drgań maszyny podczas ruchu na biegu jałowym w określonym zakresie prędkości obrotowych aż do prędkości nominalnej.

Na potrzeby testu ruchowego zorganizowane zostało tymczasowe stanowisko testowe (część stanowiska przedstawiono na Rys. 3-38) składające się z:

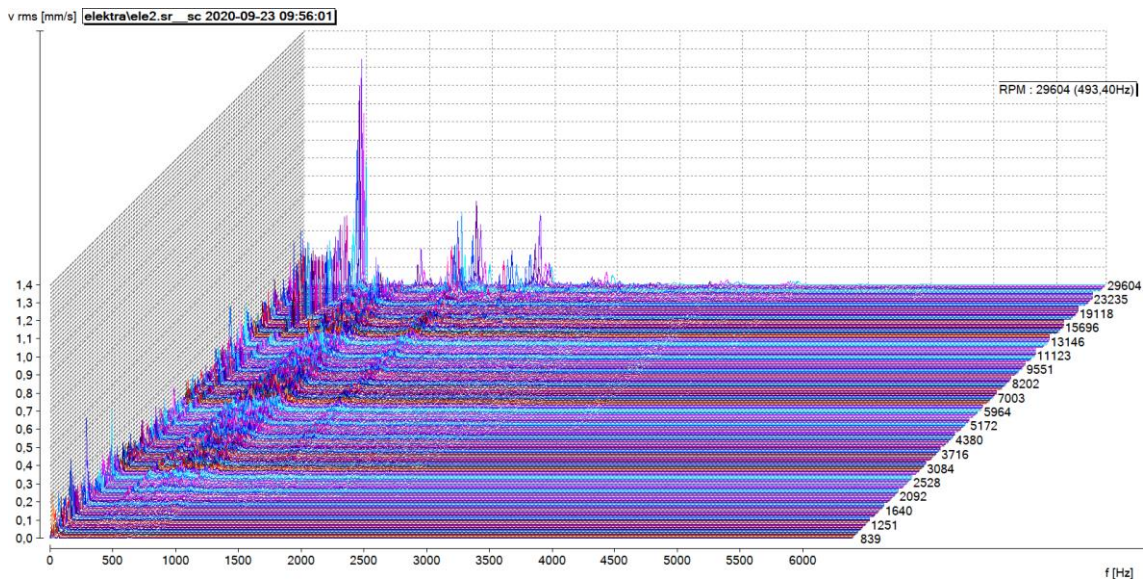
- mechanizmu pozycjonującego turbinę,
- kompresora tłokowego ze zbiornikiem buforowym, którym przez zawór regulacyjny zasilano równocześnie wszystkie 3 sektory zasilania stopnia (niebieskie przewody pneumatyczne),
- mobilnego analizatora diagnostycznego PRUFTECHNIK VIBXPERT II wyposażonego w:
 - optyczny czujnik prędkości obrotowej PRUFTECHNIK VIB 6.631 - oznaczony literą A na Rys. 3-38,
 - akcelerometr do pomiaru prędkości i częstotliwości drgań PRUFTECHNIK VIB 6.142 R - oznaczony literą B na Rys. 3-38.

Podczas testów zarejestrowano prędkości drgań w pełnym spektrum częstotliwości dla wszystkich zbadanych prędkości obrotowych wirnika w zakresie od 0 do 29600 obr/min. Wyniki pomiarów przedstawiono na Rys. 3-39. Testy ruchowe nie wykazały kolizji w ruchu wirnika zarówno w stanie postoju (wolne obroty manualne), jak i ruchu z nominalną prędkością obrotową. Z pomiarów przedstawionych na Rys. 3-39 można zaobserwować następujące cechy:

- Widoczne pasmo podwyższonych drgań w okolicach częstotliwości 600 Hz i 1300 Hz. Jest to pasmo drgań własnych konstrukcji mocującej turbinę (stołu pomiarowego), gdyż prędkość drgań (RMS) nie ulega znacznej zmianie w tych pasmach wraz ze zmianą prędkości obrotowej wirnika;
- Podwyższoną prędkość drgań (RMS) dla prędkości obrotowej ~30000 obr/min, z ekstremum wynoszącym niecałe 1,3 mm/s przy częstotliwości drgań ~600 Hz. Ma to związek z pokryciem się częstotliwości obrotowej z częstotliwością drgań własnych stanowiska pomiarowego;



Rys. 3-38 Zdjęcie stanowiska testów ruchowych z oznaczonym oprzyrządowaniem pomiarowym.



Rys. 3-39 Wyniki pomiaru prędkości drgań podczas testów ruchowych w wybranym spektrum częstotliwości drgań dla zbadanego zakresu prędkości obrotowych prototypu.

Wniosek z powyższych obserwacji jest taki, że drgania turbiny nie przekraczają norm, a szum drgań stołu pomiarowego należałoby filtrować. Wirnik w zakresie prędkości obrotowej do 30000 obr/min nie wykazywał drgań mogących sugerować zbliżanie się do prędkości krytycznej. Oznacza to, że w ramach zbadanego zakresu prędkości obrotowych, przewidywania na podstawie wykonanej analizy modalnej

opisanej we wcześniejszej części pracy odnośnie podkrytycznego charakteru dynamiki wirnika okazały się poprawne.

Podczas przeglądu części prototypu po wykonanych testach ruchowych zaobserwowano:

- efekty akustyczne (hałas/szum) podczas manualnych obrotów wału w łożyskach,
- znaczny wyciek smaru z bieżni łożyska.

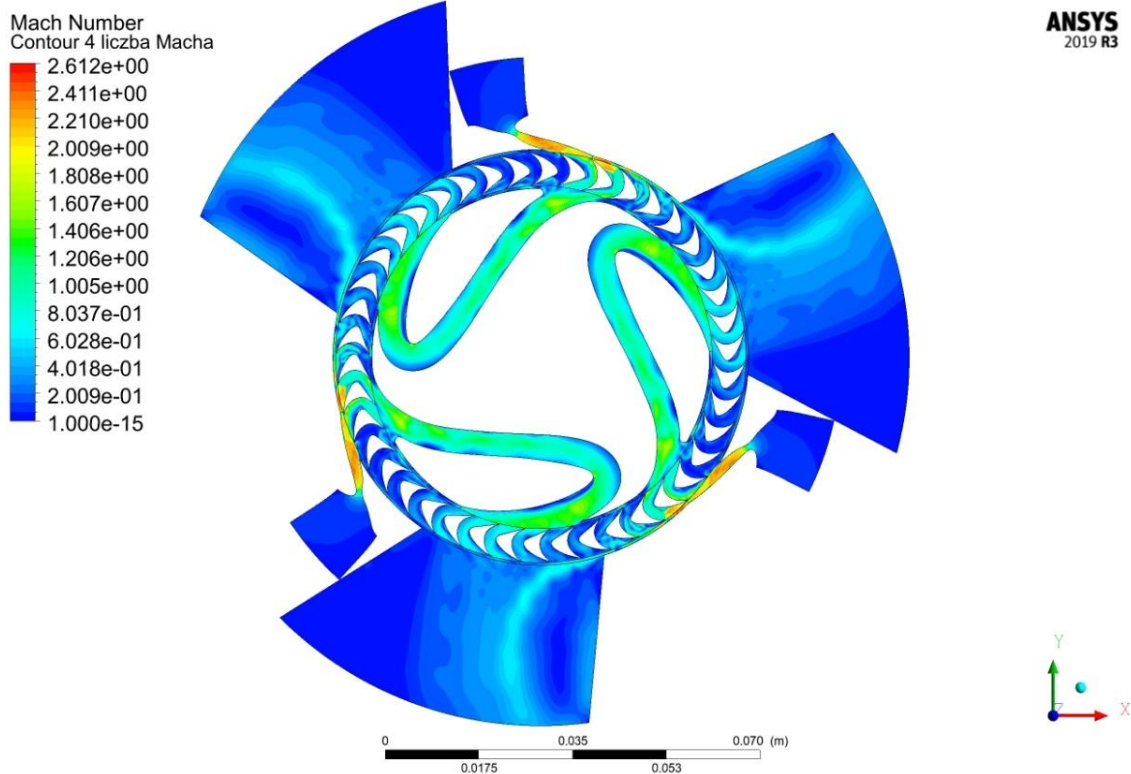
Obie powyższe obserwacje sugerowały osuszenie elementów tocznych łożyska, co przekładało się na niepożądane efekty akustyczne, ale docelowo również mogło doprowadzić do przegrzania łożysk. W związku z tym zdecydowano się na zmianę typu łożysk z 61801 oraz 61803 na 61801-2Z oraz 61803-2Z. Nowy typ oznaczony symbolem 2Z dodaje w konstrukcji łożyska integralne uszczelnienie mechaniczne, w tym przypadku wykonane ze stali nierdzewnej. Ma to docelowo zagwarantować znaczne wydłużenia czasu operacyjnego bez konieczności ponownego smarowania łożysk. Pierwotne łożysko 61801 z widocznymi wyciekami smaru przedstawiono na Rys. 3-40.



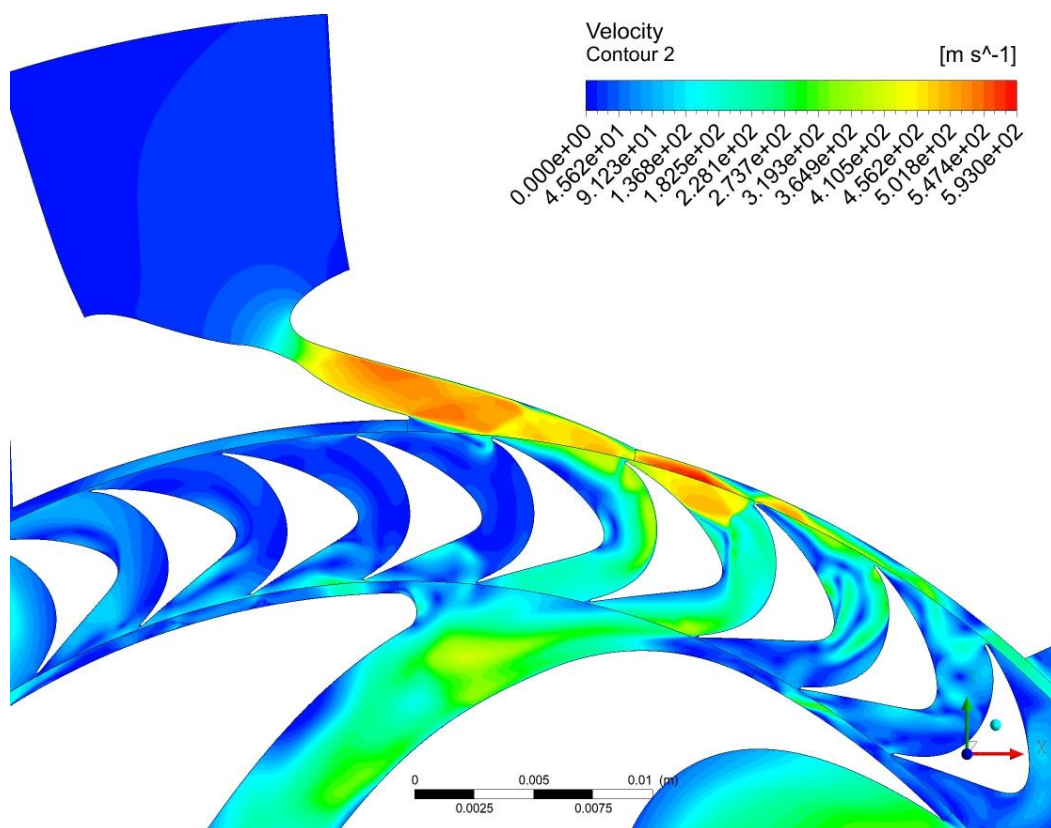
Rys. 3-40 Zbliżenie na pierwotny typ łożyska osadzonego w korpusie prototypu z widocznymi wyciekami medium smarującego.

3.2. Charakterystyka przepływu w badanym układzie przepływowym – wyniki symulacji 2D w projektowym punkcie pracy

Przepływ w stopniu turbinowym będący przedmiotem prac niniejszej rozprawy charakteryzuje się silnie niestacjonarnym charakterem w związku wykorzystaniem częściowego zasilania zarówno w pierwszym, jak i w drugim stopniu prędkości. Dodatkowo, co jest charakterystyczne i znacznie odmienne od znanego np. stopnia Curtisa, to fakt, że oba stopnie prędkości wchodzić we wzajemną interakcję w sensie negatywnym. Oznacza to, że poza współpracą w kontekście zaprojektowanego przepływu oddziałują one na siebie w zakresie strat częściowego zasilania. Na Rys. 3-41 oraz Rys. 3-42 widać wspomnianą wzajemną interakcję. Strumień, który wypływa z dyszy oddaje energię do wirnika maszyny, po czym łopatką wirnikową chowa się w niezasilanej części obwodu. Rozpędzony gaz ekspanduje w całej objętości zamkniętego kanału międzyłopatkowego. Generowane są przepływy zwrotne (struktury wirowe widoczne na Rys. 3-42), a niesiona energia ulega częściowej dyssypacji, przy czym stopień tej dyssypacji zależy od czasu w jakim łopatką znajdzie się ponownie w oknie zasilania przez dyszę. Powyższe jest klasycznym ujęciem strat sektorowej na wyjściu z łuku zasilania. Charakterystyczne dla omawianego układu przepływowego jest to, że kolejny sektor istnieje zawsze i jest to łuk zasilania drugiego stopnia prędkości. Co więcej kierunek przepływu jest odwrócony w stosunku do pierwszego stopnia. W przypadku ilości sektorów zasilania większej niż 1 istnieje jeszcze drugi obszar interakcji, analogiczny do omawianego, ale między łukiem zasilania drugiego stopnia prędkości a łukiem zasilania pierwszego stopnia prędkości w kolejnym sektorze. Obszar ten charakteryzuje się mniejszym poziomem energetycznym, niemniej odpowiada za ten sam mechanizm strat sektorowych. Wzajemna interakcja odbywa się również na drodze przecieku powstającego przez szczelinę promieniową na zewnętrznym obwodzie wieńca łopatek wirnikowych. Rozpędzony strumień zza dyszy, który na drodze szczeliny wywiera bezpośredni wpływ na profil ciśnienia i prędkości na wylocie z drugiego stopnia prędkości.



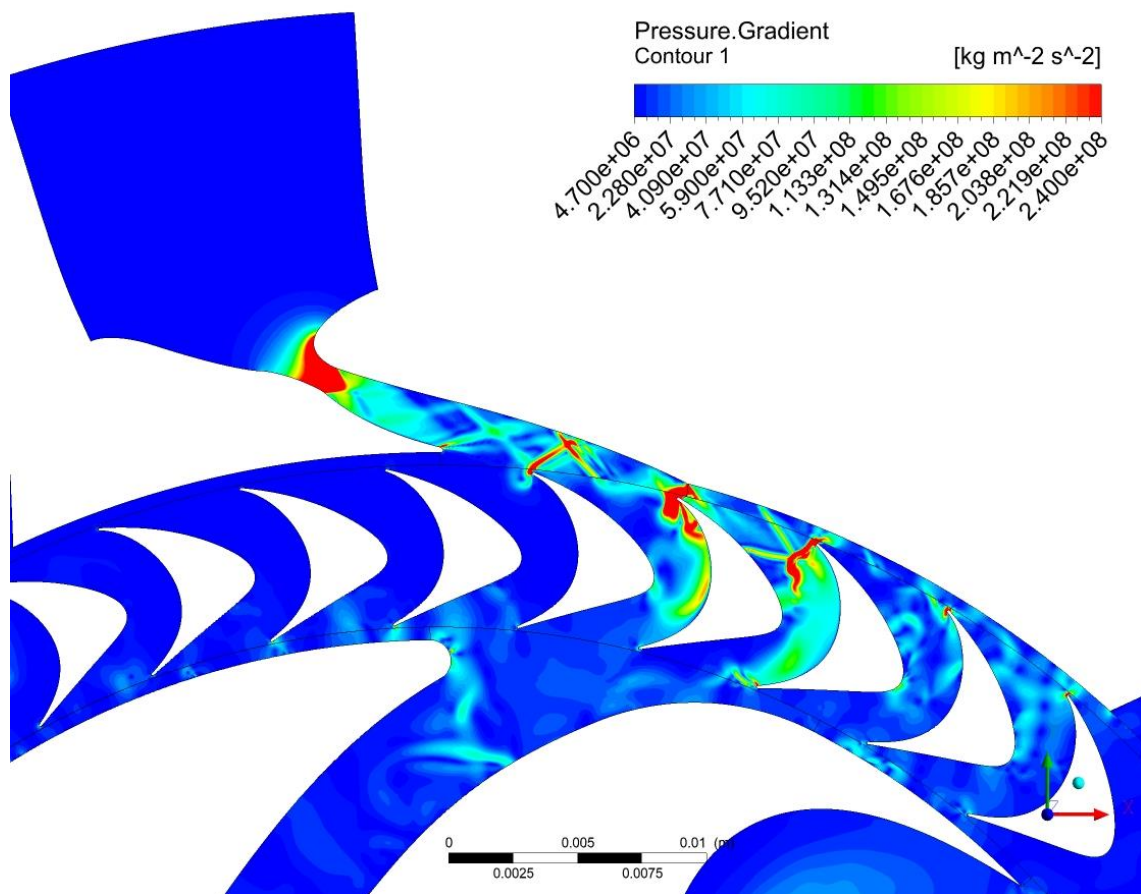
Rys. 3-41 Rozkład liczby Macha w całym układzie przepływowym – wyniki analizy numerycznej z wykorzystaniem modelu 2D w nominalnym punkcie pracy.



Rys. 3-42 Rozkład prędkości strugi w pierwszym stopniu prędkości – wyniki analizy numerycznej z wykorzystaniem modelu 2D w nominalnym punkcie pracy.

Z Rys. 3-41 przedstawiającego kontury liczby Macha można również odczytać charakter przepływu. Jest on silnie naddźwiękowy w pierwszym stopniu prędkości oraz w kanale nawrotnym, z ekstremum w dyszy sięgającym $Ma = 2,4$. Zgodnie z Rys. 3-42 odpowiada to prędkości wylotowej z dyszy równej ok. 550 m/s. W związku z przepływem naddźwiękowym w kanale przepływowym pierwszego stopnia prędkości obserwowane są fale uderzeniowe. Na Rys. 3-43 przedstawiającym kontury gradientu ciśnienia widoczne są wyraźnie:

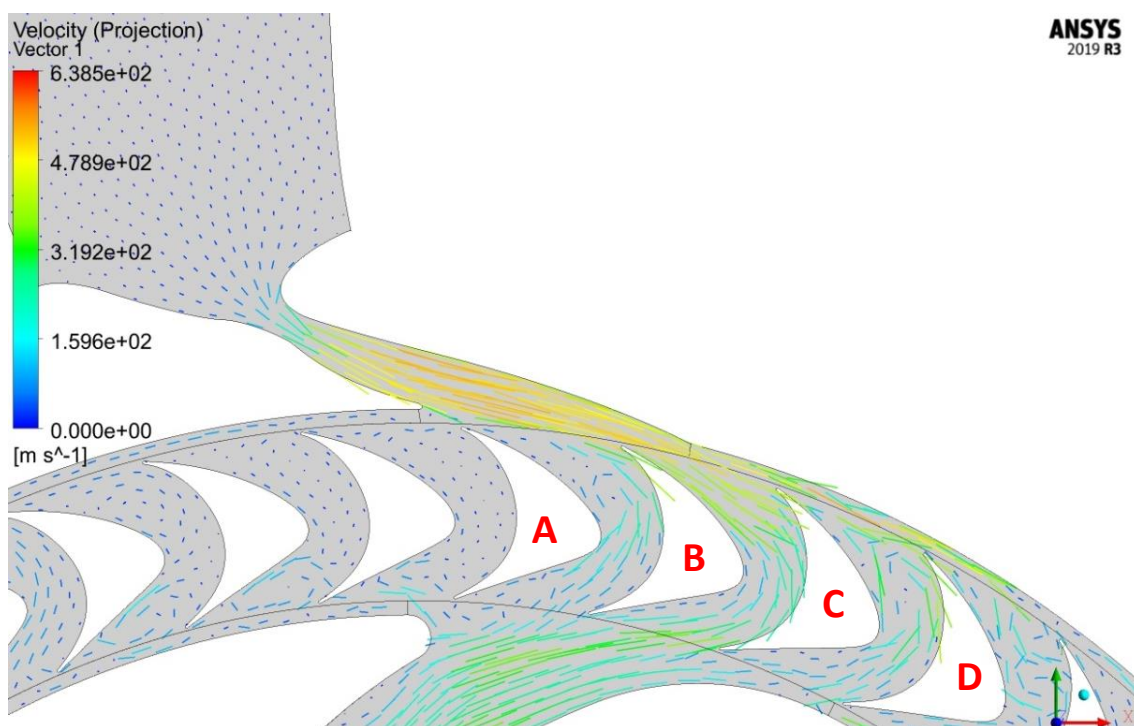
- skośne fale uderzeniowe powstające w części rozbieżnej dyszy oraz na jej krawędzi spływu, które odbijane są dalej poza przekrojem wylotowym dyszy aż do części wirującej,
- typowe struktury fal łukowych (krzywoliniowych) na krawędzi natarcia profilu łopatkowy wirnikowej,
- typowe struktury fal typu „fishtail” powstające na krawędzi spływu profilu łopatkowy wirnikowej,
- propagacja fali do części wlotowej kanału nawrotnego.



Rys. 3-43 Rozkład gradientu ciśnienia w pierwszym stopniu prędkości – uwidoczniono struktury fal uderzeniowych w kanale dyszy oraz międzyłopatkowym i na wejściu do kanału nawrotnego. Rozkład dla projektowego punktu pracy.

Na Rys. 3-44 pokazane zostały wektory prędkości przepływu przez łopatki w ramach łuku zasilania pojedynczego sektora pierwszego stopnia prędkości. Obserwując kolejne łopatki można wyróżnić charakterystyczne położenia:

- położenie martwe zaraz przed wejściem w łuk zasilania (litera A – strona ciska),
- położenie początkowe w łuku zasilania (między A a B) – widoczne wektory prędkości strugi, która trafia na opór od płynu będącego w stanie stagnacji – jest to źródło tzw. start mieszania należących do grupy strat sektorowych,
- położenie w rozwiniętym przepływie (między B a C) – po stronie ciska łopatki kontrolnej przepływ jest w pełni rozwinięty,
- przejście w sektor niezasilany (między C a D) – widoczne wyhamowywanie płynu w obszarze wylotowym i powstawanie przepływów zwrotnych -> źródło tzw. strat ekspansji należących do grupy strat sektorowych,
- przejście w strefę nieaktywną (łopatka D) – pomiędzy stroną ssącą a ciską widać tendencję do dyssypacji energii kinetycznej gazu.



Rys. 3-44 Rozkład wektorów prędkości strugi w pierwszym stopniu prędkości – wyniki analizy numerycznej z wykorzystaniem modelu 2D w nominalnym punkcie pracy.

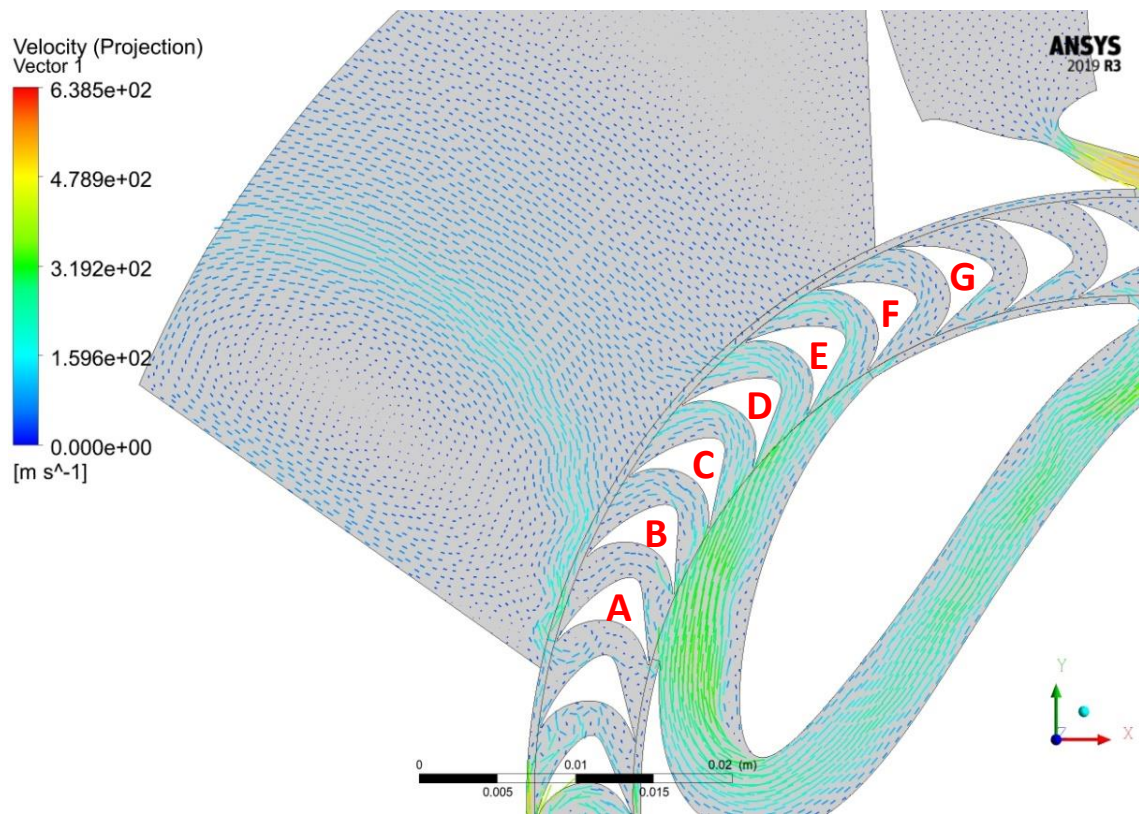
W pierwszym stopniu prędkości można zaobserwować również w kanale międzyłopatkowym B-C (Rys. 3-44) zbieżność kątów strugi z kątami łopatkowymi. Sugeruje to poprawność projektu dla przepływu w nominalnym punkcie pracy. Jednakże dodatkowo na stronie ssącej łopatki B widać oderwanie, które nie było obserwowane na etapie optymalizacji heurystycznej profilu łopatki wirnikowej w stacjonarnym reżimie

przepływu. Jest to informacja, że niestacjonarny charakter przepływu wpływa również pośrednio na straty profilowe łopatek projektowanych w symulacjach stacjonarnych. Podkreśla to trudność procesu projektowania i optymalizacji przepływowej stopnia turbinowego o omawianej w niniejszej rozprawie nietypowej geometrii.

W drugim stopniu prędkości można zaobserwować również, tak jak w pierwszym stopniu, obrazy przepływu (Rys. 3-45) charakterystyczne dla częściowego zasilania, które są manifestacją strat sektorowych częściowego zasilania:

- w kanale międzyłopatkowym A-B widać stagnację strugi na wejściu do łuku zasilania drugiego stopnia prędkości;
- w kanałach B-C oraz C-D widać proces rozpędzania płynu będącego w stanie stagnacji. Widać, że prędkość tego procesu jest mniejsza niż ma to miejsce w pierwszym stopniu prędkości ze względu na mniejszy poziom energetyczny przepływu w drugim stopniu prędkości, jednakże odpowiada to takiemu samemu mechanizmowi strat sektorowych nazywanych stratami mieszania;
- przepływ w kanałach D-E oraz E-F jest w przybliżeniu w pełni rozwinięty;
- kanał międzyłopatkowy F-G znajduje się na wyjściu z łuku zasilania drugiego stopnia prędkości i obserwowane jest w nim wyhamowywanie strugi. Jest to, analogicznie do pierwszego stopnia prędkości źródło strat sektorowych, nazywanych stratami ekspansji. Po stronie ssącej łopatki G widoczny jest już obszar zastoju oraz drobne struktury wirowe będące pochodną przecieku na wewnętrznym obwodzie wieńca wirnikowego. Dynamika przepływu po wejściu w niezasilany łuk jest dużo niższa niżeli można zaobserwować w przypadku pierwszego stopnia prędkości.

Na Rys. 3-45 w oknie wylotowym drugiego stopnia prędkości obserwuje się także strugę strumienia przecieku zza dyszy pierwszego stopnia prędkości. Struga ulega odchyleniu w wyniku oddziaływania strugi właściwego strumienia opuszczającego wieńiec łopatkowy w drugim stopniu prędkości. Na Rys. 3-45 widać również, że kąt strugi na dolocie do łopatek drugiego stopnia prędkości pokrywa się z kątem łopatkowym, co jest wynikiem zaprojektowanego geometrycznego kąta spływu z kanału nawrotnego. Jednakże dla omawianego, nietypowego stopnia turbinowego charakterystyczne jest to, że nie ma możliwości dopasowania kąta łopatkowego na spływie z drugiego stopnia prędkości do kąta strugi – wartość ta jest wynikowa. Oczywistym jest, że wynika to z faktu wykorzystania tego samego profilu łopatkowego w obu stopniach prędkości, które znacznie różnią się kinematyką. Jest to źródło dodatkowych strat profilowych w drugim stopniu prędkości. Z Rys. 3-45 wynika również, że zgodnie z oczekiwaniami (projektem) kąt strugi na wylocie z drugiego stopnia prędkości jest bliski 90° , co prowadzi do minimalizacji straty wylotowej stopnia turbinowego.



Rys. 3-45 Rozkład wektorów prędkości strugi w drugim stopniu prędkości – wyniki analizy numerycznej z wykorzystaniem modelu 2D w nominalnym punkcie pracy.

4. Badania prototypowej turbiny pod obciążeniem

Celem badań prototypowej turbiny pod obciążeniem było:

- wykreślenie charakterystyk pracy turbiny w celu określenia osiągniętej wydajności w badanym zakresie obciążeń,
- weryfikacja wyników symulacji z wykorzystaniem modelu 2D opisanego w poprzednim rozdziale, który użyty został do zaprojektowania układu przepływowego prototypu i proponowany jest przez autora w ogólnej procedurze do projektowania stopni turbinowych ze stopniowaniem prędkości w jednym wieńcu wirnikowym,
- pomiar parametrów pracy turbiny w różnych konfiguracjach zasilania, tj.: pracy przy różnej ilości sektorów zasilania, w celu zebrania danych niezbędnych do zbadania wielkości strat częściowego zasilania.

4.1. Stanowisko badawcze do badań prototypowej turbiny pod obciążeniem

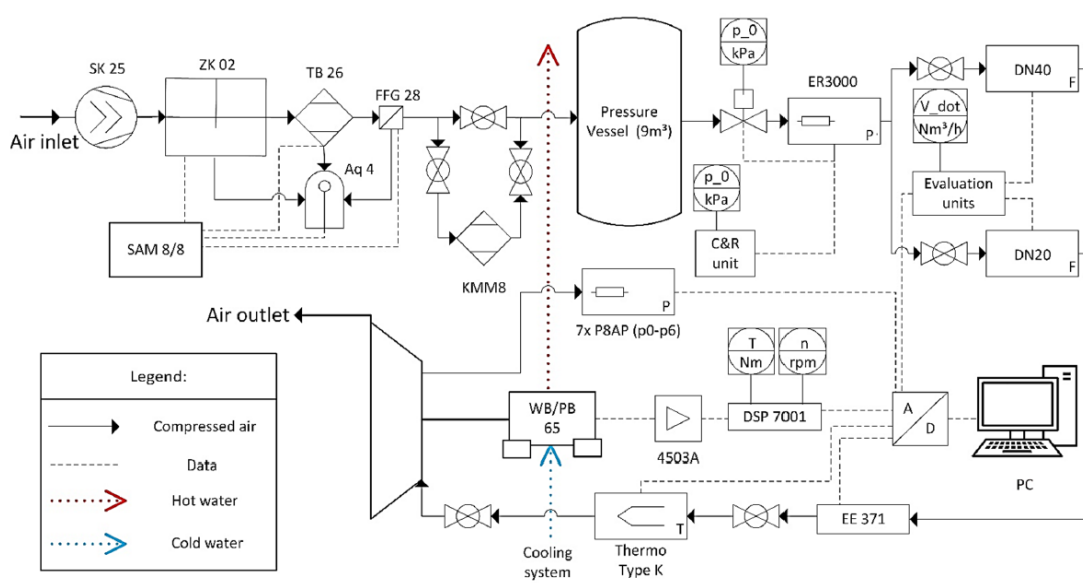
Stanowisko badawcze, które zostało wykorzystane do osiągnięcia wyznaczonych celów jest stanowiskiem znajdującym się w Ostbayerische Technische Hochschule Amberg-Weiden. Zostało ono udostępnione autorowi przez prof. Andreama Weißa w celu przeprowadzenia założonych prac badawczych, za co autor w tym miejscu jeszcze raz dziękuje. Stanowisko w swojej formie zostało przedstawione na szczegółowym schemacie technologicznym przedstawionym na Rys. 4-1. Zostało ono zaadaptowane przez autora na potrzeby swoich prac poprzez zmianę konfiguracji zasilania umożliwiającą rozdział sprężonego powietrza na 3 sekcje zasilania prototypu oraz regulowanie liczbą zasilanych sekcji poprzez rozdzielacz pneumatyczny.

Stanowisko badawcze przeznaczone jest do pracy ze sprężonym powietrzem, czyli takim samym czynnikiem jaki został przewidziany w projekcie prototypu. Źródłem sprężonego powietrza jest kompresor śrubowy KAESER SK 25. Pracuje on na zasilanie zbiornika buforowego o pojemności 9 m³, co umożliwia płynne zasilanie ekspandera. Zespół kompresora wyposażony jest w stację uzdatniania powietrza, która umożliwia osuszenie powietrza do poziomu temperatury punktu rosy wynoszącej -40°C. Za zbiornikiem buforowym znajduje się zawór regulacyjny umożliwiający precyzyjną nastawę ciśnienia zasilania badanej turbiny. Stanowisko wyposażone jest w następujące przyrządy pomiarowe:

- Dynamometr wiropędowy MAGTROL WB 65 hamujący prototypową turbinę. Wraz z dedykowanym przetwornikiem umożliwia bezpośredni pomiar: momentu hamującego, prędkości obrotowej oraz mocy – dokładność wynosząca $\pm(0,3\%$ do $0,5\%)$ zakresu;

- Przepływomierz objętościowy o rozmiarze DN 40 umieszczony na linii doprowadzającej gaz do prototypu umożliwiając tym samym odczyt ilości powietrza doprowadzanej do króćca zasilającego turbinę – dokładność wynosząca $\pm 0,15\%$ zakresu $\pm 2,5\%$ wartości mierzonej;
- Termoparę typu K umieszczoną na linii zasilania sprężonym powietrzem bezpośrednio przed kolektorem rozdzielającym, umożliwiającą odczyt temperatury powietrza na zasilaniu turbiny – dokładność wynosząca $\pm 0,5\%$ wartości mierzonej;
- Przetwornik ciśnienia połączony z sygnałami pięciu próbek ciśnienia rejestrowanych w charakterystycznych punktach kontrolnych układu przepływowego (od dolotu do wylotu) – dokładność wynosząca $\pm (0,3\%$ do $0,5\%)$ zakresu;

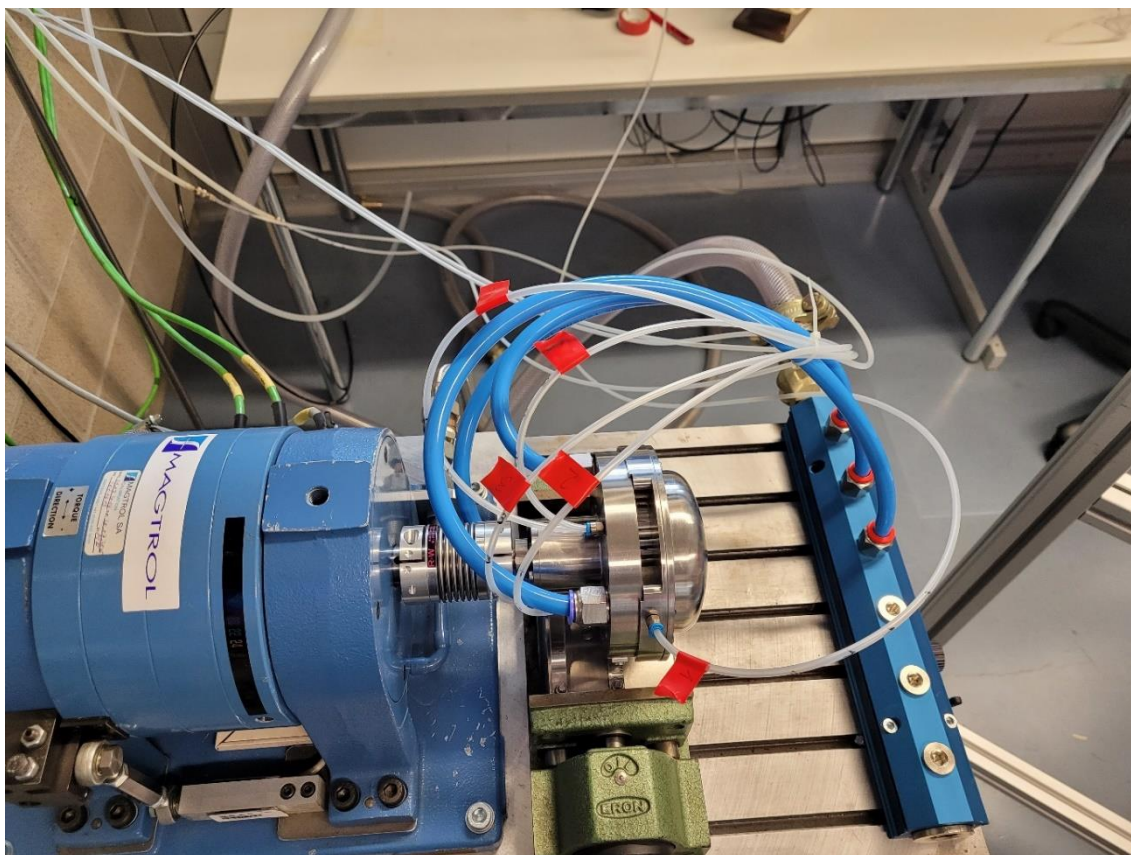
Mierzone parametry są archiwizowane na komputerze pomiarowym poprzez przetwornik analogowo-cyfrowy. Dodatkowo poza systemem akwizycji danych znajduje się termometr do pomiaru temperatury otoczenia oraz zegar do kontrolowania sekwencji w zaprojektowanym protokole badań (nieujęte na schemacie przedstawionym na Rys. 4-1).



Rys. 4-1 Schemat technologiczny stanowiska badawczego wykorzystanego do badań prototypu [77].

Na Rys. 4-2 przedstawiono badaną prototypową turbinę zamocowaną na stole montażowym oraz połączoną mechanicznie z dynamometrem wiropędowym poprzez mechaniczne sprzęgło elastyczne. Na wspomnianym rysunku widoczna jest konfiguracja połączeń pneumatycznych sekcji dyszowej przeznaczona do pracy z wszystkim (trzema) sektorami zasilania. Połączenia pneumatyczne zrealizowane są z wykorzystaniem wspomnianego wcześniej rozdzielacza. Widoczne są również rurki impulsowe

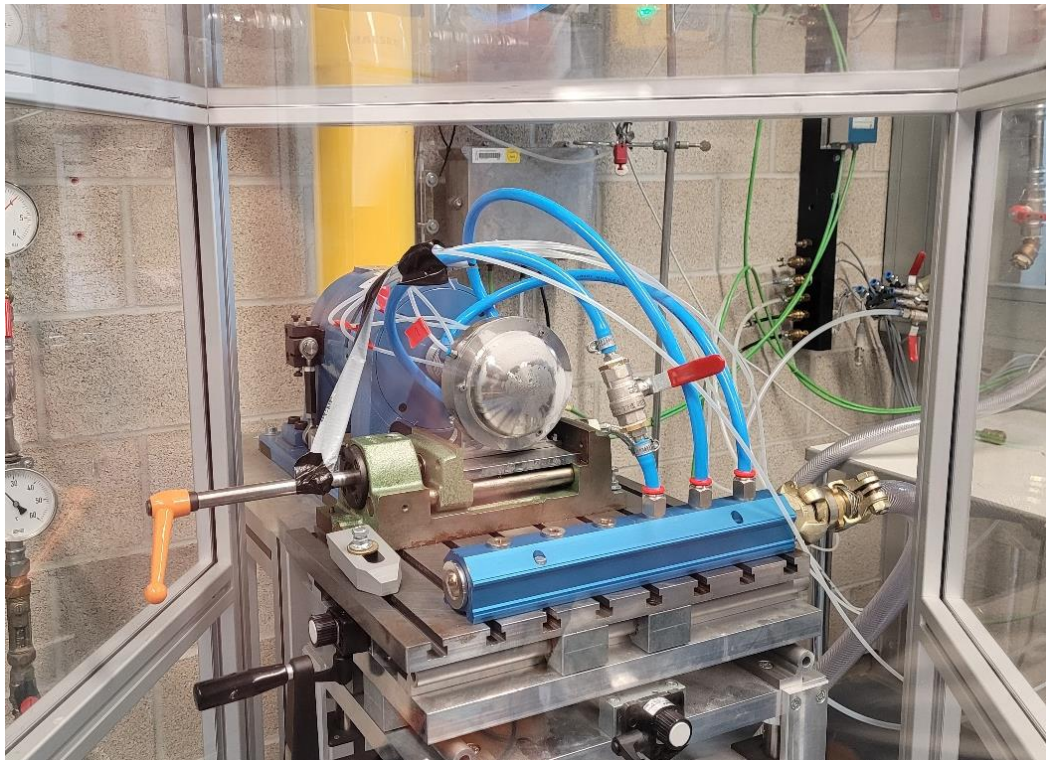
próbkujące ciśnienie statyczne w wybranych przekrojach kontrolnych układu przepływowego.



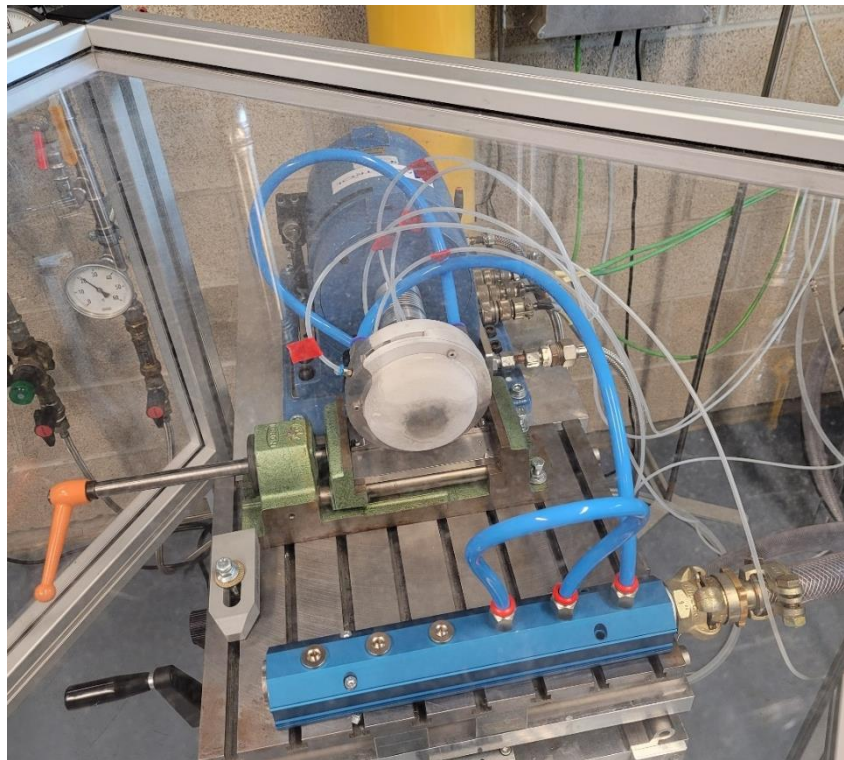
Rys. 4-2 Wykonany prototyp (obiekt badań) zamontowany na stanowisku badawczym. Widoczne sprzężenie mechaniczne z dynamometrem wiropędowym, kanały zasilające (układ do zasilania 3 sektorów) oraz rurki impulsowe do pomiarów ciśnienia.

Na Rys. 4-3 przedstawiona jest konfiguracja umożliwiająca odcięcie jednego z przewodów pneumatycznych i pracę z dwoma sektorami zasilania. Zdjęcie to przedstawia turbinę podczas wygrzewania po testach z tą konfiguracją zasilania. Na zdjęciu widoczne są resztki oszronienia po głębokim wymrożeniu prototypu. Oprócz tego widoczna jest transparentna bariera bezpieczeństwa chroniąca uczestników testów w przypadku niespodziewanej awarii i dezintegracji prototypu.

Na Rys. 4-4 przedstawiona jest konfiguracja połączeń pneumatycznych umożliwiająca pracę z jednym sektorem zasilania podczas badań. Widoczne jest oszronienie 1/3 obwodu korpusu prototypu odpowiadającej jednemu aktywnemu sektorowi.



Rys. 4-3 Wykonany prototyp (obiekt badań) zamontowany na stanowisku badawczym bezpośrednio po badaniach z zasilaniem w dwóch sektorach - widoczne częściowe oszronienie konstrukcji i postępująca kondensacja.



Rys. 4-4 Wykonany prototyp (obiekt badań) zamontowany na stanowisku badawczym w trakcie badań z zasilaniem w jednym sektorze - widoczne częściowe oszronienie 1/3 konstrukcji.

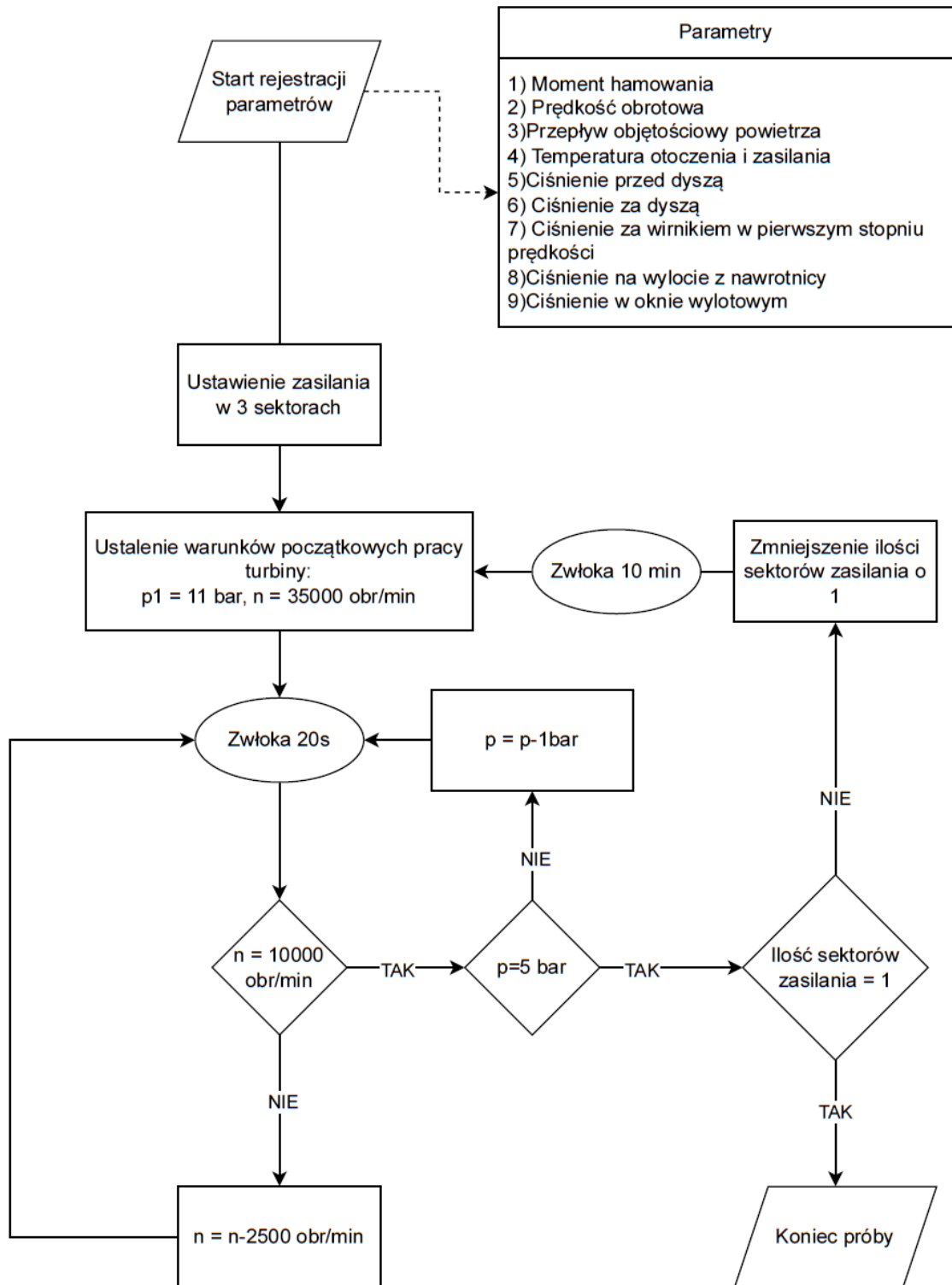
4.2. Metodyka i protokół badań

Przygotowany protokół badań został przedstawiony na Rys. 4-5. Umożliwił on wykreślenie pełnej charakterystyki maszyny w zakresie prędkości obrotowych od 10000 obr/min do 35000 obr/min z rozdzielczością 2500 obr/min w spektrum ciśnienia zasilania dyszy od 5 bar do 11 bar z rozdzielczością 1 bar. Protokół zakładał zebranie danych pomiarowych w opisanym powyżej spektrum parametrów w 3 wariantach zasilania maszyny:

- a) z wykorzystaniem wszystkich trzech sektorów zasilania,
- b) z wykorzystaniem dwóch sektorów zasilania,
- c) z wykorzystaniem tylko jednego sektora zasilania.

Rejestrowane parametry przedstawiono na Rys. 4-5. Każdy punkt siatki pomiarowej rejestrowany był przez około 20 sekund, co ze względu na małą inercję maszyny gwarantowało rejestrację wystarczającej próby statystycznej w stanie ustalonym. Po zebraniu całego spektrum parametrów w określonym wariantcie zasilania przewidziana była dłuższa przerwa umożliwiająca rozmrożenie turbiny. Granicę siatki pomiarowej wytypowano w oparciu o:

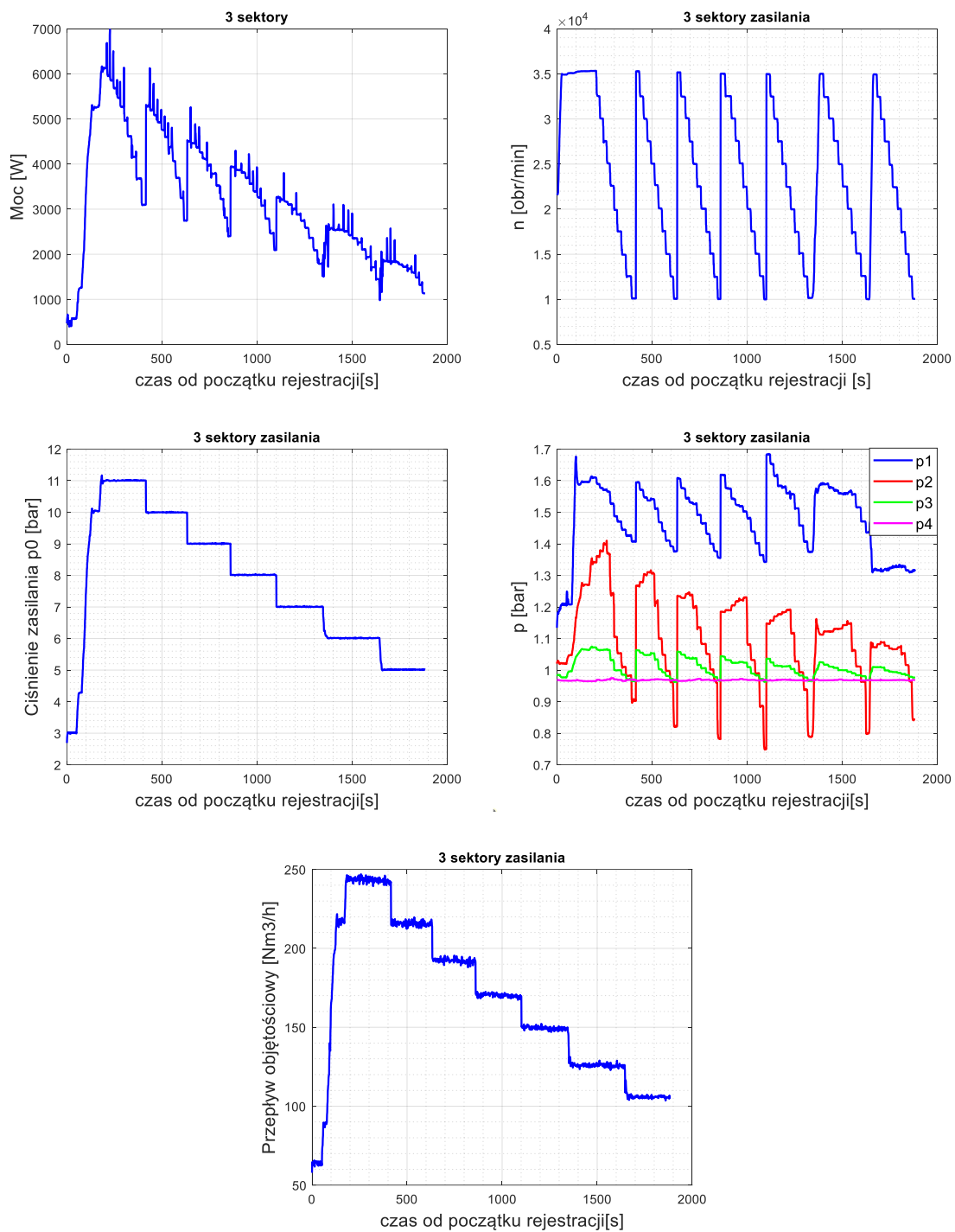
- chęć rejestracji niewielkiego przeciążenia maszyny (~10%) – granica górna,
- uzyskanie możliwie niskiego częściowego obciążenia turbiny, przy którym praca jest wciąż stabilna, a rejestrowane parametry miarodajne – granica dolna.



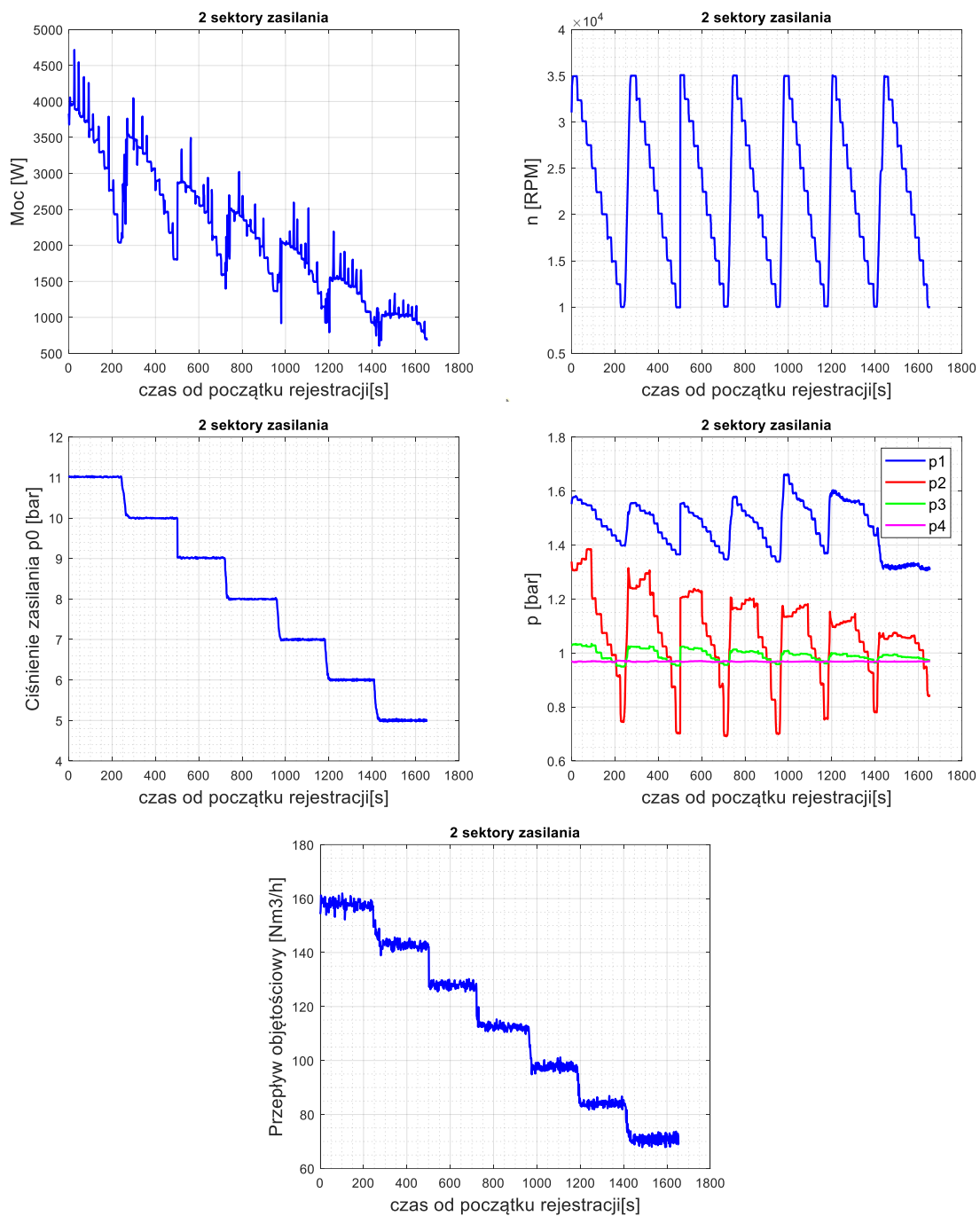
Rys. 4-5 Algorytm przedstawiający protokół przeprowadzanych badań.

4.3. Rezultaty badań –wyniki pomiarów bezpośrednich

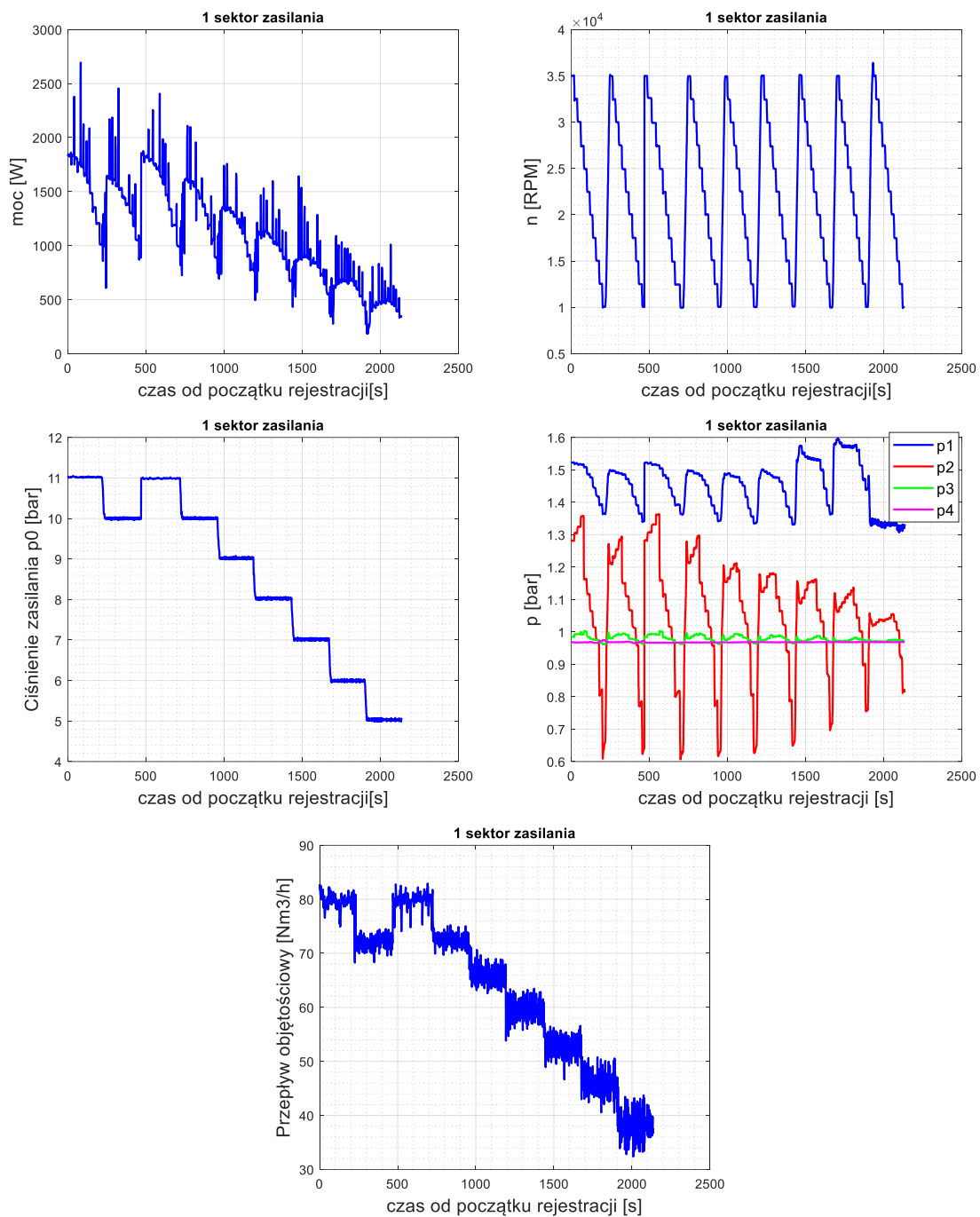
W niniejszym podrozdziale przedstawiono przebieg bezpośrednio rejestrowanych parametrów w funkcji czasu w trakcie trwania badań w poszczególnych wariantach zasilania. Parametry zarejestrowane w oddzielnych sesjach pomiarowych w trakcie pracy z poszczególnymi wariantami zasilania: z 3 sektorami, z 2 sektorami oraz z 1 sektorem przedstawiono kolejno na: Rys. 4-6, Rys. 4-7 i Rys. 4-8. Przebieg prędkości obrotowej n oraz ciśnienia zasilania p_0 odzwierciedla w każdym przypadku założony protokół przedstawiony na Rys. 4-5. Rejestrowane wartości przepływu objętościowego zgodnie z oczekiwaniami zmieniają się skokowo wraz ze zmianą ciśnienia zasilania i są zupełnie niezależne od prędkości obrotowej. Przebieg ten wskazuje również, że zgodnie z oczekiwaniami wartość przepływu jest liniowo zależna od ilości sektorów zasilania. Przebieg rejestrowanej mocy hamowanej wskazuje na sukcesywny jej spadek wraz ze spadkiem ciśnienia zasilania oraz prędkości obrotowej. Na wykresach przebiegu mocy hamowanej widoczne są ekstrema wartości w stanach nieustalonych znacznie odbiegające od wartości rejestrowanych w stanie ustalonym. Związane są one ze skokową zmianą obciążenia maszyny (zgodnie z protokołem) i przy dalszej obróbce wyników były one filtrowane. Na wspomnianym rysunku przedstawiono również przebieg ciśnienia statycznego w różnych punktach kontrolnych układu przepływowego. Widać na nim, że ciśnienie za dyszą p_1 oraz ciśnienie za pierwszym stopniem prędkości p_2 generalnie maleją wraz ze spadkiem prędkości obrotowej, chociaż w przypadku ciśnienia p_2 efekt ten zachodzi dopiero poniżej prędkości obrotowej równej ~ 25000 obr/min. Ciśnienie p_1 w przybliżeniu nie jest zależne od zmiany ciśnienia zasilania p_0 , natomiast w przypadku ciśnienia p_2 maleje ono wraz ze spadkiem ciśnienia p_0 , jednakże efekt ten jest dostrzegalny tylko w zakresie prędkości obrotowych wyższych niż ~ 25000 obr/min. Podobne zależności od prędkości obrotowej oraz ciśnienia zasilania, jak w przypadku ciśnienia p_2 rejestrowane są również w przebiegu ciśnienia p_3 – za kanałem nawrotnym. Ciśnienie wylotowe (atmosferyczne) p_4 jest względnie stałe w trakcie badań.



Rys. 4-6 Przebiegi rejestrowanych parametrów w okresie badań z trzema sektorami zasilania.



Rys. 4-7 Przebiegi rejestrowanych parametrów w okresie badań z dwoma sektorami zasilania.



Rys. 4-8 Przebiegi rejestrowanych parametrów w okresie badań z jednym sektorem zasilania.

4.4. Charakterystyki pracy turbiny

Przedstawione w niniejszym podrozdziale charakterystyki pracy turbiny są pierwszym rezultatem procesu obróbki pomiarów bezpośrednich. Obróbka wyników u swych podstaw sprowadzała się do wyodrębnienia okresów ustalonych stanów pracy dla każdego punktu siatki pomiarowej. Następnie rejestrowane parametry były uśredniane. W ramach przetwarzania danych wyznaczono niepewności pomiarowe parametrów przedstawionych w charakterystykach. Przy analizie niepewności pomiarowej brano był pod uwagę rozrzut statystyczny wyników oraz znany błąd pomiaru związany z urządzeniem pomiarowym (określone w kartach katalogowych producentów poszczególnych urządzeń). Proces analizy niepewności pomiarowej był zależny od typu charakterystyki i został opisany w odpowiednich podrozdziałach w dalszej części pracy.

Rejestrowana moc jest mocą hamowaną przez dynamometr wiropędowy. Straty mechaniczne dynamometru są korygowane przez kalibrację przyrządu, natomiast straty mechaniczne sprzęgła i łożysk turbiny oraz straty brodzenia elementów wirujących wpływają na wykonywany pomiar. Autor dokonał próby szacunkowego określenia tych wartości bazując na:

- wzorze analitycznym wyznaczającym moc brodzenia bębna (wirnika) z [15],
- wzorze analitycznym wyznaczającym moc brodzenia tarczy wirnika z [15],
- danych producentów łożysk [89].

Szacunkowa wartość strat mechanicznych i brodzenia wynosi w skrajnym przypadku, tj. dla ciśnienia 11 bar oraz prędkości obrotowej 35000 obr/min ok. 50 W bez uwzględnienia przecieków zewnętrznych. W przypadku pracy przy najniższych zbadanych parametrach wartość ta szacunkowo nie przekracza 10 W. W odniesieniu do mocy hamowanych są to wartości niewielkie (pomijalne) w związku z czym zarejestrowane wartości nie były korygowane o wartości wyżej wymienionych strat, a dalsza obróbka wyników bazowała na wartości bezpośrednio zmierzonej z wykorzystaniem dynamometru.

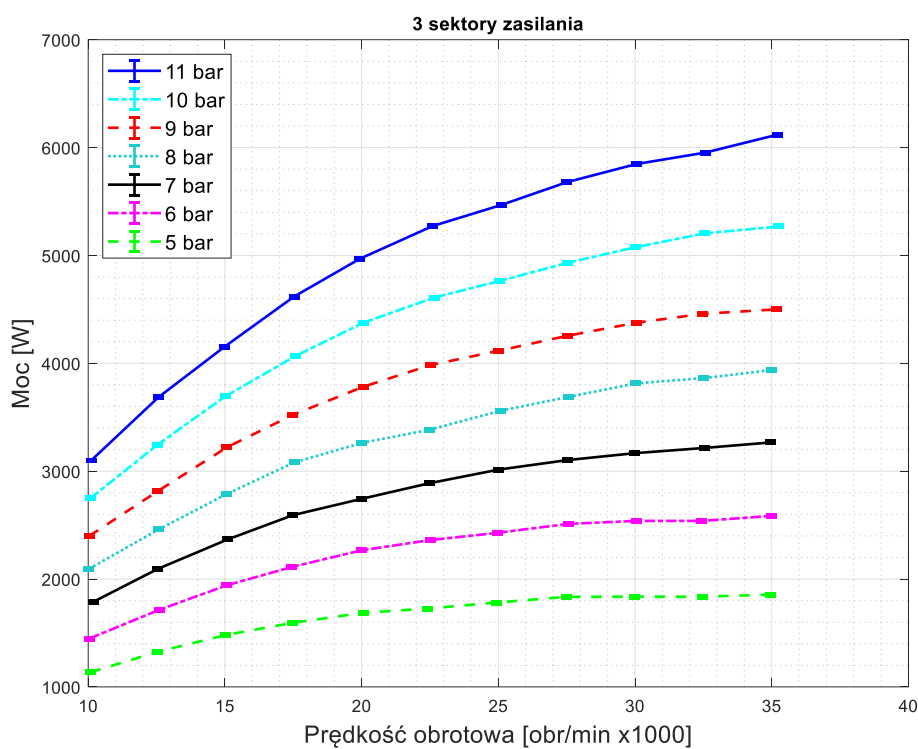
4.4.1. Charakterystyka mocy w spektrum prędkości obrotowej

Wynikiem uśrednień wykonanych pomiarów mocy hamowanej oraz prędkości obrotowej w poszczególnych punktach pracy jest charakterystyka mocy w spektrum prędkości obrotowej. Charakterystykę taką opracowano dla 3 wariantów pracy turbiny: z 3 sektorami zasilania, z 2 sektorami zasilania oraz z 1 sektorem zasilania. Charakterystyki te przedstawiono kolejno na: Rys. 4-9, Rys. 4-10 oraz Rys. 4-11. Na wykresach oznaczone są słupki niepewności pomiarowej. W przypadku charakterystyki mocy, gdzie wielkość ta jest wynikiem bezpośredniego pomiaru, niepewność pomiarowa jest związana z rozrzutem statystycznym rejestrowanych wielkości (niepewność typu A) oraz z maksymalnym błędem pomiaru wynikającym z klasy urządzenia (niepewność typu B) – w tym przypadku dynamometru wiropędowego, zgodnej z kartą katalogową

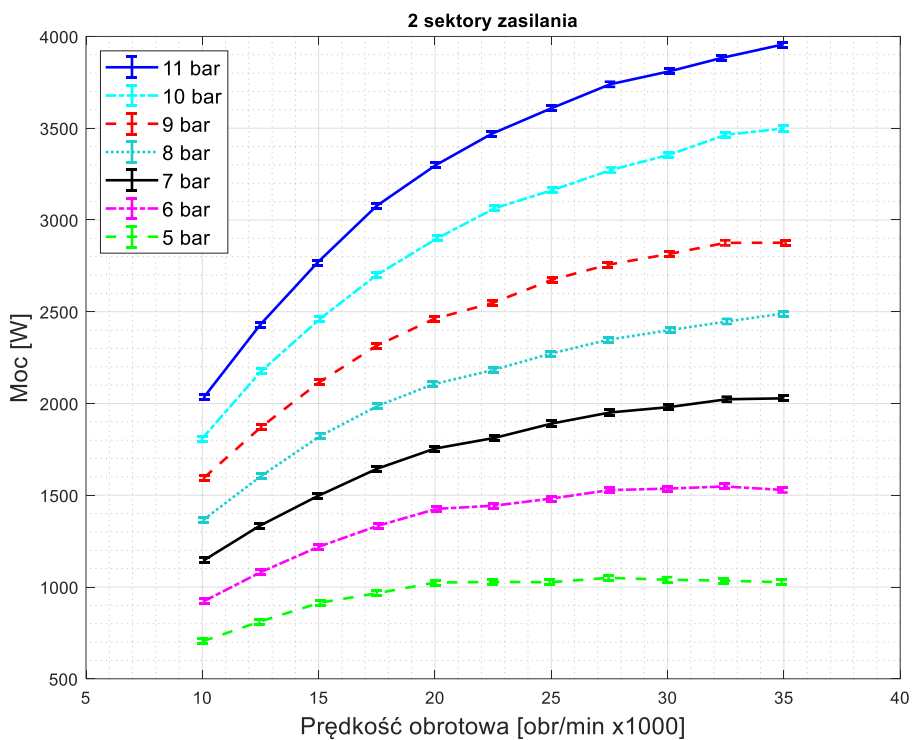
urządzenia. W przypadku prowadzonych badań niepewność pomiarowa typu A związana z rozrzutem statystycznym była znacznie mniejsza od niepewności pomiarowej typu B, a więc została ona odrzucona [90]. Niepewność pomiarowa typu B była wyznaczona zgodnie ze wzorem (4.1):

$$u_B(P) = \frac{\Delta U(P)}{\sqrt{3}} \quad (4.1)$$

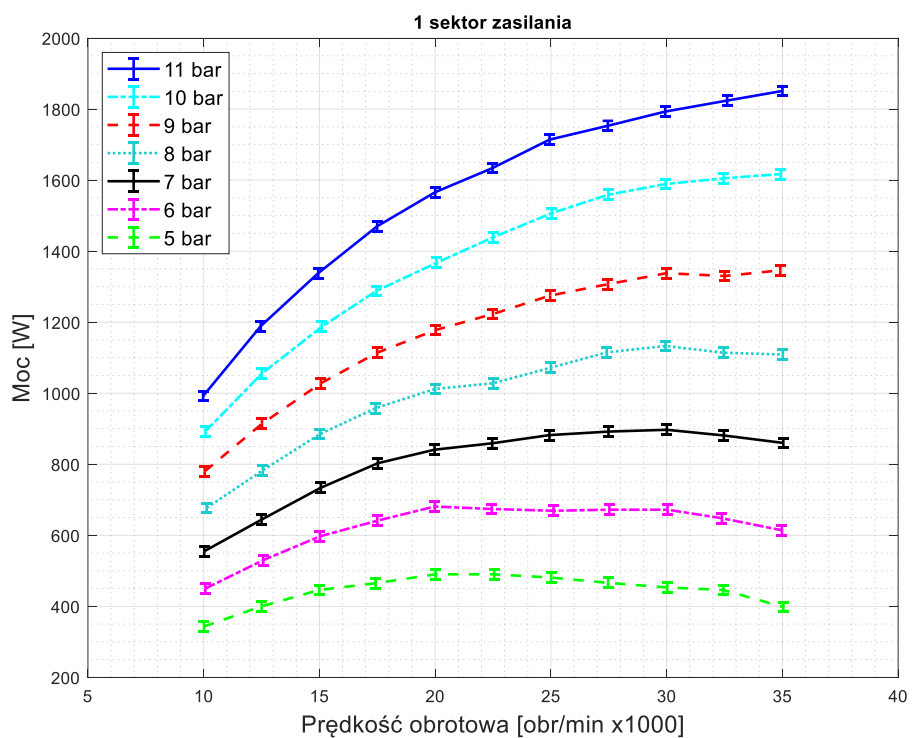
$\Delta U(P) \rightarrow$ maksymalny błąd pomiaru mocy



Rys. 4-9 Charakterystyka mocy turbiny w wariacji zasilania w trzech sektorach.



Rys. 4-10 Charakterystyka mocy turbiny w wariacji zasilania w dwóch sektorach.



Rys. 4-11 Charakterystyka mocy turbiny w wariacji zasilania w jednym sektorze.

Z Rys. 4-9 wynika, że dla wariantu pracy z 3 sektorami zasilania nie zarejestrowano wyraźnego szczytu charakterystyki. Oznacza to, że optymalna prędkość obrotowa jest większa od projektowej o więcej niż 5000 obr/min. W punkcie nominalnym, tj. dla

ciśnienia zasilania 10 bar oraz prędkości obrotowej wynoszącej 30000 obr/min zarejestrowano moc hamowaną na poziomie 5076 (+/- 13,86) W.

Na Rys. 4-10, tj. na charakterystyce mocy w wariacie pracy z 2 sektorami zasilania można zauważyć pierwsze wyraźne szczyty charakterystyki dla ciśnienia zasilania 6 bar oraz 5 bar. W przypadku wariantu pracy z 1 sektorem zasilania (Rys. 4-11) ekstremum jest zauważalne również przy ciśnieniu zasilania 7 bar oraz 8 bar. Pojawiające się ekstrema przy coraz wyższym ciśnieniu zasilania oraz przesuwanie się ekstremum w lewo dla danego ciśnienia wraz ze zmniejszaniem się ilości sektorów jest widocznym efektem oddziaływania strat wentylowania niezasilanej części wieńca łopatek wirnikowych i jest to oczekiwany trend.

W nominalnym punkcie pracy, ale przy pracy z 2 oraz 1 sektorem zasilania osiągnano moc na poziomie kolejno: 3355 (+/-13,86) W oraz 1589 (+/-13,86)W.

Najmniejsza zarejestrowana moc wynosiła 343 (+/-13,86) W i została osiągnięta w punkcie pracy z ciśnieniem zasilania na poziomie 5 bar oraz prędkości obrotowej 10000 obr/min przy zasilaniu jednego sektora. Największa zarejestrowana moc była osiągnięta na przeciwnym biegunie charakterystyki (ciśnienie zasilania równe 11 bar oraz prędkość obrotowa równa 35000 obr/min przy zasilaniu 3 sektorów) i wynosiła 6119 (+/- 13,86) W.

4.4.2. Charakterystyka sprawności w spektrum prędkości obrotowej

Charakterystyka sprawnościowa turbiny przedstawia przebieg osiąganej sprawności izentropowej w pełnym spektrum zbadanych prędkości obrotowych dla różnych wartości ciśnienia zasilania. Sprawność jest zdefiniowana jako:

$$\eta_{eksp} = \frac{P_{eksp}}{\dot{V} * \rho_0 * H_s} = \frac{P_{eksp}}{\dot{m}_0 * H_s} \quad (4.2)$$

gdzie $\dot{m}_0 = f_p(T_0, p_0, \dot{V})$ i $H_s = f_p(p_0, p_4, T_0)$, przy czym jako funkcję f_p należy rozumieć zależność parametru mierzonego pośrednio od wartości parametrów bezpośrednio mierzonych. Wynika z tego, że zmierzona osiągnana sprawność jest funkcją zmiennych bezpośrednio mierzonych: $\eta = f_p(P_{eksp}, \dot{V}, p_0, p_4, T_0)$.

Charakterystyki sprawnościowe turbiny przedstawiono na: Rys. 4-12, Rys. 4-13, Rys. 4-14 kolejno dla wariantu pracy z: 3 sektorami zasilania, 2 sektorami zasilania oraz 1 sektorem zasilania. Na wykresach tych oznaczono słupki całkowitej niepewności pomiarowej, przy czym jest ona równa niepewności typu B, gdyż tak jak w przypadku pomiarów mocy, w tym przypadku również odrzucono niepewność pomiarową typu A ze względu na niewielki rozrzut statystyczny mierzonych parametrów w stanach ustalonych. Największy rozrzut statystyczny zarejestrowano przy pomiarze strumienia

objętościowego przepływu. Niepewność całkowitą pośrednio mierzonej sprawności turbiny wyznaczono zgodnie z równaniem (4.3):

$$u_c(\eta) = \sqrt{c_P^2 * u_B^2(P) + c_{\dot{V}}^2 * u_B^2(\dot{V}) + c_{p_0}^2 * u_B^2(p_0) + c_{p_4}^2 * u_B^2(p_4) + c_{T_0}^2 * u_B^2(T_0)} \quad (4.3)$$

gdzie: $c_P = \frac{\partial \eta}{\partial P}$, $c_{\dot{V}} = \frac{\partial \eta}{\partial \dot{V}}$, $c_{p_0} = \frac{\partial \eta}{\partial p_0}$, $c_{p_4} = \frac{\partial \eta}{\partial p_4}$, $c_{T_0} = \frac{\partial \eta}{\partial T_0}$ są tzw. współczynnikami wrażliwości mierzonej pośrednio wartości na parametry mierzone bezpośrednio. Niepewności pomiarowe typu B bezpośrednio mierzonych wartości są następujące:

$$u_B(P) = \frac{\Delta U(P)}{\sqrt{3}} \quad (4.4)$$

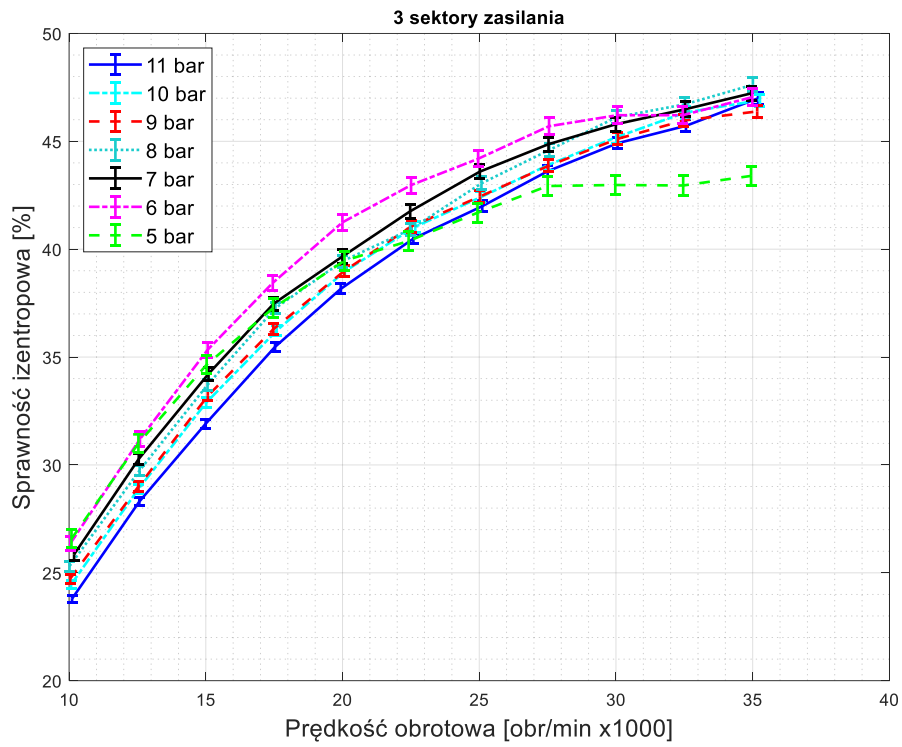
$$u_B(\dot{V}) = \frac{\Delta U(\dot{V})}{\sqrt{3}} \quad (4.5)$$

$$u_B(p_0) = \frac{\Delta U(p_0)}{\sqrt{3}} \quad (4.6)$$

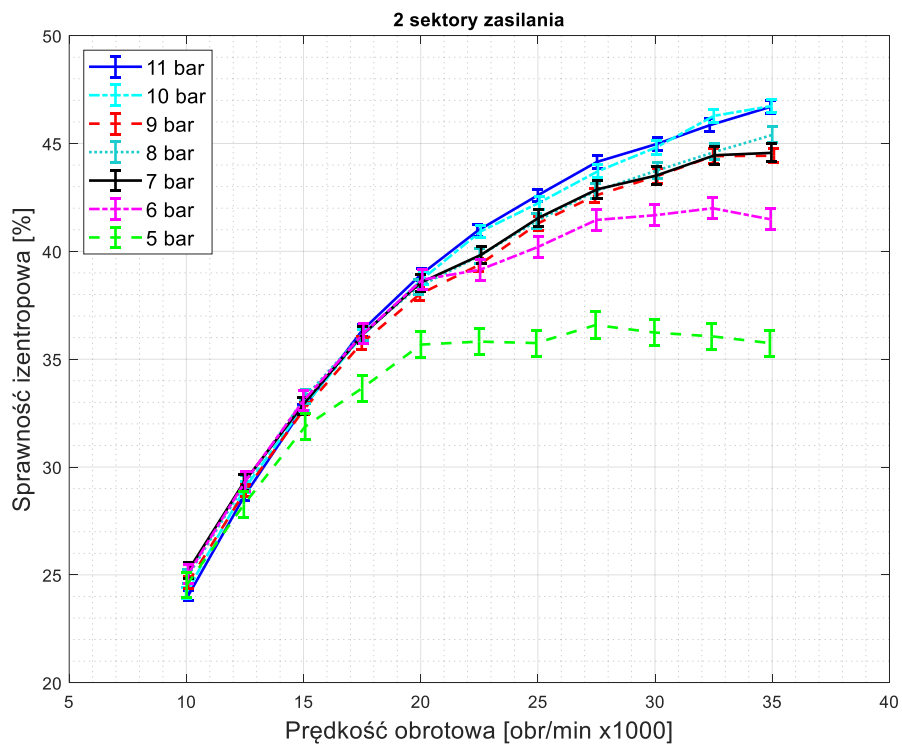
$$u_B(p_4) = \frac{\Delta U(p_4)}{\sqrt{3}} \quad (4.7)$$

$$u_B(T_0) = \frac{\Delta U(T_0)}{\sqrt{3}} \quad (4.8)$$

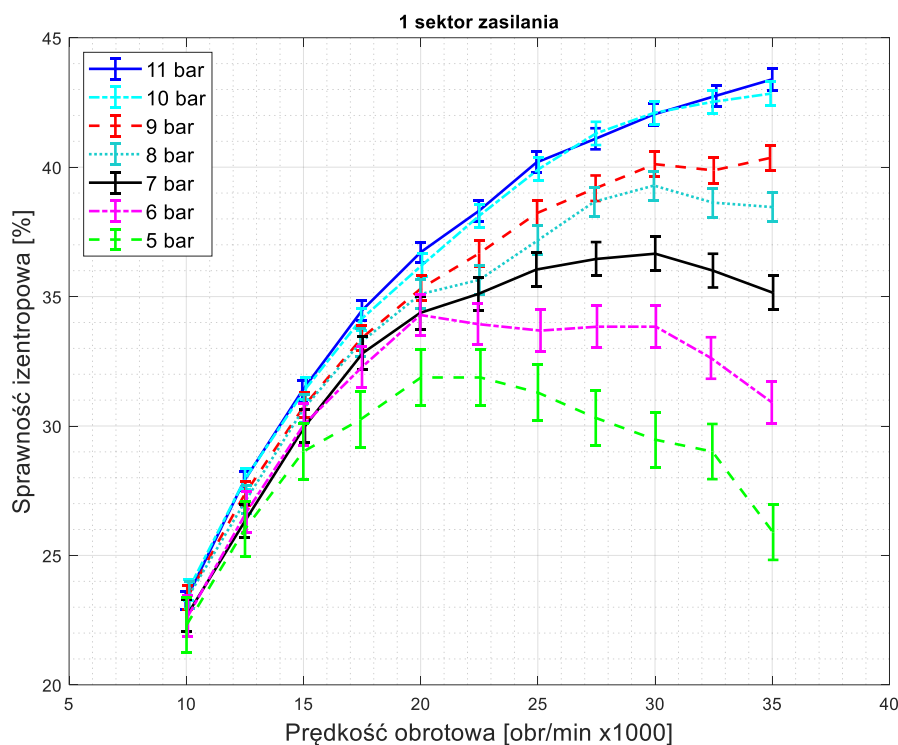
gdzie $\Delta U(P, \dot{V}, p_0, p_4, T_0)$ jest to maksymalny błąd pomiaru kolejno: mocy, przepływu objętościowego, ciśnienia zasilania, ciśnienia wylotowego, temperatury zasilania.



Rys. 4-12 Charakterystyka sprawnościowa prototypu w wariacie zasilania w trzech sektorach.



Rys. 4-13 Charakterystyka sprawnościowa prototypu w wariacie zasilania w dwóch sektorach.



Rys. 4-14 Charakterystyka sprawnościowa prototypu w wariacie zasilania w jednym sektorze

Podobnie jak w przypadku charakterystyk mocy, tak również w przypadku charakterystyk sprawnościowych turbiny w wariacie pracy z 3 sektorami zasilania (Rys. 4-12) wyraźny szczyt charakterystyki nie jest dostrzegalny dla każdej wartości ciśnienia zasilania. Charakterystyczny dla tego wykresu jest również fakt, że krzywe sprawności przy różnych ciśnieniach zasilania są do siebie bardzo podobne – w każdym punkcie pracy osiągają zbliżoną wartość. Jest to pozytywna cecha tego projektu, gdyż oznacza, że można bez spadku sprawności pracować przy częściowych obciążeniach maszyny. W nominalnym punkcie pracy zarejestrowana wartość sprawności izentropowej wynosiła 45,19 (+/-0,28)%.

W przypadku zasilania 2 sektorów (Rys. 4-13) sprawność generalnie spada wraz ze spadkiem ciśnienia zasilania dla zbadanych prędkości obrotowych od 35000 obr/min do ok. 22000 obr/min. Przy czym krzywe dla niektórych ciśnień przebiegają bardzo blisko siebie, w granicach niepewności pomiarowej, np. krzywe dla ciśnienia 11 bar i 10 bar oraz krzywe dla ciśnień: 9 bar, 8 bar i 7 bar. Poniżej ok. 22000 obr/min charakterystyki dla wszystkich ciśnień za wyjątkiem ciśnienia zasilania 5 bar przebiegają blisko siebie w granicach niepewności pomiarowej. Na Rys. 4-13 podobnie jak w przypadku charakterystyk mocy widać również, że przy najniższych ciśnieniach zarejestrowano ekstremum charakterystyki sprawnościowej.

W przypadku wariantu z zasilaniem jednego sektora (Rys. 4-14) widać wyraźny trend spadku sprawności wraz ze spadkiem ciśnienia zasilania w zakresie zbadanych prędkości obrotowych od 35000 obr/min do 15000 obr/min. Poniżej tej wartości

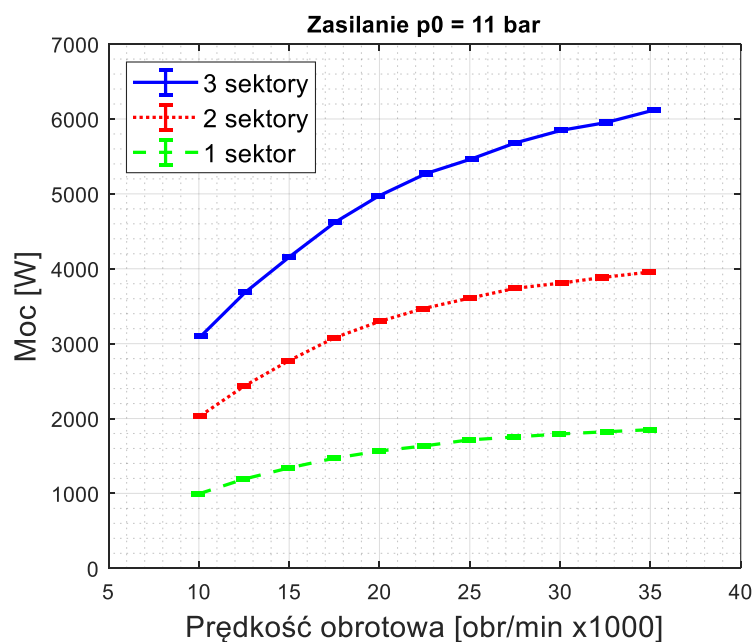
prędkości obrotowej wszystkie krzywe przebiegają blisko siebie w granicach niepewności pomiarowej. W przypadku pracy z 1 sektorem zasilania zarejestrowano ekstremum charakterystyki sprawnościowej dla ciśnienia zasilania wynoszącego kolejno: 8 bar, 7 bar, 6 bar oraz 5 bar.

Podobnie jak w przypadku charakterystyk mocy, tak i w przypadku charakterystyk sprawnościowych widać wpływ strat wentylowania niezasilonej części wieńca łopatkowego w postaci przesuwania się w lewo ekstremum charakterystyki dla poszczególnych ciśnień zasilających wraz ze spadkiem ilości sektorów zasilania.

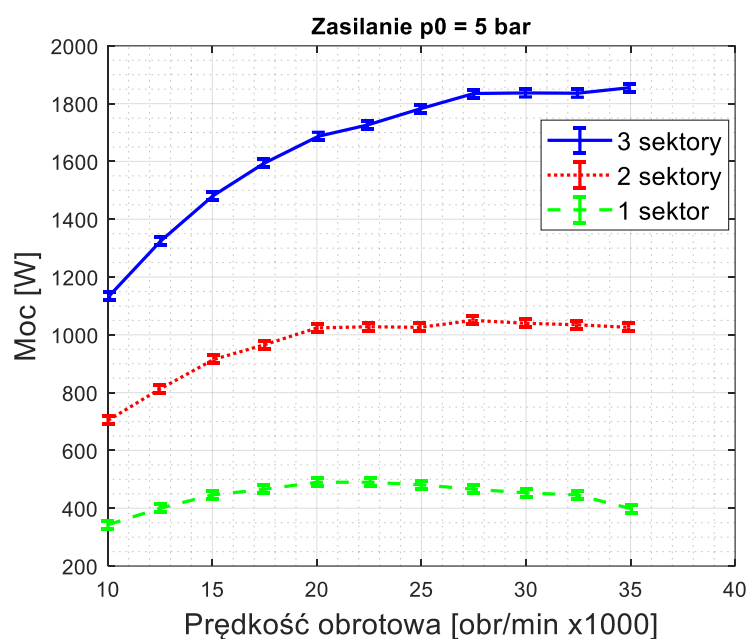
Maksymalna zarejestrowana wartość sprawności wynosiła 47,62 (+/-0,32)% i została osiągnięta w wariancie pracy z 3 sektorami zasilania przy ciśnieniu zasilania 8 bar i prędkości obrotowej 35000 obr/min. Najniższa zarejestrowana wartość sprawności wynosiła z kolei 22,31 (+/- 1,06)% i została osiągnięta przy pracy z 1 sektorem zasilania przy prędkości obrotowej 10000 obr/min z ciśnieniem zasilania wynoszącym 5 bar.

4.4.3. Porównanie charakterystyki mocy w różnych wariantach zasilania

W podrozdziale tym przedstawiono krzywe mocy turbiny w spektrum prędkości obrotowej w innym ujęciu niżeli poprzednio, mianowicie dla konkretnego ciśnienia zasilania, ale przy różnych wariantach zasilania sektorów. Krzywe te przedstawiono na Rys. 4-15 oraz Rys. 4-16 kolejno dla ciśnienia zasilania 11 bar oraz 5 bar (skrajne wartości obciążenia turbiny). Na przedstawionych wykresach widać zależność pomiędzy różnymi wariantami zasilania turbiny przy danych parametrach pracy. Dla danego punktu pracy (para ciśnienia zasilania i prędkości obrotowej) można zaobserwować, że moc osiągnięta w wariancie pracy z ilością sektorów $n \geq 2$ jest wielokrotnością mocy osiągniętej w wariancie pracy z ilością sektorów $n - 1$ powiększoną o pewną wartość X . Zależność tę obserwuje się przy wszystkich ciśnieniach zasilania (na Rys. 4-15 oraz Rys. 4-16 wytypowano dwa skrajne ciśnienia ze zbadanego spektrum) dla całego zakresu badanych prędkości obrotowych. Na tym etapie można domniemać, że wartość X ma związek ze stratą wentylacji niezasilanej części wieńca łopatek wirnikowych (jedna ze składowych strat częściowego zasilania), która jest tym mniejsza im większa część wieńca łopatkowego jest zasilana. Powyższa obserwacja była podstawą do podjęcia próby zaadaptowania klasycznego modelu superpozycji strat częściowego zasilania do opisu tych strat w tak niespecyficznym częściowo zasilanym stopniu, jakim jest badany układ przepływowy ze stopniowaniem prędkości w jednym wieńcu wirnikowym. Problem ten jest szeroko poruszany w kolejnym rozdziale pracy.



Rys. 4-15 Charakterystyka mocy prototypu porównująca badane warianty zasilania przy ciśnieniu zasilania 11 bar.



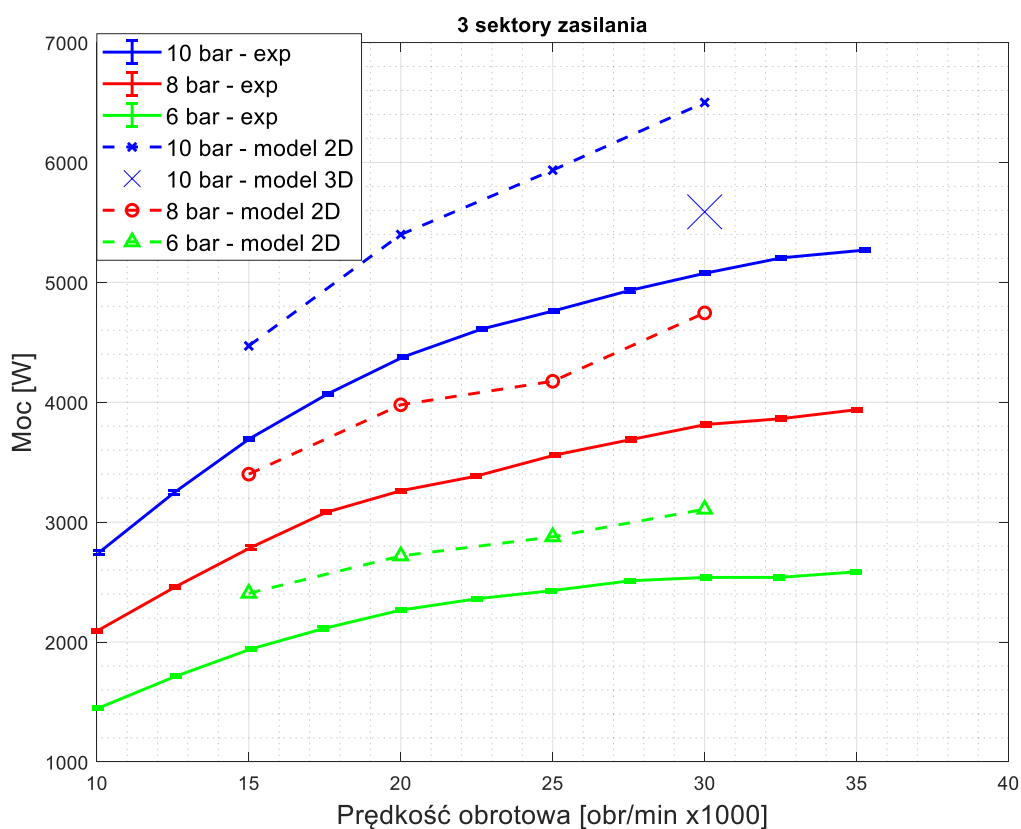
Rys. 4-16 Charakterystyka mocy prototypu porównująca badane warianty zasilania przy ciśnieniu zasilania 5 bar.

4.5. Walidacja modelu obliczeniowego – porównanie wyników eksperymentu z wynikami symulacji

Błąd pomiaru mocy związany jest ściśle z zakresem pomiarowym dynamometru wiropędowego, tak więc wartość niepewności pomiarowej mocy odniesiona do mocy mierzonej jest najmniejsza w wariancie pracy generującym największe moce, a więc w wariancie z 3 sektorami zasilania. Ze względu na powyższe wariant pracy z 3 sektorami

zasilania jest najbardziej miarodajny i reprezentatywny dla celów walidacji opracowanego modelu obliczeniowego.

Do celów walidacji porównano wybrany zakres charakterystyki mocy uzyskany metodą symulacji CFD z wykorzystaniem opisanego wcześniej modelu 2D do takiego samego fragmentu charakterystyki mocy wykreślonej w oparciu o dane eksperymentalne. Charakterystyki te zostały ze sobą zestawione na jednym wykresie przedstawionym na Rys. 4-17. Wykreślone symulacyjnie charakterystyki zostały opracowane dla ciśnienia zasilania równego kolejno: 10 bar, 8 bar oraz 6 bar. Zakres prędkości obrotowej wynosił od 15000 obr/min do 30000 obr/min. Na Rys. 4-17 oznaczono również pojedynczy punkt określony z wykorzystaniem modelu 3D – jest to nominalny punkt pracy turbiny.

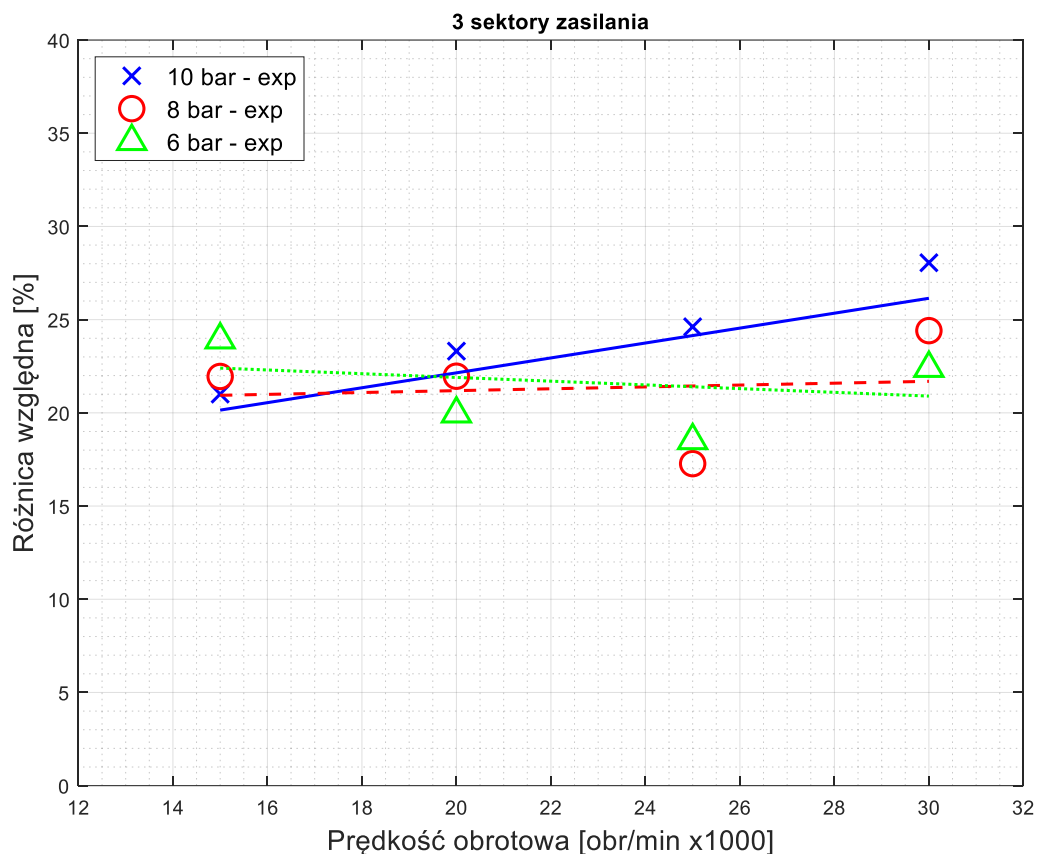


Rys. 4-17 Charakterystyka mocy prototypu uwzględniająca wyniki pomiarów eksperymentalnych i analiz numerycznych w wariacie zasilania w trzech sektorach – walidacja modelu obliczeniowego.

Z Rys. 4-17 wynika, że przebieg krzywej mocy wyznaczonej z symulacji wykorzystującej model 2D jest proporcjonalny do przebiegu krzywej mocy wyznaczonej eksperymentalnie. Natomiast najlepszy obraz poziomu zgodności symulacji z eksperymentem można zaobserwować poprzez analizę przebiegu różnicy względnej między mocą osiąganą dwoma wspomnianymi metodami w poszczególnych punktach pracy. Przebieg różnicy względnej w funkcji prędkości obrotowej dla poszczególnych ciśnień zasilających przedstawiono na Rys. 4-18. Wynika z niego, że dla ciśnienia 6 bar oraz 8 bar wartość różnicy względnej między symulacją a eksperymentem ma bardzo

podobny przebieg w funkcji prędkości obrotowej. Interpolacja funkcją liniową uzyskanych punktów charakterystyki jest w przybliżeniu funkcją stałą dla ciśnienia zasilania 8 bar. W przypadku ciśnienia zasilania 6 bar funkcja jest malejąca i przyjmuje wartości w zakresie od 22,5% różnicy względnej do 21%. Należy jednak zaznaczyć, że z utylitarne punktu widzenia zmienność różnicy względnej dla ciśnienia 6 bar w zależności od prędkości obrotowej jest marginalna. W przypadku ciśnienia zasilania 10 bar sytuacja jest odmienna, gdyż funkcja liniowa będąca interpolacją uzyskanych punktów jest funkcją wyraźnie narastającą w funkcji prędkości obrotowej, a zakres różnicy względnej w przypadku interpolacji liniowej wynosi od 20% do 26%.

Najniższa rzeczywiście zarejestrowana wartość różnicy względnej między mocą uzyskaną na drodze symulacji 2D a mocą uzyskaną z eksperymentu wynosi 17,3% i została zarejestrowana dla ciśnienia zasilania 8 bar i prędkości obrotowej 25000 obr/min. Rzeczywiście zarejestrowana najwyższa wartość różnicy względnej wynosiła z kolei 28,1% i została zarejestrowana przy ciśnieniu zasilania 10 bar i prędkości obrotowej 30000 obr/min.



Rys. 4-18 Różnica względna między zmierzoną mocą prototypu a wartością uzyskaną na drodze symulacji z wykorzystaniem modelu 2D.

W zakresie walidacji modelu sprawdzono również zbieżność mierzonej i symulowanej przelotności dysz turbiny w poszczególnych punktach pracy. Największa różnica względna między wartością strumienia masowego otrzymaną z symulacji

i wartością otrzymaną z eksperymentu wynosiła mniej niż 1%. Tak dobra zbieżność modelu z eksperymentem w zakresie tego parametry wynika z faktu, że projekt dyszy opierał się o równania gazu idealnego, a czynnik roboczy – powietrze, bardzo dobrze odpowiada temu modelowi. Wysoka zbieżność tego parametru świadczy również o dużej dokładności wykonania geometrii dysz w prototypie. Duża zbieżność przepływności turbiny ogranicza ilość przyczyn potencjalnego odchylenia uzyskiwanej mocy na drodze symulacji w porównaniu do eksperymentu. Należy jednak zaznaczyć, że odchylenie wyników symulacji względem wyników eksperymentalnych jest oczekiwane, gdyż model 2D jest uproszczeniem rzeczywistego przepływu o charakterze trójwymiarowym, które z premedytacją ignoruje pewne zjawiska będące źródłem dodatkowych strat. Do znanych takich źródeł należą:

- straty brzegowe u stopy i wierzchołka łopatki,
- przeciek nadbandażowy.

Dodatkowo w porównaniu do eksperymentu ignorowane są straty pozaobwodowe takie jak:

- przecieki zewnętrzne przez korpus maszyny,
- tarcie elementów wirujących (poza układem łopatkowym),
- straty mechaniczne łożysk.

Zwiększenie dokładności modelu poprzez uwzględnienie trójwymiarowych zjawisk na obwodzie wieńca łopatkowego obrazuje wynik uzyskanej mocy z wykorzystaniem modelu 3D (pojedynczy punkt zaznaczony na Rys. 4-17). Różnica względna między mocą uzyskaną z symulacji CFD wykorzystującej model 3D a mocą uzyskaną z eksperymentu w nominalnym punkcie pracy turbiny wynosi 9,6%. Autor ocenia, że tak duża zbieżność przy stopniu turbinowym charakteryzującym się wyjątkowo dużą niestacjonarnością zjawisk jest bardzo dobra, szczególnie mając na uwadze, że model ten dalej nie uwzględnia strat pozaobwodowych wymienionych powyżej. Jednakże użyteczność modelu 3D w projektowaniu stopni turbinowych takich jak omawiany w niniejszej pracy jest bardzo mała, ze względu na wielokrotnie już wspomnianą dużą czasochłonność obliczeń.

Najważniejsze wnioski płynące z powyższych obserwacji są takie, że:

- względna wartość odchylenia charakterystyk pracy turbiny uzyskanych na drodze symulacji CFD z wykorzystaniem modelu 2D w porównaniu do eksperymentu jest w przybliżeniu liniowa, a tym samym przewidywalna,
- odchylenie wyników na poziomie ~20-30% różnicy względnej jest duże, jednakże źródło odchylenia jest znane ze względu na znane uproszczenia poczynione w modelu 2D, co najważniejsze odchylenie to jest możliwe do liniowego

korygowania dla celów przewidywania rzeczywistej charakterystyki pracy projektowanej turbiny.

W związku z tym autor uznał, że modelowanie zjawisk w badanym nietypowym stopniu turbinowym z wykorzystaniem symulacji CFD i modelu 2D charakteryzuje się dużą dokładnością w zakresie intencjonalnie poczynionych uproszczeń związanych z ograniczeniem jednego wymiaru w przepływie. Model taki może być podstawą do dalszych badań analitycznych w zakresie badanej prototypowej geometrii stopnia turbinowego.

5. Model strat częściowego zasilania układu przepływowego ze stopniowaniem prędkości w jednym wieńcu wirnikowym

Teoria związana ze specyfiką częściowego zasilania i stratami z tym związanymi została opisana w rozdziale poświęconym przeglądowi literatury. Klasyczny model superpozycji strat częściowego zasilania w swojej ogólnej formie mówi, że rzeczywista moc wewnętrzna stopnia jest sumą:

- mocy obwodowej generowanej na zasilanej części obwodu,
- mocy traconej na wentylowanie gazu przez łopatki znajdujące się poza łukiem (sektorem) zasilania wieńca – straty wentylacji,
- mocy traconej na okresowe wejścia i wyjścia łopatek z okna łuku (sektora) zasilania wieńca łopatek – straty sektorowej.

Przy takiej konwencji moc tracona przyjmuje znak ujemny. Zależność tę opisano równaniem (5.1):

$$P_i = P_{u-FA} * \varepsilon + \left(-P_p * (1 - \varepsilon) \right) + (-P_s * n) \quad (5.1)$$

W równaniu tym P_i oznacza moc wewnętrzną stopnia częściowo zasilanego, P_{u-FA} moc obwodową stopnia w pełni zasilanego, P_p moc strat wentylacji, P_s moc strat sektorowych, ε odpowiada całkowitej wielkości łuku zasilania (sumarycznie we wszystkich sektorach), a n ilości sektorów zasilania.

Motywacją do adaptacji wyżej wymienionego modelu do badanego przypadku była obserwacja dokonana w poprzednim rozdziale w ramach analizy wykresów na Rys. 4-15 oraz Rys. 4-16.

5.1. Mechanizm strat częściowego zasilania w badanym układzie przepływowym

Zastosowanie modelu superpozycji strat częściowego zasilania nie jest oczywiste w stopniu turbinowym ze stopniowaniem prędkości w jednym wieńcu wirnikowym, a jego znane użycie tyczy się klasycznych stopni częściowo zasilanych, oczywiście przy pełnej świadomości uproszczenia płynącego z tego modelu związanego z faktem, że superpozycja strat dobrze sprawdza się przy opisywaniu zjawisk stacjonarnych, natomiast straty częściowego zasilania w większości mają charakter silnie niestacjonarny. Dlatego w pierwszej kolejności należało wskazać podobieństwa i różnice mechanizmu strat częściowego zasilania pomiędzy klasycznym stopniem częściowo zasilanym a stopniem turbinowym będącym obiektem badań niniejszej pracy.

Uznano, że mechanizm strat wentylacji niezasilanej części wieńca łopatek wirnikowych jest taki sam w klasycznym częściowo zasilanym stopniu, jak i w stopniu

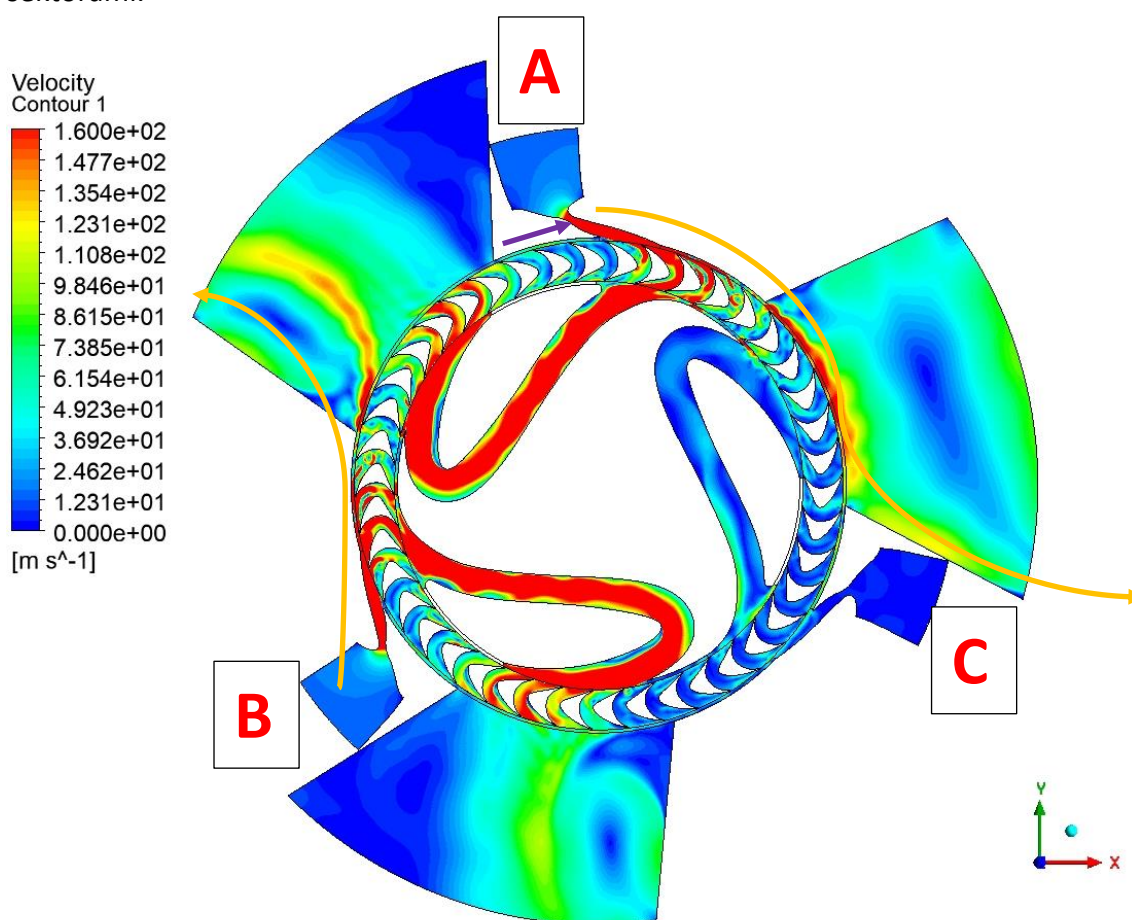
badanym w ramach niniejszej pracy. Jest to stacjonarna składowa strat częściowego zasilania proporcjonalna do niezasilanej części obwodu, która niezależnie od kształtu częściowo zasilanego układu przepływowego powinna podlegać takim samym prawom fizyki.

W przypadku strat sektorowych stwierdza się podobieństwo w zależności wielkości strat sektorowych od ilość sektorów zasilania, przy czym w badanym przypadku należy mieć na uwadze, że ilość rzeczywistych sektorów zasilania na obwodzie wieńca łopatek wirnikowych jest dwukrotnie wyższa od ilości sektorów zasilanych dysz, z uwagi na fakt, że jak już wspomniano wielokrotnie, praca obu stopni prędkości wykonywana jest przez ten sam wieniec łopatkowy – jest to cecha znamienna dla badanego układu przepływowego. Podejrzewa się natomiast, że bezwzględna wartość uzyskiwanych strat sektorowych w badanym stopniu może znacznie odbiegać od wartości uzyskiwanych z wykorzystaniem klasycznych modeli analitycznych, ze względu na fakt, że kierunek przepływu w stopniach prędkości zmienia się z kierunku dośrodkowego (pierwszy stopień prędkości) na kierunek odśrodkowy (drugi stopień prędkości) przy jednoczesnej silnej interakcji pomiędzy oboma stopniami prędkości. W klasycznym stopniu częściowo zasilanym wzajemna interakcja zachodzi tylko pomiędzy sektorami dysz, a w każdym z tych sektorów kierunek przepływu jest tożsamy.

Zarówno w badanym przypadku, jak i klasycznie częściowo zasilanym stopniu mamy do czynienia ze zjawiskiem przepływu części strumienia płynu zza dyszy do luzu promieniowego (lub osiowego w przypadku stopni osiowych). W przypadku klasycznego stopnia strumień taki ma wzajemny wpływ na profil ciśnienia i prędkości za skrajnymi dyszami w poszczególnych sektorach zasilania. Natomiast w przypadku stopnia turbinowego ze stopniowaniem prędkości w jednym wieńcu łopatek wirnikowych strumień przecieku w szczelinie na obwodzie zewnętrznym wpływa na lokalny profil prędkości i ciśnienia na wylocie z drugiego stopnia prędkości.

Dotychczas opisane mechanizmy strat częściowego zasilania w przypadku stopnia klasycznego częściowo zasilanego i badanego stopnia częściowo zasilanego ze stopniowaniem prędkości w jednym wieńcu wirnikowym były albo takie same albo zbliżone do siebie, bazujące na tych samym zjawiskach fizycznych. Jednakże autor wprowadza dodatkowy mechanizm strat częściowego zasilania znamienny dla badanego typu układu przepływowego, mianowicie stratę mocy związaną z przeciekiem międzysektorowym. Bazując na symulacjach niestacjonarnych przeprowadzonych w oparciu o zwalidowany model 2D dostrzec można, że opisywany wcześniej strumień przecieku w szczelinie nie tylko jest źródłem strat na drodze negatywnego oddziaływania na profile prędkości i ciśnienia, ale również na drodze zmniejszenia wielkości energii kinetycznej transportowanej z dyszy do wieńca wirnikowego pierwszego stopnia prędkości i do wieńca wirnikowego drugiego stopnia prędkości na skutek zmiany masowego strumienia przepływu. Zjawisko to zostało również dostrzeżone w [76–78]

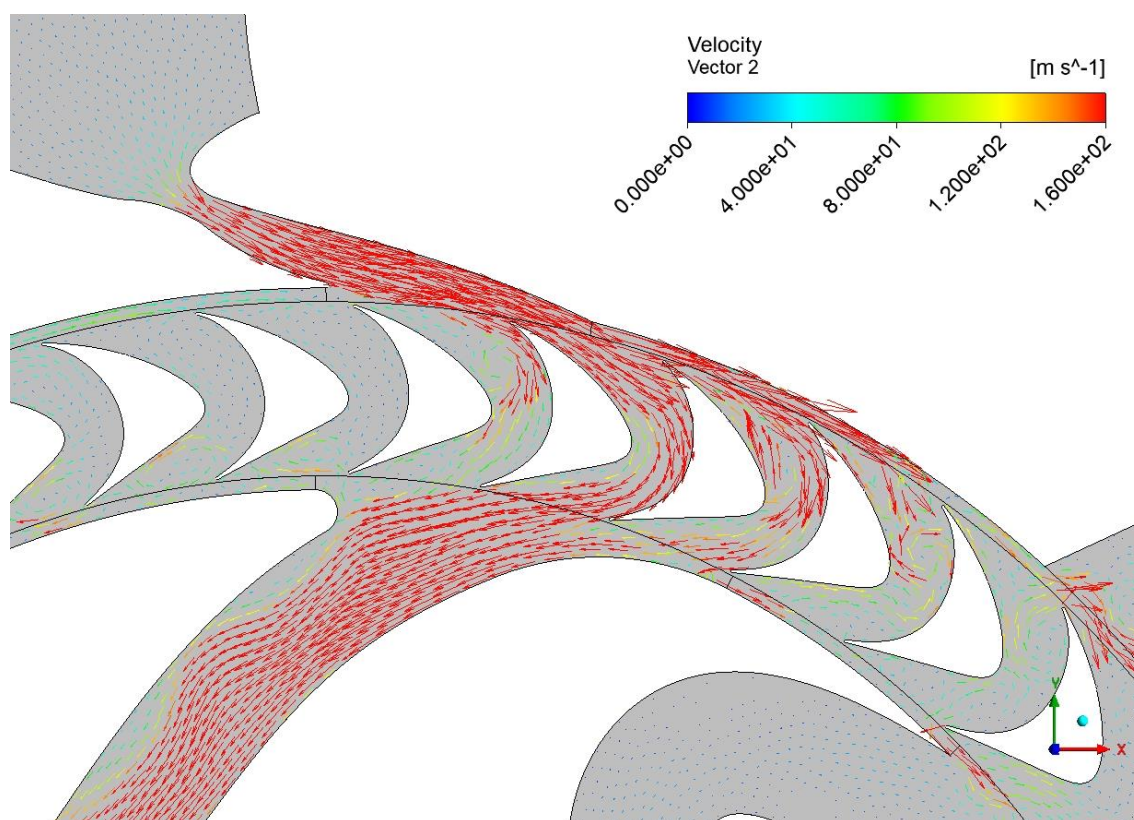
podczas symulacji w nominalnym punkcie pracy badanego stopnia. W porównaniu do klasycznego częściowo zasilanego stopnia strumień przecieku nie trafia nigdy do kanału nawrotnego (jak ma to miejsce np. w stopniu Curtisa), ale jest bezpowrotnie tracony, gdyż znajduje ujście bezpośrednio do wylotu przez okno wylotowe drugiego stopnia prędkości. Należy podkreślić, że strumień płynący w szczelinie nie jest jedynym źródłem ubytku czynnika, ale jest nim również objętość gazu zamknięta w kanałach międzyłopatkowych, która w kolejnym sektorze (sektorze drugiego stopnia prędkości) jest „wydmuchiwana” wprost do wylotu, co jest skutkiem odwróconego kierunku przepływu względem sąsiadujących sektorów. Przykładowy mechanizm tego zjawiska został przedstawiony na Rys. 5-1, który przedstawia kontury prędkości w układzie przepływowym dla symulacji w nominalnym punkcie pracy (ciśnienie zasilania równe 10 bar oraz prędkość obrotowa równa 30000 obr/min), ale w wariacie pracy z dwoma sektorami.



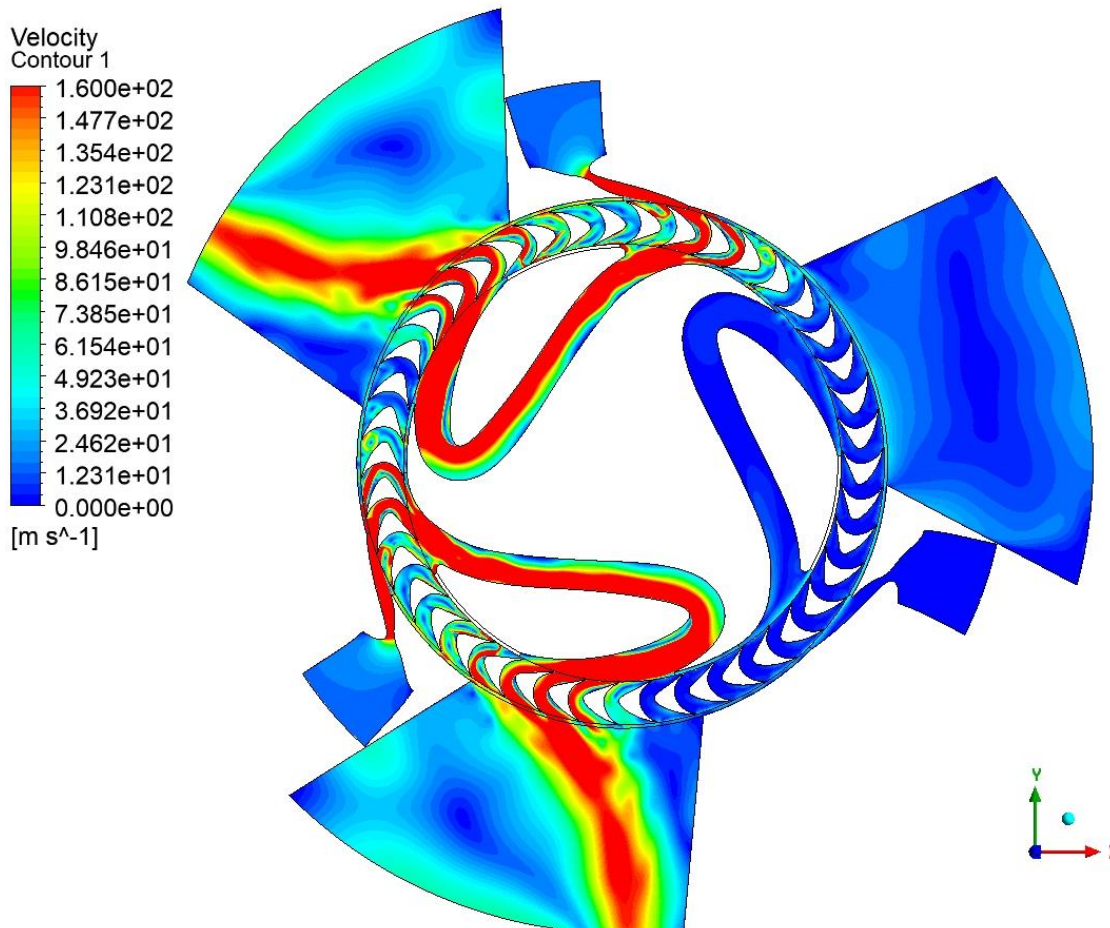
Rys. 5-1 Rozkład prędkości w układzie przepływowym przy ciśnieniu zasilania 10 bar i prędkości obrotowej 30000 obr/min. Skala została dopasowana w celu uwidocznienia strumienia przecieku międzysektorowego.

Na Rys. 5-1 sektor oznaczony literą „C” jest sektorem nieaktywnym. W oknie wylotowym drugiego stopnia prędkości sektora „C” widać wyływający strumień przecieku ze szczeliny obwodowej na obwodzie zewnętrznym, którego źródłem jest dysza zasilanego sektora „A”. Schematycznie przebieg przecieku oznaczono pomarańczową strzałką

biegnącą między sektorami „A” i „C”. Interakcję pomiędzy dwoma aktywnymi sektorami pokazuje przeciek schematycznie oznaczony pomarańczową strzałką między sektorami „B” i „A”. W tym przypadku głównym źródłem strumienia przecieku w szczelinie obwodowej jest dysza sektora „B”, natomiast w przeciwieństwie do interakcji między „A” i „C”, tutaj strumień przecieku z pierwszego stopnia prędkości sektora „B” porywany jest przez strumień wylotowy z drugiego stopnia prędkości sektora „A” i kierowany wprost do wylotu. Niezależnie od faktu, czy niezasilany sektor „C” będzie się znajdował w przepływie, czy też nie, strumień z dyszy zarówno sektora „A”, jak i sektora „B” nigdy nie trafi w całości do swojego nominalnego kanału nawrotnego, a tym samym nie zasili łoża łopatek drugiego stopnia prędkości. Przeciek powrotny od drugiego stopnia prędkości do pierwszego stopnia prędkości, oznaczony schematycznie fioletową strzałką również ma wpływ na bilans masowy układu przepływowego. Niemniej w przedstawionym na Rys. 5-1 przypadku, wartość strumienia masowego przecieku powrotnego jest znacznie mniejsza niż wartość strumienia przecieku od pierwszego stopnia prędkości do drugiego stopnia prędkości – względnie stanowi on mniej niż 10% przecieku głównego od dyszy do okna wylotowego. Dokładny rozkład wektorów prędkości wskazujące opisane drogi przepływu przecieków przedstawiono na Rys. 5-2.

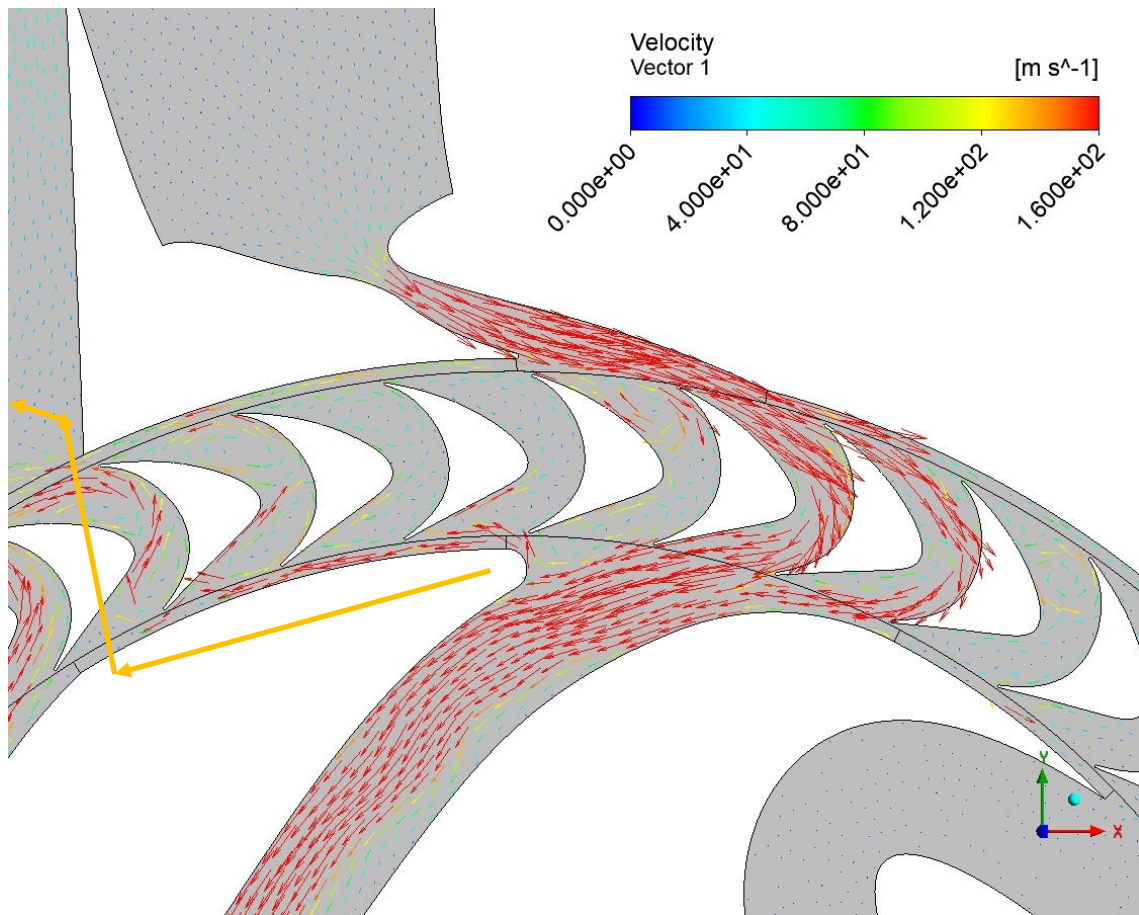


Rys. 5-2 Rozkład wektorów prędkości w układzie przepływowym przy ciśnieniu zasilania 10 bar i prędkości obrotowej 30000 obr/min. Widoczny przeciek międzysektorowy od dyszy do okna wylotowego na dominującej drodze zgodnej z ruchem obrotowym na obwodzie zewnętrznym oraz względnie mniejszy przeciek powrotny na obwodzie zewnętrznym z drugiego stopnia prędkości.



Rys. 5-3 Rozkład prędkości w układzie przepływowym przy ciśnieniu zasilania 10 bar i prędkości obrotowej 15000 obr/min. Skala została dopasowana w celu uwidocznienia niemal całkowitego zaniku przecieku międzysektorowego na drodze zgodnej z ruchem obrotowym.

Analizując takie same kontury prędkości w układzie przepływowym w punkcie pracy ze znacznie mniejszą prędkością obrotową (Rys. 5-3) – 15000 obr/min zamiast 30000 obr/min – można dostrzec niemal całkowity zanik przecieku międzysektorowego na opisanej powyżej drodze z dyszy pierwszego stopnia prędkości do okna wylotowego drugiego stopnia prędkości zgodnie z kierunkiem obrotów. Dokładna analiza wyników wskazuje jednak, że do kanału nawrotnego w takim punkcie pracy nie trafia ok. 10% strumienia masowego trafiającego do dyszy. Analiza rozkładu wektorów prędkości strumienia w układzie przepływowym (Rys. 5-4) ukazuje, że w takim przypadku przeciek międzysektorowy również występuje na drodze z pierwszego stopnia prędkości do drugiego stopnia prędkości, ale (dominująco) przeciwnie do kierunku obrotów wirnika (kierunek przecieku oznaczony pomarańczową strzałką). Przeciek na drodze zgodnej z ruchem obrotowym wirnika jest względnie mały i pochodzi z obszarów międzyłopatkowych drugiego stopnia prędkości, które transportują wraz z obrotem wirnika „zamkniętą” objętość gazu w stagnacji wprost do sektora drugiego stopnia prędkości, gdzie opróżniane są wprost do wylotu.



Rys. 5-4 Rozkład wektorów prędkości w układzie przepływowym przy ciśnieniu zasilania 10 bar i prędkości obrotowej 15000 obr/min. Skala została dopasowana w celu uwidocznienia przecieku międzysektorowego na drodze przeciwnej do kierunku obrotów.

W przypadku mniejszego ciśnienia zasilania, ale przy takich samych prędkościach obrotowych sytuacja jest analogiczna, w kwestii kierunku i drogi przecieków, zmieniają się natomiast wielkości przeciekającego strumienia masowego. Wielkość przecieku dla siatki 6 różnych punktów pracy zestawiono w Tab. 5-1 jako wielkość względną odniesioną do strumienia zasilającego dyszę pojedynczego sektora. Z tabeli tej wynika wyraźnie, że dla badanego przypadku geometrycznego przeciek międzysektorowy jest funkcją zarówno ciśnienia zasilania, jak i prędkości obrotowej, przy czym wpływ prędkości obrotowej ma znacznie większą wagę. Prędkość obrotowa ma również wpływ na kierunek i drogę przecieku, co wspomniano w poprzednim akapicie. W [76,77] autorzy wnioskują, że zmniejszenie ciśnienia w obszarze zasilanej części wirnika pierwszego stopnia prędkości (na skutek redukcji spiętrzenia ciśnienia w kanale nawrotnym) ma znaczny wpływ na redukcję przecieku międzysektorowego. W badanym w niniejszej pracy przypadku spadek prędkości obrotowej koreluje ze spadkiem ciśnienia w obszarze zasilanej części wirnika pierwszego stopnia prędkości, co potwierdzałoby wnioski z [76,77], jednakże autor niniejszej dysertacji obserwuje niemal całkowity zanik przecieku (<3% strumienia z dyszy) przy prędkościach obrotowych ok. 15000 obr/min i ciśnieniu zasilania 6 bar, mimo że ciśnienie w obszarze wirnikowym pierwszego stopnia

prędkości (dla tego punktu pracy) wciąż jest zauważalnie większe niż ciśnienie w oknie wylotowym, a spiętrzenie ciśnienia przez kanał nawrotny wciąż jest znaczne. W [76,77] autorzy podkreślają też wpływ zmiany geometrii dyszy w obszarze przekroju wylotowego na wielkość przecieku. Powyższe obserwacje pozwalają wnioskować, że wielkość strumienia przecieku międzysektorowego jest funkcją wielu zmiennych. Należy wyraźnie zaznaczyć, że w przytoczonych badaniach projekt zakładał bardzo duży kąt wylotowy z dyszy, co ogranicza ilość strumienia wprowadzaną bezpośrednio do szczeliny promieniowej i może ułatwiać redukcję przecieku międzysektorowego, ale jest niekorzystne dla ogólnej sprawności obwodowej stopnia.

Tab. 5-1 Wartości względne przecieku międzysektorowego w odniesieniu do strumienia zasilania dyszy dla wybranych punktów pracy.

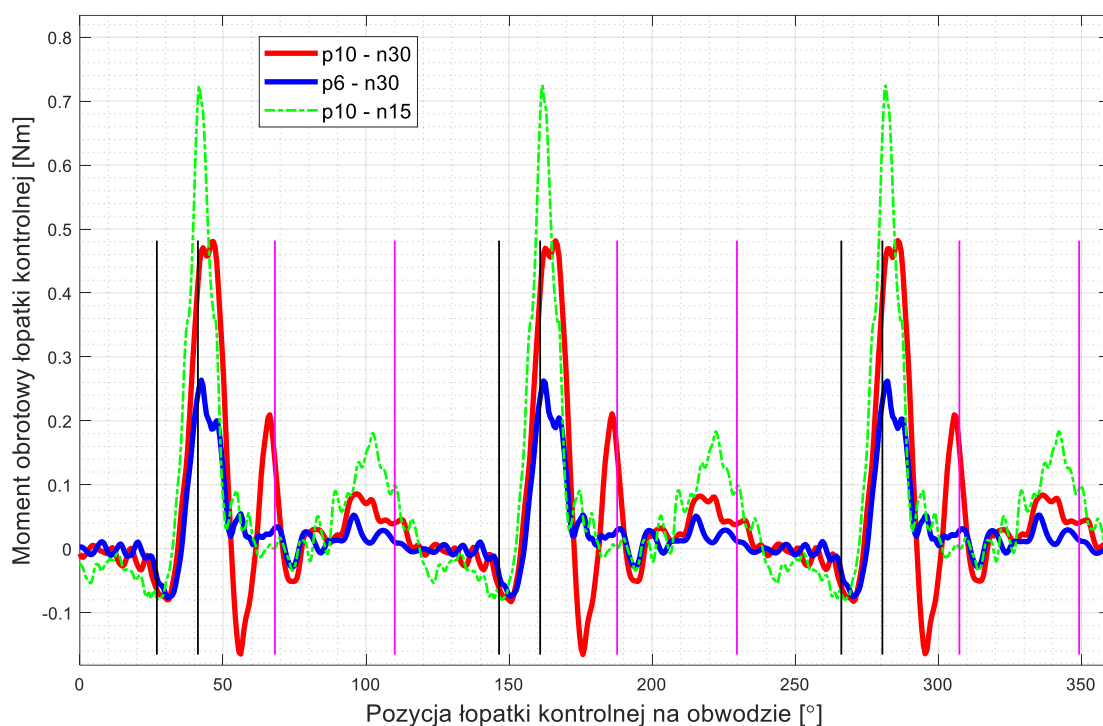
	przeciek międzysektorowy odniesiony do strumienia zasilania [%]		
	$p_0 = 6 \text{ bar}$	$p_0 = 8 \text{ bar}$	$p_0 = 10 \text{ bar}$
$n = 15000 \text{ obr/min}$	2,7	8,4	9,8
$n = 30000 \text{ obr/min}$	21,0	27,6	31,1

Autor w ciągu badań analitycznych zaobserwował jeszcze jedną cechę znamioną dla badanego nietypowego układu przepływowego, nazwaną roboczo efektem częściowego odzysku energii. Ma ona związek ze zjawiskami występującymi w przepływie międzyłopatkowym po wyjściu kanału przepływowego z geometrycznego łuku zasilania pierwszego stopnia prędkości aż do geometrycznego początku łuku zasilania drugiego stopnia prędkości. Według tradycyjnego modelu strat częściowego zasilania w obszarze tym spodziewamy się strat sektorowych związanych z ekspansją czynnika w zamkniętej przestrzeni międzyłopatkowej. Znane z literatury badania ([65,66,91]) wskazują, że w rzeczywistości „wygaszanie” momentu obrotowego łopatką jest rozłożone w czasie, a wartości ujemne momentu obrotowego (na które składają się straty sektorowe i straty wentylacji), o ile w ogóle są wyraźnie rejestrowane, to występują poza geometrycznym łukiem zasilania sektora aż do momentu pełnego rozproszenia energii, gdzie dalej swój udział mają tylko straty wentylacji niezasilanego wieńca. W przypadku, gdy w stopniu zaprojektowany jest kolejny sektor dysz nie rejestruje się stabilizacji momentu obrotowego, lecz jego ponowne załamanie w związku ze stratami sektorowymi na wejściu do kolejnego łuku zasilania. W przypadku stopnia turbinowego badanego w niniejszej pracy trend z rozłożonym w czasie wygaszaniem momentu obrotowego łopatką jest również obserwowany, ale w momencie wejścia łopatką w łuk zasilania kolejnego sektora (łuku zasilania drugiego stopnia prędkości) zostaje on zaburzony.

Na Rys. 5-5 przedstawiono przebieg wartości momentu obrotowego zarejestrowanego w symulacji z wykorzystaniem modelu 2D działający na wybraną łopatkę kontrolną w funkcji jej kąтового położenia na obwodzie wieńca. Przedstawiono wariant symulacji zakładający zasilanie we wszystkich trzech sektorach. Na Rys. 5-5 przedstawiono trzy krzywe, każda dla innego punktu pracy:

- ciśnienie zasilania równe 10 bar, prędkość obrotowa równa 30000 obr/min,
- ciśnienie zasilania równe 6 bar, prędkość obrotowa równa 30000 obr/min,
- ciśnienie zasilania równe 10 bar, prędkość obrotowa równa 15000 obr/min.

Na wykresie tym czarnymi pionowymi liniami oznaczono zakres geometrycznego łuku zasilania pierwszego stopnia prędkości, natomiast między pionowymi różowymi liniami znajduje się zakres geometrycznego łuku zasilania drugiego stopnia prędkości. Zakresy te oznaczono dla każdego sektora zasilania. Analizując wykres od lewej, czyli od początkowego położenia, w okolicach 30° , zaraz po wejściu w łuk zasilania pierwszego stopnia prędkości widoczna jest ujemna wartość momentu obrotowego dla każdej z krzywych. Jest to charakterystyczny i spodziewany objaw związany ze stratami sektorowymi (na wejściu do łuku następuje odwrócenie się kierunku działania ciśnienia, a w konsekwencji momentu obrotowego działającego na łopatkę). Dalej wraz z obrotem widoczny jest wzrost momentu obrotowego aż do szczytu, który wypada w punkcie geometrycznego końca łuku zasilania pierwszego stopnia prędkości ($\sim 41^\circ$). Dalej widać, że moment obrotowy działający na łopatkę spada, ale tak naprawdę tylko w przypadku punktu pracy przy ciśnieniu 10 bar i prędkości obrotowej 30000 obr/min moment obrotowy ma charakterystyczny obszar ujemnych wartości od strat sektorowych ekspansji. W przypadku pozostałych dwóch krzywych widać, że moment nie osiąga wartości ujemnych w zakresie aż do geometrycznego początku łuku zasilania drugiego stopnia prędkości ($\sim 68^\circ$). W przypadku wspomnianego punktu pracy (10 bar i 30000 obr/min) moment ten z ujemnych wartości gwałtownie odbija, żeby zarejestrować kolejny wyraźny szczyt zaraz przed wejściem do geometrycznego łuku zasilania drugiego stopnia prędkości. Szczyt ten, choć mniej wyraźny jest również dostrzegany w przypadku dwóch pozostałych analizowanych punktów pracy (krzywych) w okolicach 68° .



Rys. 5-5 Przebieg momentu obrotowego działający na pojedynczą łopatkę na pełnym obwodzie wieńca – wynik symulacji niestacjonarnej z wykorzystaniem modelu 2D. Przebieg zobrazowano dla 3 różnych zestawów parametrów pracy: ciśnienia zasilania i prędkości obrotowej.

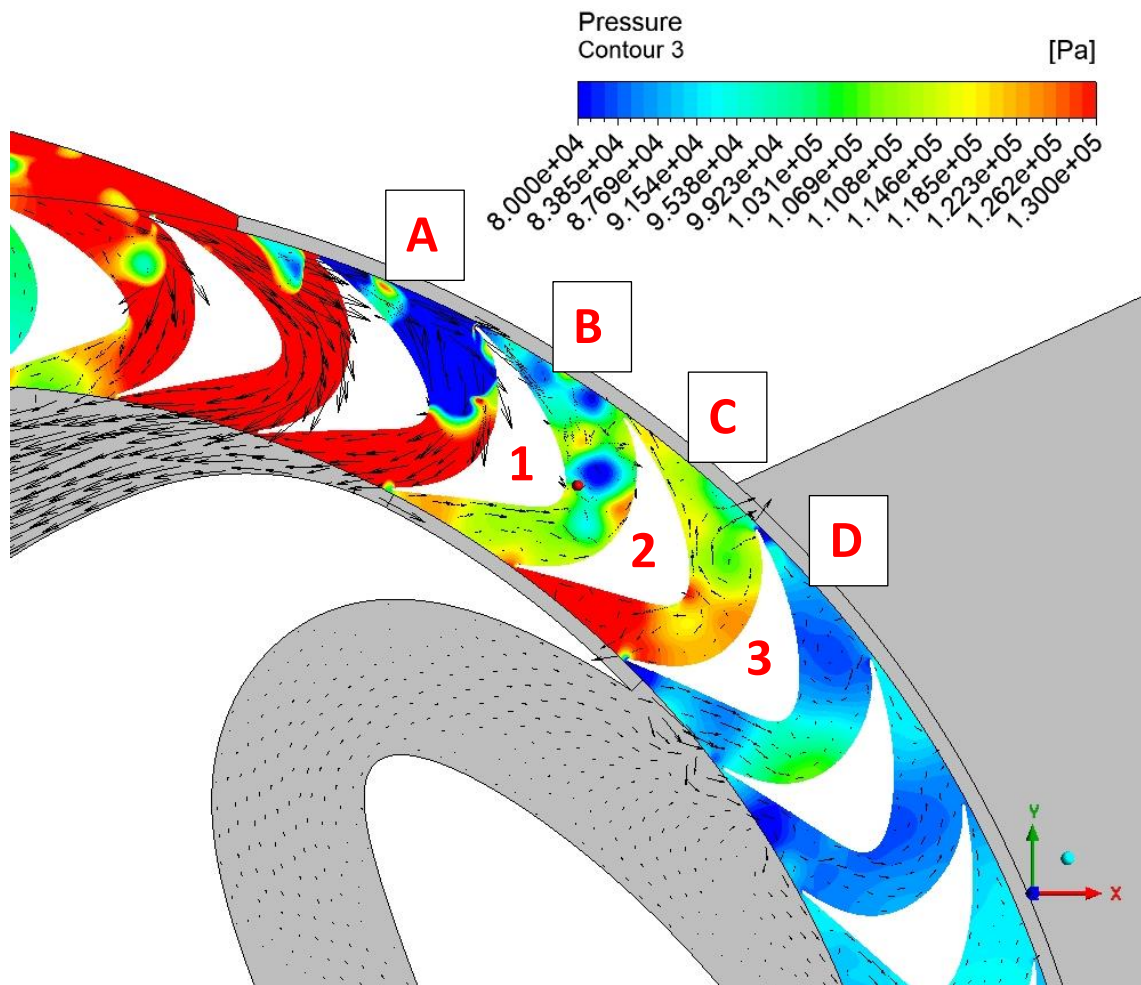
Szczyt ten jest znaczącym odstępstwem od charakterystyki pracy klasycznego częściowo zasilanego stopnia turbinowego, w którym należałoby się w tym miejscu spodziewać kolejnego ekstremum dolnego. Mechanizm powstawania dodatkowego maksimum krzywej momentu obrotowego został wyjaśniony w dalszej części rozdziału. W okolicach 74° widać obszar ujemnego momentu obrotowego wskazujący na straty sektorowe po wejściu do łuku zasilania drugiego stopnia prędkości. Dalej w zakresie drugiego stopnia prędkości widać wzrost momentu obrotowego aż do szczytu i ponowny jego spadek przed geometrycznym końcem łuku zasilania drugiego stopnia prędkości (~110°). Następnie zgodnie z oczekiwaniami wartości momentu w każdym przypadku osiągają wartości ujemne na skutek nałożonych strat sektorowych ekspansji (niestacjonarnych) i wentylowania (stacjonarnych).

W celu wyjaśnienia fenomenu częściowego odzysku energii na granicy sektorów należało dokonać analizy przepływu w tym obszarze. Na przykładzie nominalnego punktu pracy (ciśnienie zasilania 10 bar oraz prędkość obrotowa 30000 obr/min) na Rys. 5-6 ukazano kontury ciśnienia statycznego w przestrzeni międzyłatkowej oraz wektory prędkości. Z rysunku tego wynika, że kanał międzyłatkowy w pozycji oznaczonej literą „A” w momencie, kiedy zamykany jest na obwodzie zewnętrznym wciąż ma kontakt na obwodzie wewnętrznym z kanałem nawrotnym (jest to efekt optymalizacji na etapie projektowania), co umożliwia dalsze opróżnianie tego kanału, co prowadzi do lokalnego spadku ciśnienia na jego wlocie. Dalej w trakcie obrotu kanał jest zamykany również na wewnętrznym obwodzie (pozycja „B”), co powoduje odbicie

strumienia, jego rozproszenie w przestrzeni międzyłopatkowej i dążenie do wyrównania ciśnienia. Przepływ zwrotny generuje również struktury wirowe. Łopátka oznaczona numerem „1” ma pozytywny moment obrotowy. Dalej w trakcie obrotu energia kinetyczna jest częściowo rozpraszana, a częściowo wykorzystywana do wzrostu ciśnienia statycznego (kanał w pozycji „C”). Widać w nim wzrost ciśnienia w związku z wytraceniem prędkości płynu. Łopátka numer „2” ma więc nienaturalny rozkład ciśnienia na obwodzie profilu (odwrotny niż wynika z nominalnych stron profilu), a jej moment obrotowy jest negatywny. Kanał w pozycji „D” zostaje odkryty do przestrzeni wylotowej turbiny, czyli strefy niskiego ciśnienia, a dodatkowo przeciek ze szczeliny powoduje lokalne podsysanie gazu z kanału. Rozkład ciśnienia wokół profilu łopátki nr „3” staje się naturalny, a jej moment obrotowy jest pozytywny mimo położenia na obwodzie, w którym w klasycznym przypadku spodziewany moment obrotowy byłby negatywny. Zjawisko to można nazwać częściowym odzyskaniem energii gazu z dyszy, które staje się możliwe tylko dzięki temu, że sektor następujący po sektorze pierwszego stopnia prędkości jest sektorem o niższym potencjale energetycznym. W przypadku, gdy energia gazu z poprzedniego sektora (pierwszego stopnia prędkości) nie ma wystarczająco dużo czasu, by ulec całkowitemu rozproszeniu, to może ona zostać częściowo wykorzystana poza geometrycznym łukiem zasilania. Jest to odstępstwo od klasycznego ujęcia, gdyż w badanym przypadku wejście w kolejny sektor zasilania niesie za sobą nie tylko negatywne następstwa, ale również pozytywne, a straty sektorowe na wejściu do tego łuku zasilania mogą być spowodowane do wypadkowej obydwu efektów.

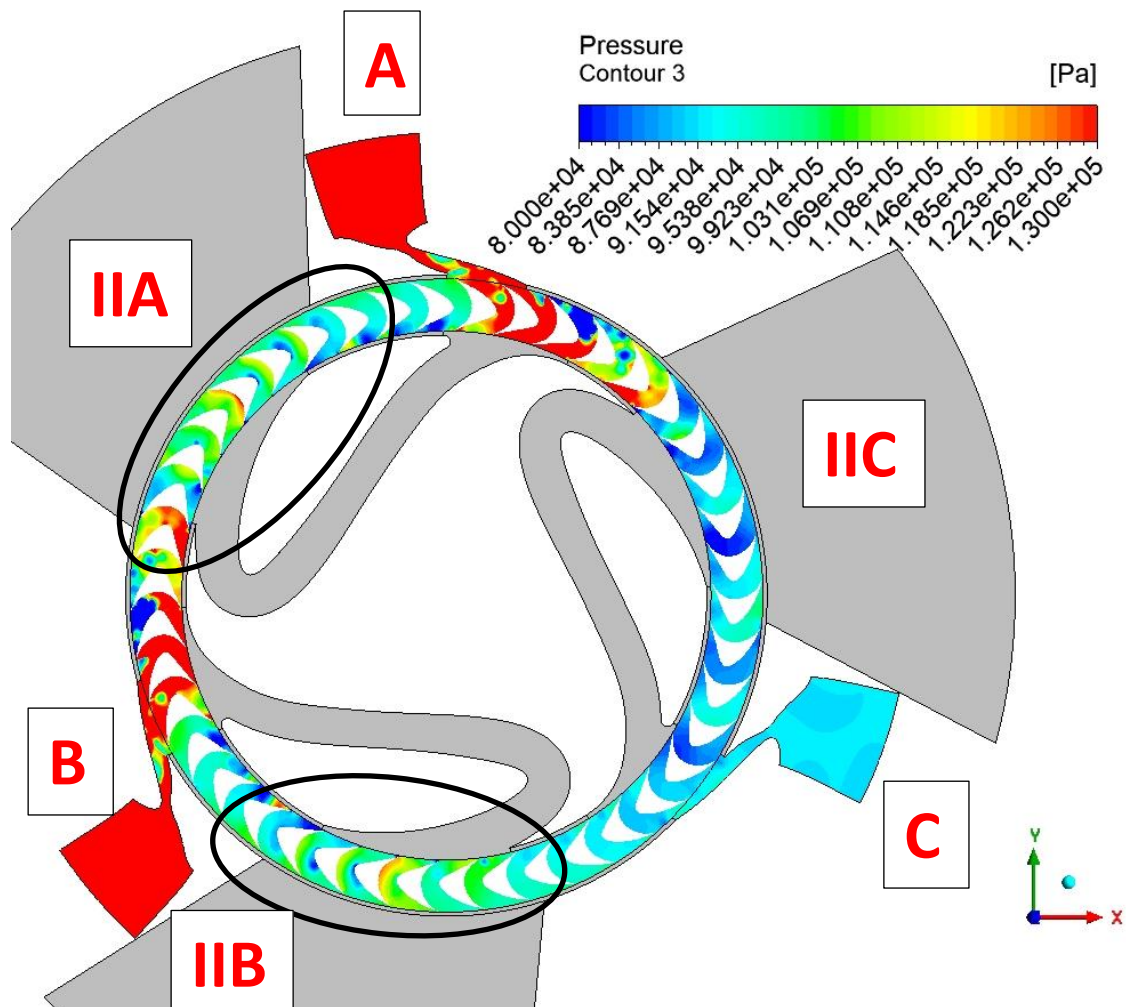
Wpływ jaki ma zjawisko częściowego odzysku energii na pracę całego stopnia zależy od jego względnego udziału w mocy generowanej przez cały stopień turbinowy. Autor stawia hipotezę, że nie bez znaczenia jest tutaj odstęp kątowy między sektorami, definiujący drogę, a pośrednio czas, w którym energia może być rozproszona.

Podsumowując, wszystkie trzy analizowane łopátki z Rys. 5-6 znajdują się w teoretycznie „martwej” strefie między dwoma łukami zasilania, jednakże dwie z nich: nr „1” i nr „3” dalej wykonują pracę, przy czym w przypadku łopátki nr „3” efekt ten nie był spodziewany bazując na znanej literaturze w zakresie badań klasycznych częściowo zasilanych stopni turbinowych.



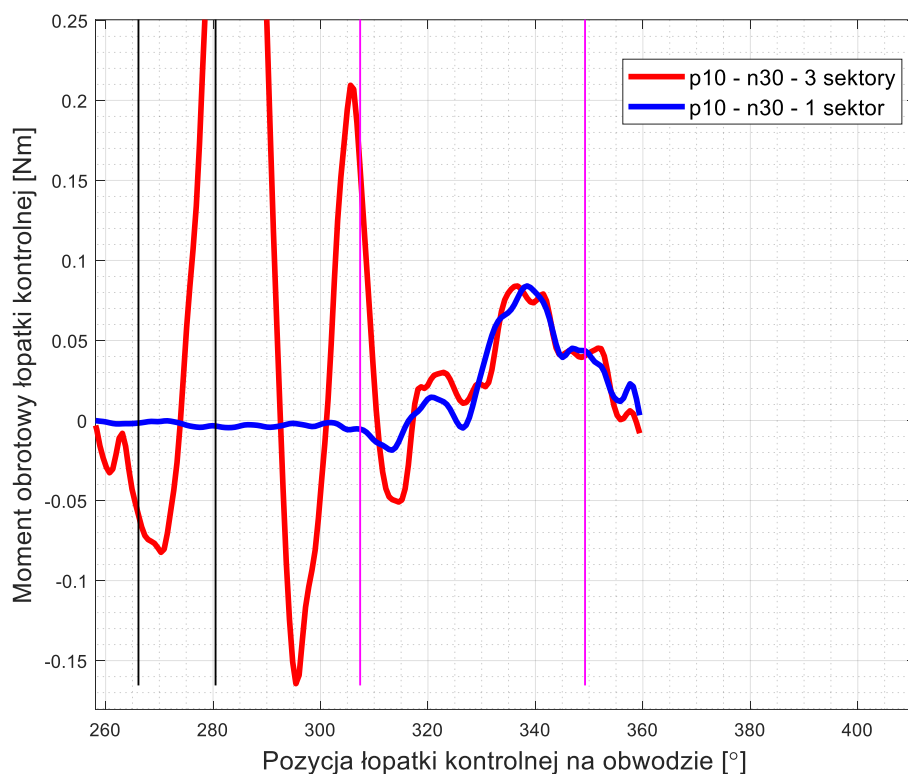
Rys. 5-6 Rozkład ciśnienia statycznego w domenie wieńca wirnikowego przy ciśnieniu zasilania 10 bar i prędkości obrotowej 30000 obr/min – wynik symulacji niestacjonarnej z wykorzystaniem modelu 2D. Wskazano powstawanie efektu odzysku energii na wejściu do sektora zasilania drugiego stopnia prędkości.

W celu zobrazowania wpływu zjawiska odzysku energii na wejściu do sektora drugiego stopnia prędkości na pracę wykonywaną przez ten stopień wykonano analizę porównawczą, w której umownie łopatkę znajdującą się bezpośrednio przed wejściem w łuk zasilania drugiego stopnia prędkości zaliczono do tegoż właśnie stopnia. Na przykładzie punktu pracy z ciśnieniem zasilania 10 bar i prędkością obrotową 30000 obr/min w wariancie z zasilaniem w dwóch sektorach dokonano oceny mocy generowanej przez drugi stopień prędkości sektora B (IIB na Rys. 5-7) oraz przez drugi stopień prędkości sektora A (IIA na Rys. 5-7). Rysunek ten przedstawia kontury ciśnienia statycznego. Widać na nim, że sektor C jest niezasilany, a więc stopień IIB pracuje bez wpływu sektora C. Nie jest też poddany wpływowi sektora A, gdyż interakcja jest przerwana przez niezaślepienie okna wylotowe drugiego stopnia prędkości sektora C (IIC). Z kolei sektor IIA poddany jest wpływowi zasilanego sektora B. Moc generowana przez stopień IIB wynosi 436 W. Ten sam zakres łopatek w stopniu IIA generuje 789 W. Sektor, w którym zachodzi efekt odzysku energii na początku drugiego stopnia prędkości generuje więc około 1,8 więcej mocy w drugim stopniu prędkości niżeli taki sam sektor pozbawiony wpływu sektora poprzedzającego.



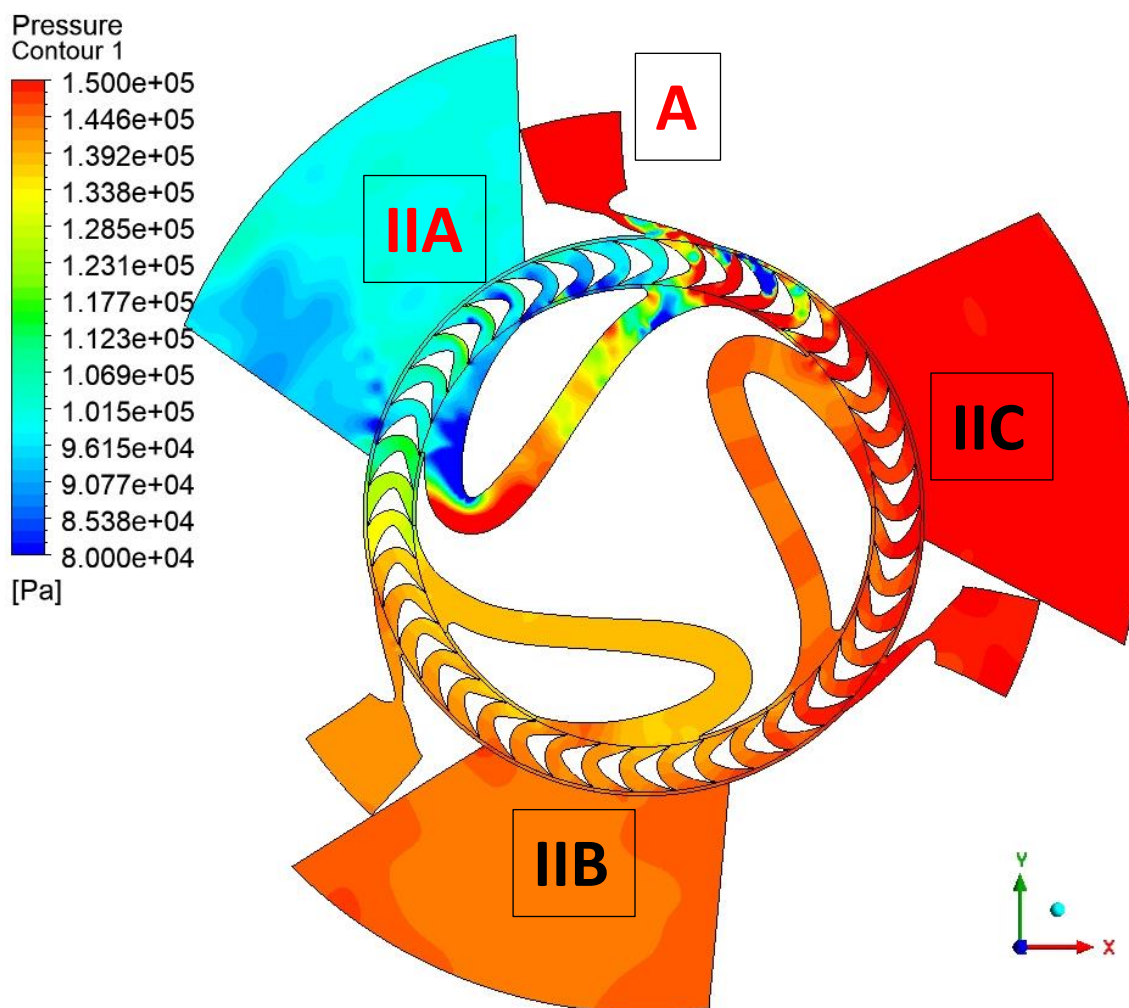
Rys. 5-7 Rozkład ciśnienia statycznego w domenie wieńca wirnikowego przy ciśnieniu zasilania 10 bar i prędkości obrotowej 30000 obr/min – wynik symulacji niestacjonarnej z wykorzystaniem modelu 2D. Ukazano różnicę między sektorem drugiego stopnia prędkości wchodzącym w interakcję z poprzedzającą dyszą a takim samym sektorem pracującym za dyszą niezasilaną.

Przebieg momentu pojedynczej łopatki w tak opisanych dwóch przypadkach pracy drugiego stopnia prędkości (z interakcją z sektorem poprzedzającym i bez interakcji) przedstawiono na Rys. 5-8. Niebieska linia przedstawia pracę drugiego stopnia prędkości pozbawionego wpływu z sektora poprzedzającego. Jej przebieg jest charakterystyczny dla stopni częściowo zasilanych, gdyż odznacza się ujemnym obszarem krzywej momentu obrotowego od strat sektorowych na wejściu do łuku. W przypadku pracy tego samego stopnia prędkości z jednoczesnym wpływem aktywnego sektora poprzedzającego (czerwona linia) widać wyraźnie dodatnią pracę łopatki wchodzącej w geometryczny zakres łuku zasilania (pionowa różowa linia w 307°). Następnie obszar ujemny występuje tak jak w przypadku krzywej niebieskiej (jest nawet większy), aby dalej osiągać średni moment obrotowy w początkowej części łuku drugiego stopnia prędkości większy niż w przypadku pracy bez odzysku energii z sektora poprzedzającego. Sumarycznie efekt jest taki jak pokazano w poprzednim akapicie używając bezwzględnych wartości generowanej mocy.



Rys. 5-8 Porównanie przebiegu momentu obrotowego pojedynczej łopatki na części obwodu w przypadku pracy drugiego stopnia prędkości w interakcji z sektorem poprzedzającym (linia czerwona) i w przypadku pracy sektora drugiego stopnia prędkości bez wpływu sektora poprzedzającego (linia niebieska) – wynik symulacji niestacjonarnej z wykorzystaniem modelu 2D.

W celu filtracji wpływu interakcji między pierwszym stopniem prędkości a drugim stopniem prędkości kolejnego sektora zasilania na krzywą momentu obrotowego, wykonano symulację pracy turbiny w wariacie, który nie był możliwy do zaaranżowania na stanowisku pomiarowym, mianowicie zasilanie tylko jednego sektora z zaślepieniem wylotów pozostałych sektorów przy ciśnieniu zasilania 10 bar i prędkości obrotowej 30000 obr/min. Osiągnięto tym samym niemalże izolowany charakter pracy pojedynczego sektora – jest to wariant, który byłby docelowym w przypadku projektowania stopnia nominalnie na tylko jeden sektor zasilania. Kontury rozkładu ciśnienia w takim hipotetycznym wariacie pracy przedstawia Rys. 5-9. Widać na nim, że zasilany jest tylko sektor A współpracujący z dedykowanym mu stopniem prędkości IIA. Na obwodzie wzdłuż wieńca zgodnie z kierunkiem obrotów widać sukcesywny gradient (spadek) ciśnienia statycznego aż do wartości panującej w oknie wylotowym. Widoczny jest brak wpływu zaślepionych okien wylotowych stopni IIC i IIB na rozkład ciśnienia. Niewielka ingerencja na rozkład ciśnienia jest ze strony pozostawionych w tym eksperymencie analitycznym kanałów nawrotnych. Widać, że zgodnie z oczekiwaniami, na podstawie wcześniej przedstawionych obserwacji, łopatki znajdujące się bezpośrednio przed początkiem łuku zasilania stopnia prędkości IIA mają rozkład ciśnienia na swoich profilach dający pozytywny kierunek działania siły obwodowej, a tym samym momentu obrotowego.



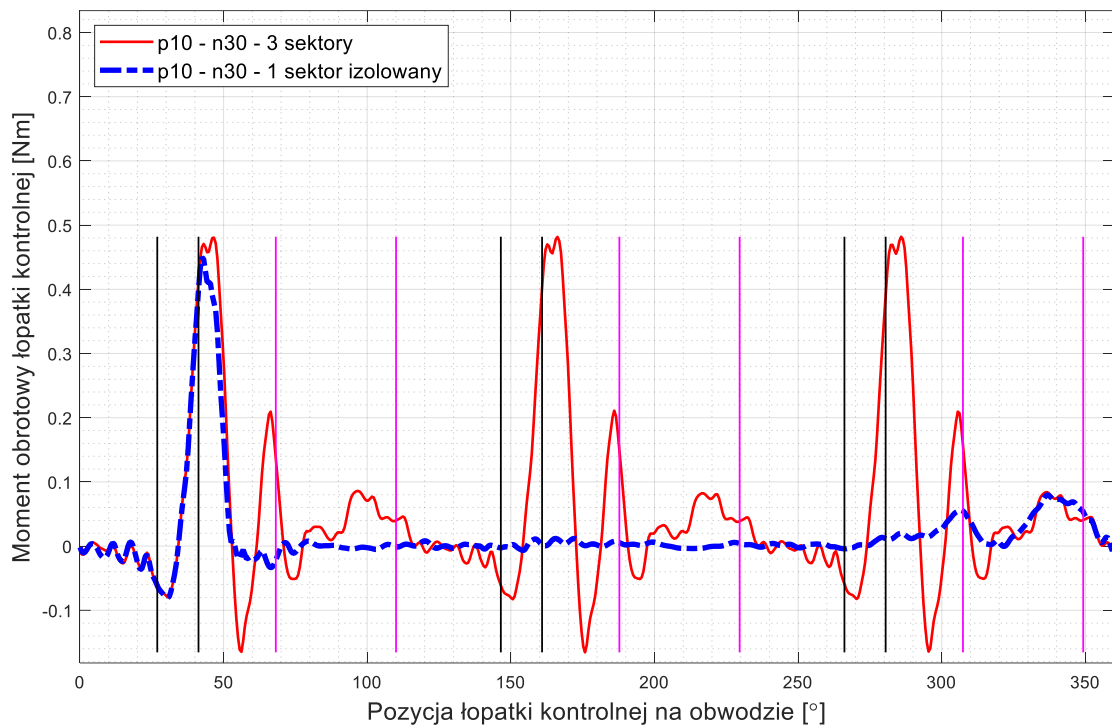
Rys. 5-9 Rozkład ciśnienia statycznego w układzie przepływowym w przypadku teoretycznym, w którym okna wylotowe sektora C i sektora B są zaślepione, co symuluje pracę z jednym izolowanym sektorem zasilania – wynik analizy niestacjonarnej z wykorzystaniem modelu 2D przy ciśnieniu zasilania 10 bar i prędkości obrotowej 30000 obr/min.

Porównanie przebiegu krzywej momentu obrotowego łopatkki kontrolnej wzdłuż obwodu dla przypadku hipotetycznego z jednym izolowanym sektorem zasilania oraz przypadku z trzema sektorami zasilania, gdzie oba pracują z ciśnieniem zasilania 10 bar oraz prędkością obrotową 30000 obr/min przedstawiono na Rys. 5-10. Widać znaczną różnicę w obrębie pracy pierwszej części drugiego stopnia prędkości (zakres od położenia 300° do 336°). W przypadku izolowanym efekt odzysku energii zaczyna być rejestrowany w okolicach właśnie wspomnianego położenia 300°, co obrazowane jest łagodnym narastaniem momentu obrotowego łopatkki aż do momentu wejścia w geometryczny początek łuku zasilania (różowa linia w ~307°). Następnie na skutek strat mieszania odnotowywany jest spadek momentu obrotowego, jednakże nie osiąga on wartości ujemnych. Dalej widać naturalną pracę drugiego stopnia prędkości. W przypadku zasilania, w którym zachodzi interakcja między sektorami zasilania w tym samym obszarze (300° do 336°) widać, że moment obrotowy łopatkki wychodzi z ekstremum dolnego (wartości ujemne) do opisywanego już w poprzednich akapitach

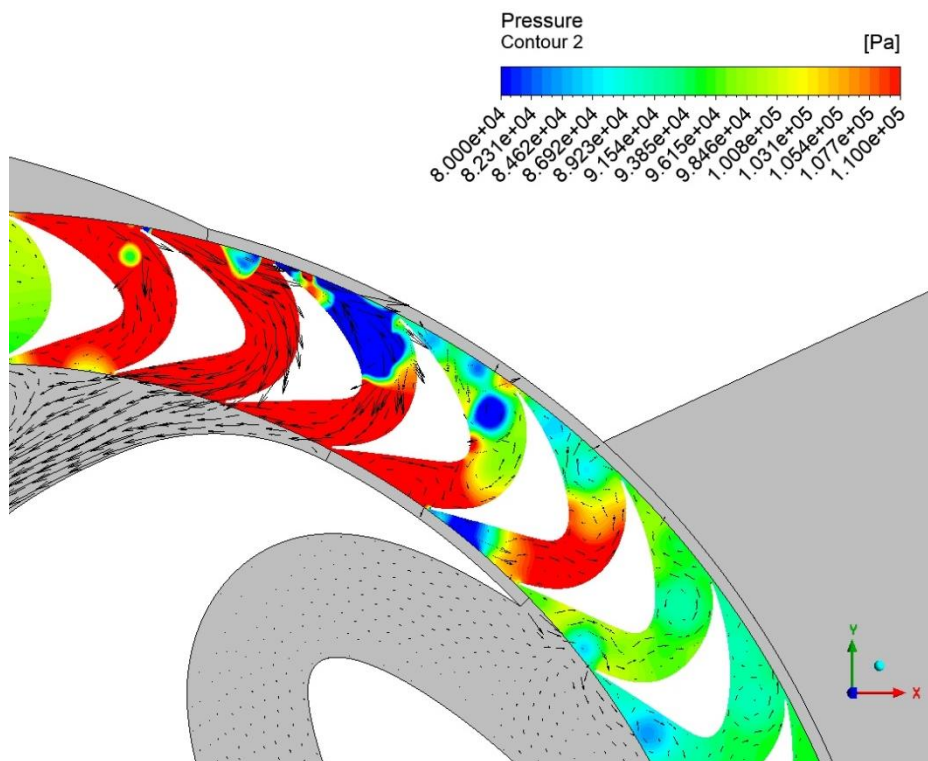
wyraźnego szczytu dodatniego. Wraz z wejściem w geometryczny łuk zasilania drugiego stopnia prędkości rejestrowany jest spadek momentu, tak samo jak w przypadku izolowanym, jednakże osiąga on wartości ujemne – przebieg krzywej jest mniej stabilny. Patrząc dalej na pracę pierwszego stopnia prędkości (a więc początek rejestrowanego zakresu) widać również, że interakcja między sektorami ma wpływ na strefę wyjścia z łuku zasilania pierwszego stopnia prędkości (położenie między 53° a 62°), gdzie w przypadku izolowanym nie tworzy się wyraźne ekstremum ujemne. Krzywa momentu między położeniem 0° a 53° jest niemal identyczna. Najważniejsza obserwacja jest jednak taka, że w każdym przypadku pracy badanego stopnia mamy do czynienia z efektem różnicy poziomów energetycznych pierwszego i drugiego stopnia prędkości i z wynikającym z niego zjawiskiem częściowego odzysku energii.

W przypadku niższego ciśnienia zasilania wynoszącego 6 bar (przy takiej samej prędkości obrotowej wynoszącej 30000 obr/min, jak analizowana dotychczas) obraz ciśnienia statycznego w niezasilanym łuku międzysektorowym wygląda bardzo podobnie (Rys. 5-11) jak w przypadku ciśnienia zasilania 10 bar (Rys. 5-6). Jednakże w połączeniu z przebiegiem momentu przedstawionym na Rys. 5-5 wiadomym jest, że każda z łopatek znajdujących się w obszarze „martwym” w rzeczywistości wykonuje pracę z wyraźnym szczytem w położeniu bezpośrednio przed geometrycznym łukiem zasilania drugiego stopnia prędkości. Analogiczny, jak w przypadku ciśnienia zasilania 10 bar eksperyment analityczny polegający na umownym włączeniu łopatki znajdującej się bezpośrednio przed geometrycznym łukiem zasilania drugiego stopnia prędkości w poczet tego stopnia, dla przypadku z ciśnieniem zasilania 6 bar, wykazuje że zjawisko odzysku energii w drugim stopniu prędkości powoduje wzrost mocy tego stopnia około 1,7 krotnie.

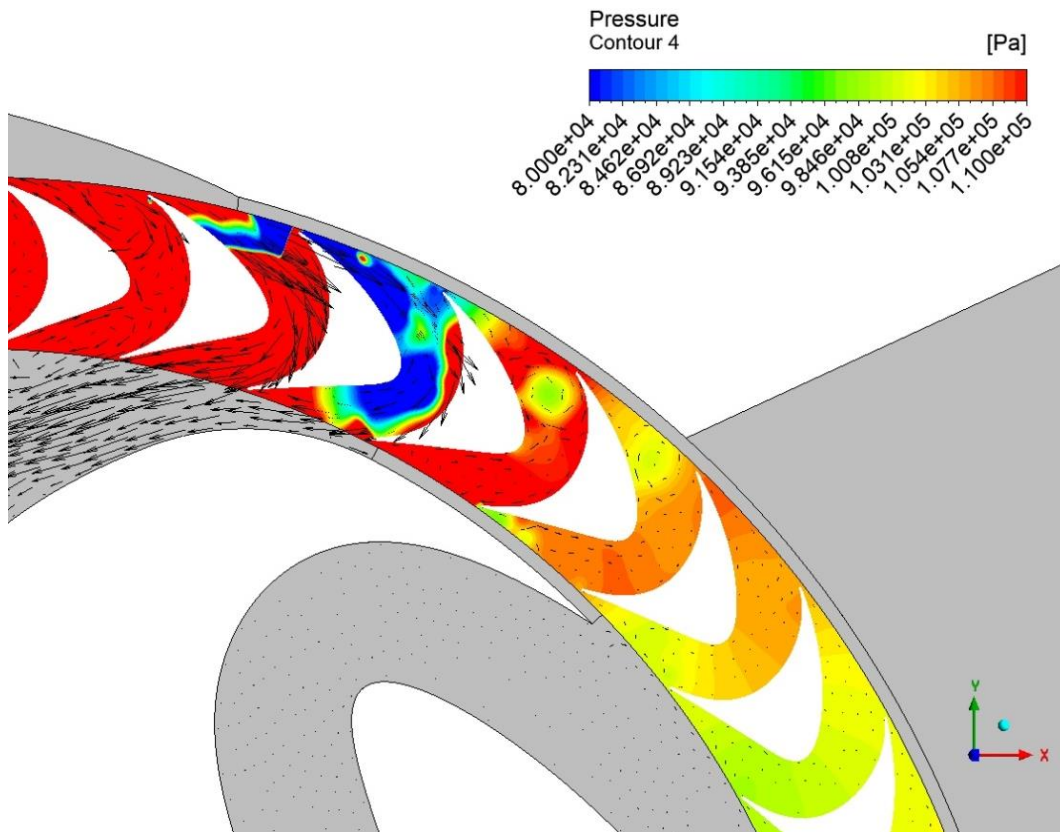
Przy najniższych analizowanych prędkościach obrotowych efekt odzysku energii zmniejsza się do znacznie w odniesieniu do mocy generowanej przez cały sektor. Na Rys. 5-12 widać, że w przypadku ciśnienia zasilania 10 bar i prędkości obrotowej 15000 obr/min różnica ciśnień na profilu łopatki zbliżającej się do geometrycznego początku łuku zasilania drugiego stopnia prędkości nie jest tak wyraźna jak w przypadku z Rys. 5-6. Przebieg krzywej momentu obrotowego dla tego przypadku – zielona linia z Rys. 5-5 – pozwala wysnuć podobny wniosek. Udział momentu obrotowego w ekstremum w okolicach 68° w odniesieniu do średniej wartości momentu pierwszego lub drugiego stopnia prędkości jest nieznaczny.



Rys. 5-10 Porównanie przebiegu momentu obrotowego pojedynczej łopatkii wirnikowej na pełnym obwodzie wieńca w nominalnym punkcie pracy dla przypadku pracy z 3 sektorami zasilania oraz w przypadku teoretycznym z izolowanym sektorem zasilania – wynik symulacji niestacjonarnej z wykorzystaniem modelu 2D.



Rys. 5-11 Rozkład ciśnienia statycznego w domenie wieńca wirnikowego przy ciśnieniu zasilania 6 bar i prędkości obrotowej 30000 obr/min – wynik symulacji niestacjonarnej z wykorzystaniem modelu 2D. Wskazano powstawanie efektu odzysku energii na wejściu do sektora zasilania drugiego stopnia prędkości.



Rys. 5-12 Rozkład ciśnienia statycznego w domenie wieńca wirnikowego przy ciśnieniu zasilania 10 bar i prędkości obrotowej 15000 obr/min – wynik symulacji niestacjonarnej z wykorzystaniem modelu 2D. Wskazano zmniejszenie potencjału efektu odzysku energii na wejściu do sektora zasilania drugiego stopnia prędkości przy pracy z prędkością obrotową znacznie niższą niż nominalna.

Podsumowując obserwacje opisane w niniejszym podrozdziale można dojść do wniosku, że oba nietypowe zjawiska przepływowe współistniejące z faktem podziału zasilania stopnia na sektory zależne są w dużej mierze od różnicy ciśnień między pierwszym stopniem prędkości a drugim stopniem prędkości. Redukcja spiętrzenia ciśnienia przez kanał nawrotny będzie miała znaczny wpływ na intensywność opisanych mechanizmów: powstawania przecieku międzysektorowego i częściowego odzysku energii. Jednakże całkowite wyrównanie ciśnienia w łukach zasilania wirnika w obu stopniach prędkości wydaje się być bardzo trudne do osiągnięcia, co powoduje, że teoretyczne uwzględnienie tych zjawisk w modelach opisujących stratę częściowego zasilania zdaniem autora jest konieczne. Całkowita redukcja przecieku międzysektorowego jest niemożliwa ze względu na opisany wcześniej mechanizm, w którym część gazu biernie transportowana przez zamknięte kanały przepływowe trafia bezpośrednio w sektor drugiego stopnia prędkości, skąd jest „wydmuchiwana” wprost do wylotu omijając tym samym aktywną pracę we właściwym dla swojego sektora zasilania drugim stopniu prędkości. Zadanie ograniczenia przecieku międzysektorowego będzie tym trudniejsze im ostrzejszy kąt wylotowy z dyszy zostanie przyjęty w projekcie.

5.2. Adaptacja modelu superpozycji strat częściowego zasilania

Bazując na opisie mechanizmu strat częściowego zasilania w badanym stopniu z poprzedniego podrozdziału, przytoczone wcześniej podstawowe równanie (5.1) modelu superpozycji strat częściowego zasilania można zapisać dla badanego typu stopnia turbinowego (częściowo zasilanego ze stopniowaniem prędkości) w ogólnej formie jako:

$$P_i = P_{u-FAI} * \varepsilon_I + P_{u-FAII} * \varepsilon_{II} - P_p * (1 - (\varepsilon_I + \varepsilon_{II})) - P_{sc} * n \quad (5.2)$$

gdzie: n oznacza ilość właściwych sektorów zasilania (jeden właściwy sektor zasilania składa się z dwóch sektorów - sektora pierwszego stopnia prędkości i sektora drugiego stopnia prędkości), P_i oznacza moc wewnętrzną całego częściowo zasilanego stopnia ciśnieniowego, P_{u-FAI} oznacza moc obwodową teoretycznie wydzielonego w pełni zasilanego pierwszego stopnia prędkości, P_{u-FAII} jest mocą obwodową teoretycznie wydzielonego w pełni zasilanego drugiego stopnia prędkości, ε_I oraz ε_{II} odpowiadają kolejno sumarycznej wielkości łuku zasilania pierwszego i drugiego stopnia prędkości (we wszystkich sektorach), a P_{sc} oznacza całkowite straty sektorowe pojedynczego sektora właściwego.

Przypisując umownie człon dodatni strat P_{rec} (czyli w rzeczywistości zysk wynikający z istnienia sektorów) związany z odzyskiem energii na wejściu do łuku zasilania drugiego stopnia prędkości do tego właśnie stopnia prędkości oraz wiążąc moc traconą w związku z przeciekiem międzysektorowym (P_l) z faktem istnienia sektorów, a więc traktując sektory jako źródło strat związanych z tym przeciekiem można napisać:

$$P_{sc} * n = P_{s-I} * n + ((P_{s-II} - P_{rec}) * n) + P_l * n \quad (5.3)$$

gdzie oprócz wymienionych powyżej oznaczeń P_{s-I} oraz P_{s-II} oznaczają stratę mocy w związku z występowaniem strat sektorowych na granicach łuku zasilania kolejno pierwszego stopnia prędkości oraz drugiego stopnia prędkości, a P_l odpowiada mocy traconej w związku z przeciekiem międzysektorowym.

Stratę przecieku międzysektorowego można w przybliżeniu sprowadzić do spadku dostępnej do wykorzystania mocy w poszczególnych stopniach prędkości pomijając oddziaływanie bezpośrednie na łopatki (korzystne bądź niekorzystne) strumienia przecieku, co zostało opisane wzorem (5.4).

$$P_l = P_{u-FAI} * \varepsilon_I * \frac{\dot{m}_{l-I}}{\dot{m}_0} + P_{u-FAII} * \varepsilon_{II} * \frac{\dot{m}_{l-I+II}}{\dot{m}_0} \quad (5.4)$$

gdzie P_{u-FAI} oraz P_{u-FAII} , jak zostało już wcześniej wspomniane oznaczają moc obwodową teoretycznie wydzielonego w pełni zasilanego kolejno pierwszego oraz drugiego stopnia prędkości, \dot{m}_{l-I} oraz \dot{m}_{l-I+II} oznaczają kolejno strumienie masowe

przecieku omijającego kolejno pierwszy oraz drugi stopień prędkości, a \dot{m}_0 definiuje strumień początkowy trafiający do dyszy pojedynczego sektora zasilania pierwszego stopnia prędkości.

Strata P_l , a właściwie bezpośrednio przeciek międzysektorowy \dot{m}_l powinien być uwzględniany w projekcie kinematyki na obwodzie stopnia, gdyż tak jak każdy przeciek traktowany jest ogólnie jako strata pozaobwodowa, a w rzeczywistości nieuwzględniony w dalszej części układu przepływowego ma wpływ na kinematykę i sprawność obwodową tejże części układu przepływowego.

Bazując na obserwacjach z poprzedniego podrozdziału można stwierdzić, że przy stałej geometrii stopnia (tak jak miało to miejsce podczas badań opisywanych w niniejszej pracy) przeciek międzysektorowy jest funkcją prędkości obrotowej/prędkości unoszenia i ciśnienia zasilania dyszy:

$$P_l = f(u, p_0) \rightarrow \text{dla stałej geometrii i ciśnienia atmosferycznego}$$

W połączeniu z badaniami w [76,77] można napisać:

$$P_l = f(u, p_0, p_1, \sigma_{wyl})$$

Autor stawia hipotezę, że oprócz powyższych zależności wielkość przecieku międzysektorowego będzie również zależeć od wielkości szczeliny promieniowej oraz pozostałych wielkości geometrycznych dyszy, jak np. wielkości kąta wylotowego α_1 . Obserwując odwrócenie kierunku przepływu przecieku przy niskich prędkościach obrotowych, które zobrazowano na Rys. 5-4 można również postawić hipotezę, że strumień przecieku jest także funkcją kąta strugi β_2 .

5.3. Metoda hybrydowa wyznaczania strat częściowego zasilania

W niniejszym podrozdziale autor podjął próbę wyznaczenia bezwzględnych wartości strat częściowego zasilania badanego prototypu w oparciu o ogólną formę zaadaptowanego modelu superpozycji strat częściowego zasilania (równanie (5.2)). Wskazano także udział poszczególnych składowych tych strat w mocy obwodowej stopnia. Odniesiono się również do istniejących modeli analitycznych służących do wyznaczania strat częściowego zasilania.

Mając do dyspozycji serię pomiarów w trzech wariantach pracy turbiny: zasilanie w trzech sektorach, zasilanie w dwóch sektorach oraz zasilanie w jednym sektorze, stworzony został zestaw równań liniowo zależnych od siebie (5.5):

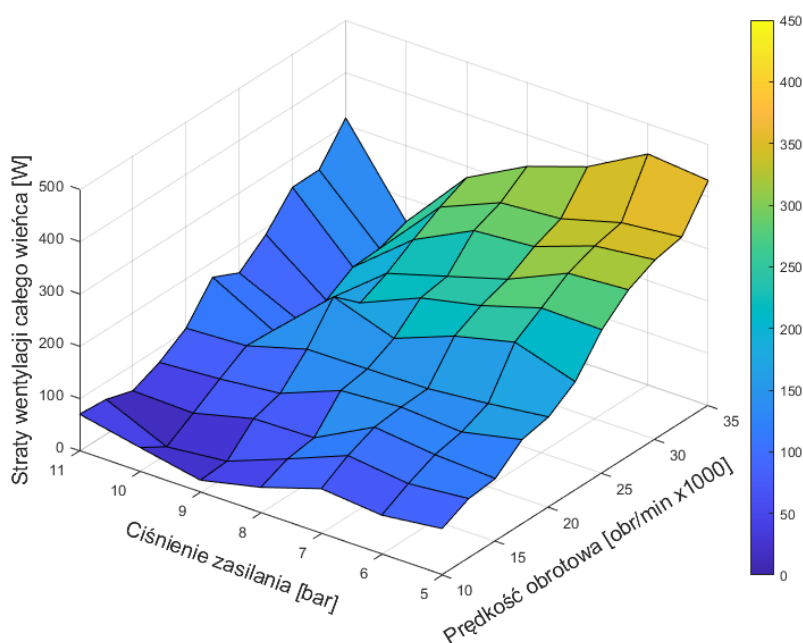
$$\begin{cases} P_{i-3x} = P_{u-FAI} * 3\varepsilon_{I_{1x}} + P_{u-FAII} * 3\varepsilon_{II_{1x}} - P_p * (1 - (3\varepsilon_{I_{1x}} + 3\varepsilon_{II_{1x}})) - 3P_{Sc} \\ P_{i-2x} = P_{u-FAI} * 2\varepsilon_{I_{1x}} + P_{u-FAII} * 2\varepsilon_{II_{1x}} - P_p * (1 - (2\varepsilon_{I_{1x}} + 2\varepsilon_{II_{1x}})) - 2P_{Sc} \\ P_{i-1x} = P_{u-FAI} * \varepsilon_{I_{1x}} + P_{u-FAII} * \varepsilon_{II_{1x}} - P_p * (1 - (\varepsilon_{I_{1x}} + \varepsilon_{II_{1x}})) - P_{Sc} \end{cases} \quad (5.5)$$

Układ równań liniowo zależnych od siebie mógł powstać ze względu na fakt, że każdy właściwy sektor zasilania zasilał dokładnie taki sam geometrycznie stopień ciśnieniowy, podzielony na tożsame stopnie prędkości.

W pierwszej kolejności, na podstawie danych eksperymentalnych możliwe było wyznaczenie wartości mocy wentylacji całego, teoretycznie niezasilanego wieńca łopatek wirnikowych. Wartość tę wyznaczono w oparciu o zależność (5.6):

$$P_p = P_{i-3x} - P_{i-2x} - P_{i-1x} \quad (5.6)$$

Należy w tym miejscu podkreślić, że nie jest to idealnie izolowana moc wentylacji łopatek wieńca wirnikowego zgodna z podstawowym mechanizm przyjętym jako modelowym (równanie (2.3)), gdyż nie bez znaczenia jest wpływ niezasilanych kanałów nawrotnych i dysz na niezasilaną część wirnika w wariantach z zasilaniem w dwóch i w jednym sektorze. Wartość otrzymaną z równania (5.6) przedstawiono na Rys. 5-13 dla pełnej siatki punktów pomiarowych. Moc wentylacji w poszczególnych wariantach zasilania jest iloczynem otrzymanej wartości P_p oraz części niezasilanego wieńca łopatek $(1 - \varepsilon)$.



Rys. 5-13 Wyznaczona eksperymentalnie wartość mocy wentylacji całego wieńca wirnikowego bazując na modelu superpozycji strat częściowego zasilania.

Obserwowany na Rys. 5-13 trend globalny jest następujący:

- moc wentylacji całego wieńca wirnikowego rośnie wraz ze wzrostem prędkości obrotowej,
- moc wentylacji całego wieńca wirnikowego rośnie wraz ze spadkiem ciśnienia zasilania.

Trend opisany w punkcie „a” jest oczywisty i zbieżny z modelowym mechanizmem powstawania strat wentylacji, w którym moc wentylacji jest funkcją prędkości unoszenia w trzeciej potędze. Natomiast trend opisany w punkcie „b” nie jest oczywisty. Podstawowy model mocy wentylacji określa, że jest ona proporcjonalna do gęstości medium, w którym wirnik brodzi. W przypadku obniżenia ciśnienia zasilania dysz stopnia akcyjnego, ciśnienie panujące w przestrzeni wieńca wirnikowego nieznacznie spada, ale przede wszystkim zwiększa się temperatura gazu w tym obszarze, a więc wynikowo gęstość jest mniejsza, co oznaczałoby że trend zmiany mocy wentylacji wraz ze zmianą ciśnienia zasilania powinien być odwrotny niżeli obserwowany na Rys. 5-13. Jednoznaczne wytłumaczenie tego fenomenu nie jest trywialne. Autor dopatruje się w nim wpływu niezasilanych obszarów przepływowych (dysze i kanały nawrotne) na pracę niezasilanej części wieńca wirnikowego, szczególnie kanały nawrotne odpowiedzialne są za sprzężenia zwrotne różnych obszarów niezasilanej części wieńca wirnikowego, co może wprowadzać szum. Hipotetycznie również częściowo taki fenomen może być wynikiem zwiększania się względnej niepewności pomiaru mocy wraz ze spadkiem ciśnienia zasilania. Niemniej rząd wielkości otrzymanych wartości mocy pompowania całego wieńca wirnikowego pokrywa się z rezultatami modelu analitycznego - równanie (2.3), co pozwala sądzić, że wyznaczone wartości są „fizyczne”.

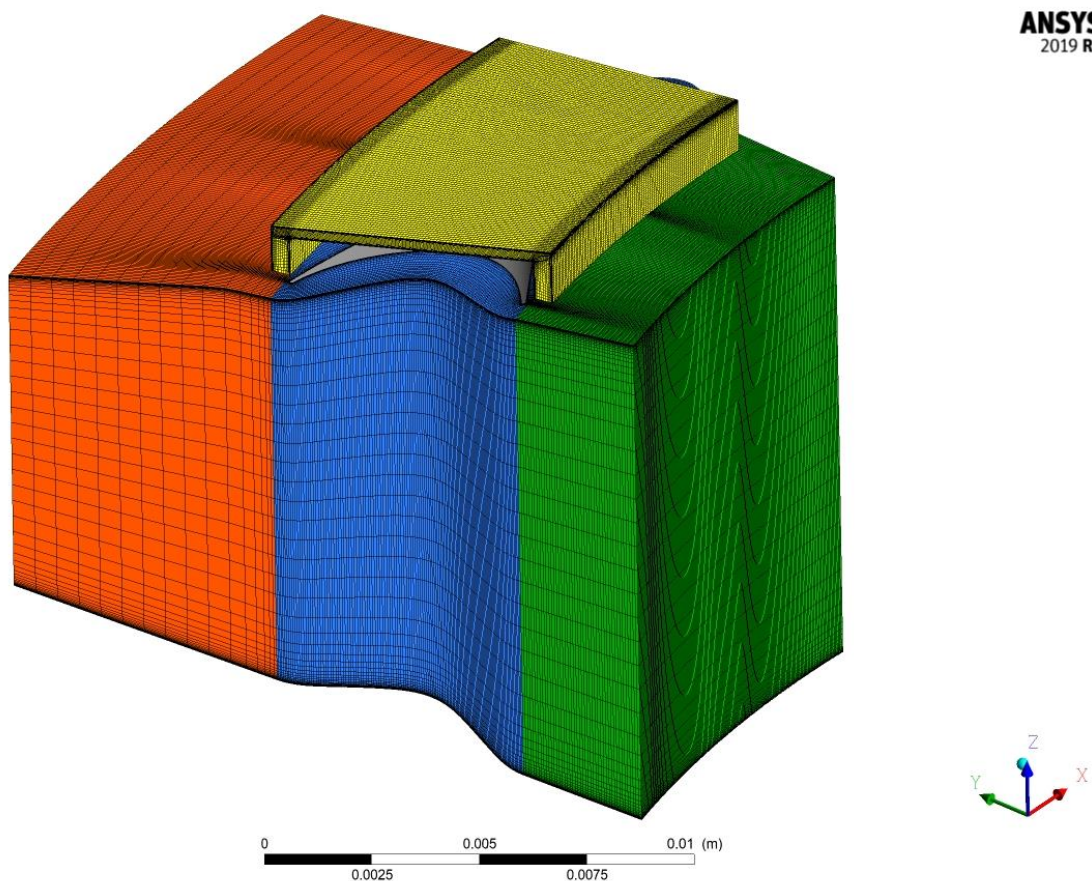
W wyprowadzonym układzie równań (5.5) kolejnymi wyznaczanymi niewiadomymi są: moc obwodowa teoretycznie wydzielonego w pełni zasilanego pierwszego stopnia prędkości (P_{u-FAI}) oraz moc obwodowa teoretycznie wydzielonego w pełni zasilanego drugiego stopnia prędkości (P_{u-FAII}). Wielkości te mają bardzo umowny charakter, gdyż rozdzielenie od siebie dwóch stopni prędkości pracujących w nietypowym układzie przepływowym jakim jest stopień turbiny badany w niniejszej pracy nie jest trywialne. Wyznaczenie ich na drodze eksperymentalnej byłoby z kolei kosztowne, a odtworzenie sprzężenia obu stopni na sposób kanału nawrotnego odwracającego kierunek przepływu z dośrodkowego na odśrodkowy niemalże niemożliwe do wykonania. Z uwagi na powyższe w niniejszej pracy autor zaproponował metodę hybrydową, łączącą rzeczywiste pomiary częściowo zasilanego stopnia ciśnieniowego ze stopniowaniem prędkości z symulacją metodą CFD wykorzystującą powszechnie stosowany i zwalidowany (w dostępnej literaturze) model obliczeniowy.

Metoda polegała na zbudowaniu dwóch oddzielnych modeli obliczeniowych: pierwszego stopnia prędkości oraz drugiego stopnia prędkości. Domenę obliczeniową z nałożoną siatką obliczeniową pierwszego stopnia prędkości przedstawiono we wcześniejszej części pracy na Rys. 3-12 oraz Rys. 3-13. Dyskretyzowana domena obliczeniowa drugiego stopnia prędkości została przedstawiona na Rys. 5-14. Oba modele wykorzystywały tę samą domenę objętości w kanałach międzyłopatkowych wieńca wirnikowego. W obu przypadkach uwzględniano również domenę przecieku

nadbandażowego, mając na celu jak najlepsze oddanie realiów badanego prototypu. W obu modelach wykorzystano ten sam zestaw warunków brzegowych:

- ciśnienie całkowite oraz temperatura całkowita na dolocie,
- ciśnienia statyczne na wylocie,
- adiabatyczne, gładkie ścianki bez warunku poślizgu,
- interface typu „frozen rotor” na połączeniu domeny stacjonarnej i wirującej,
- warunek okresowości każdej z domen z odpowiednią podziałką.

Wykorzystano model typu RANS „Total Energy” z członem turbulencji opisanym modelem $k-\omega$ SST. Model taki jest dobrze znany i opisany w szeroko dostępnej literaturze, a na dodatek powszechnie stosowany w praktyce inżynierskiej przy projektowaniu maszyn wirnikowych [30,53,54]. Szczególnie dużą dokładność wykazuje on w dominująco stacjonarnym przepływie stopnia w pełni zasilanego.



Rys. 5-14 Domena obliczeniowa okresowego modelu 3D drugiego stopnia prędkości z naniesioną widoczną docelową siatką obliczeniową – rzut izometryczny z widoczną domeną przekięku nadbandażowego.

Metoda została nazwaną hybrydową ze względu na fakt, że do określenia wartości warunków brzegowych częściowo wykorzystano wyniki eksperymentu. I tak dla pierwszego stopnia prędkości ciśnienie całkowite, temperatura całkowita (które w rzeczywistości są wartościami niemalże statycznymi ze względu na pomijalnie niską

prędkość przepływu na dolocie) oraz ciśnienie statyczne na wlocie określono w oparciu o wartości zmierzone i przedstawione na Rys. 4-6. Z kolei w drugim stopniu prędkości ciśnienia całkowite oraz temperatura całkowita były wartościami wynikowymi z obliczeń pierwszego wirtualnego stopnia prędkości, przy czym kierunek napływu do domeny definiowany był poprzez składowe kierunkowe w biegunowym układzie współrzędnych zgodnie z zaprojektowanym geometrycznym kątem wylotowym kanału nawrotnego. Spadek ciśnienia całkowitego na skutek oporów przepływu w kanale nawrotnym był pomijany. Ciśnienie statyczne na wylocie z drugiego stopnia prędkości było określane w oparciu o wyniki eksperymentalne.

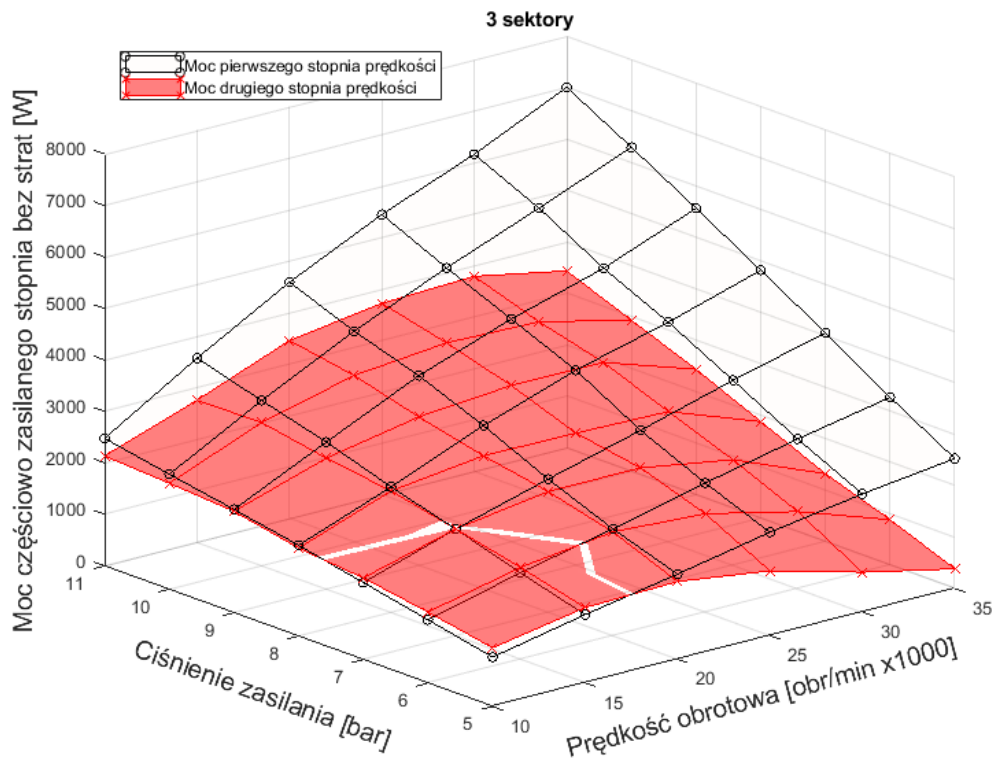
Uwzględnienie wpływu nawrotnicy na interakcję pomiędzy wirtualnymi w pełni zasilanymi dwoma stopniami prędkości nie jest oczywiste i wymaga kompromisów. Zmianie ulega geometryczny łuk zasilania na drodze przepływu z pierwszego stopnia prędkości do drugiego stopnia prędkości. Warunki brzegowe ciśnienia całkowitego z za pierwszego wirtualnego stopnia prędkości w pełni zasilanego powodują spadek przelotności drugiego wirtualnego stopnia prędkości w pełni zasilanego zgodnie z zależnością (5.7).

$$\dot{m}_{II} \cong \frac{\varepsilon_I}{\varepsilon_{II}} * \dot{m}_I \quad (5.7)$$

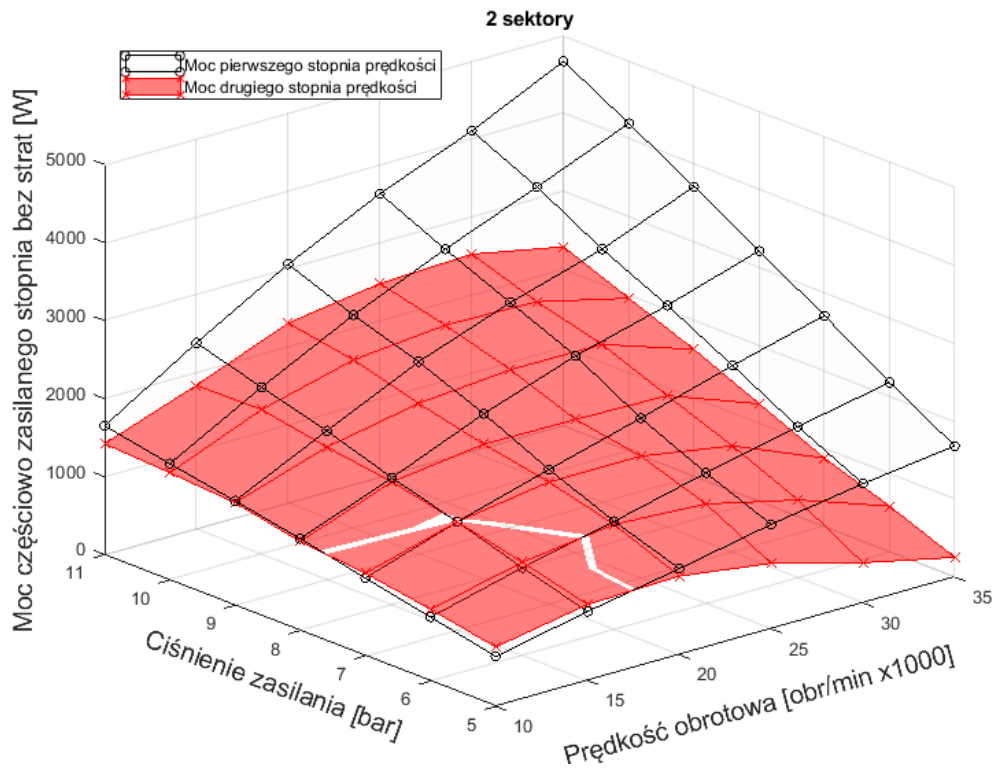
Dodatkowo w niestacjonarnym przepływie częściowo zasilanym (takim jak w wykonanym eksperymencie) rzeczywisty przekrój przepływu drugiego stopnia prędkości spada, gdyż część łuku zasilania w rzeczywistości nie pracuje, ze względu na strefę rozpędzania płynu w strefie wejściowej sektora, co prowadzi do „zatykania” części łuku zasilania. Z tego powodu uwzględnienie warunków brzegowych z eksperymentu w symulacji wirtualnego w pełni zasilanego stopnia prowadzi do przewymiarowania przelotności drugiego stopnia prędkości w odniesieniu do warunku (5.7). Jest to pożądane, gdyż zmniejszenie rzeczywistego przekroju przepływu drugiego stopnia prędkości jest negatywnym efektem związanym z częściowym zasilaniem, a tym samym docelowo strata mocy z tym związana będzie wynikać z napisanego równania superpozycji strat (5.2). Należy podkreślić, że próba rozwinięcia stopnia częściowo zasilanego ze stopniowaniem prędkości w jednym wieńcu wirnikowym do wirtualnego modelu dwóch oddzielnie w pełni zasilanych stopni na pewno wprowadza pewien margines błędu.

W oparciu o opisany powyżej model i metodykę wyliczono brakujące wartości P_{u-FAI} oraz P_{u-FAII} . Moc generowana przez idealny stopień częściowo zasilany (pozbawiony strat częściowego zasilania) w poszczególnych wariantach zasilania wymagała uwzględnienia geometrycznego łuku zasilania w jakim dany stopień pracuje. Wartości te przedstawiono na: Rys. 5-15, Rys. 5-16 i Rys. 5-17 kolejno dla wariantu zasilania: w 3 sektorach, w 2 sektorach oraz w 1 sektorze. Oczywiście zależność między tymi wariantami w analizowanym przypadku jest liniowa, a moc generowane przez

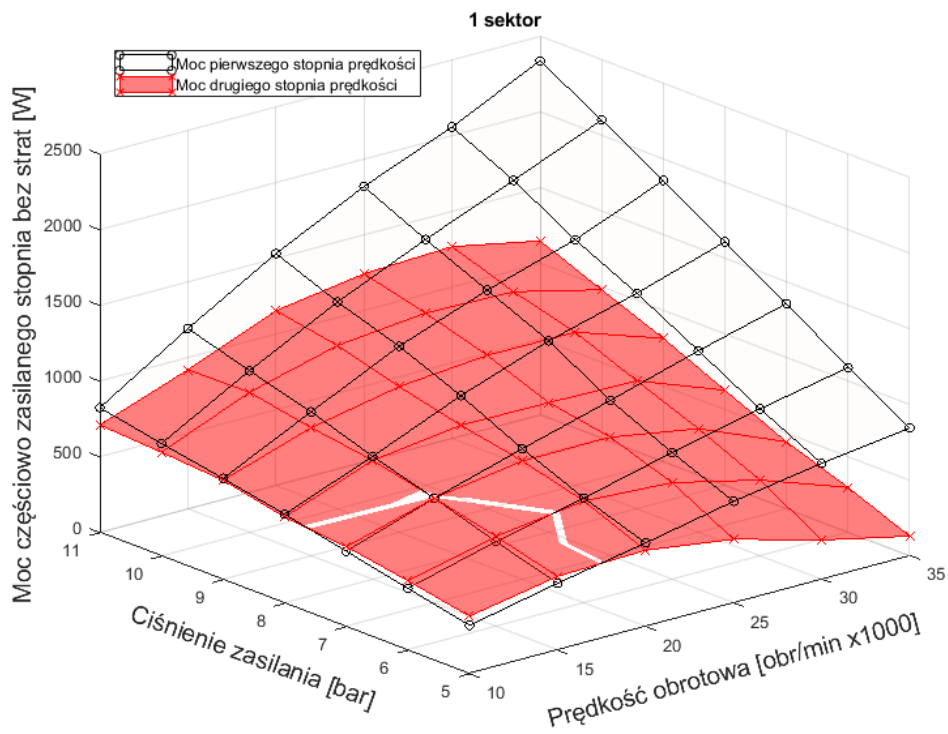
poszczególne stopnie prędkości jest wielokrotnością ilości sektorów zasilania. Ze wspomnianych rysunków wynika, że w całym zakresie zbadanych parametrów częściowo zasilany pierwszy stopień prędkości charakteryzuje się spadkiem mocy wraz ze spadkiem zarówno ciśnienia zasilania, jak i prędkości obrotowej. Z kolei charakterystyka pracy drugiego częściowo zasilanego stopnia prędkości ma wyraźne ekstremum przesuwające się w kierunku niższej prędkości obrotowej wraz ze spadkiem ciśnienia zasilania. Jest to wynikiem rosnącej straty wylotowej pierwszego stopnia prędkości wraz z odchodzeniem od nominalnego punktu pracy, co z kolei zwiększa moc drugiego stopnia prędkości, który zasadniczo pracuje na odzysk tej energii. W skrajnie niskich (zbadanych) obciążeniach widoczne jest również przenikanie charakterystyki w obszarze niskich prędkości obrotowych (<15000 obr/min) oraz niskiego ciśnienia zasilania (<8 bar), co oznacza że udział drugiego stopnia prędkości w mocy turbiny przeważa w tym obszarze nad udziałem pierwszego stopnia prędkości.



Rys. 5-15 Charakterystyki mocy częściowo zasilanego pierwszego stopnia prędkości (czarna siatka) oraz częściowo zasilanego drugiego stopnia prędkości (siatka czerwona) przy zasilaniu w 3 sektorach bez strat częściowego zasilania – wynik symulacji RANS CFD 3D z zastosowaniem hybrydowych warunków brzegowych.

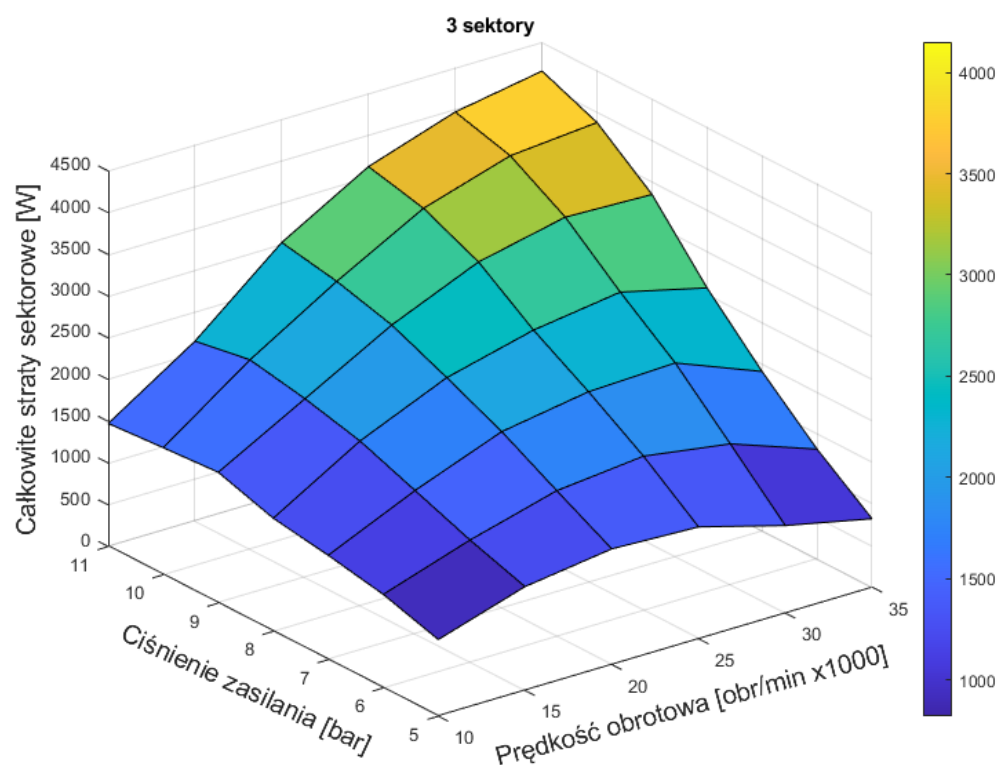


Rys. 5-16 Charakterystyki mocy częściowo zasilanego pierwszego stopnia prędkości (czarna siatka) oraz częściowo zasilanego drugiego stopnia prędkości (siatka czerwona) przy zasilaniu w 2 sektorach bez strat częściowego zasilania – wynik symulacji RANS CFD 3D z zastosowaniem hybrydowych warunków brzegowych.

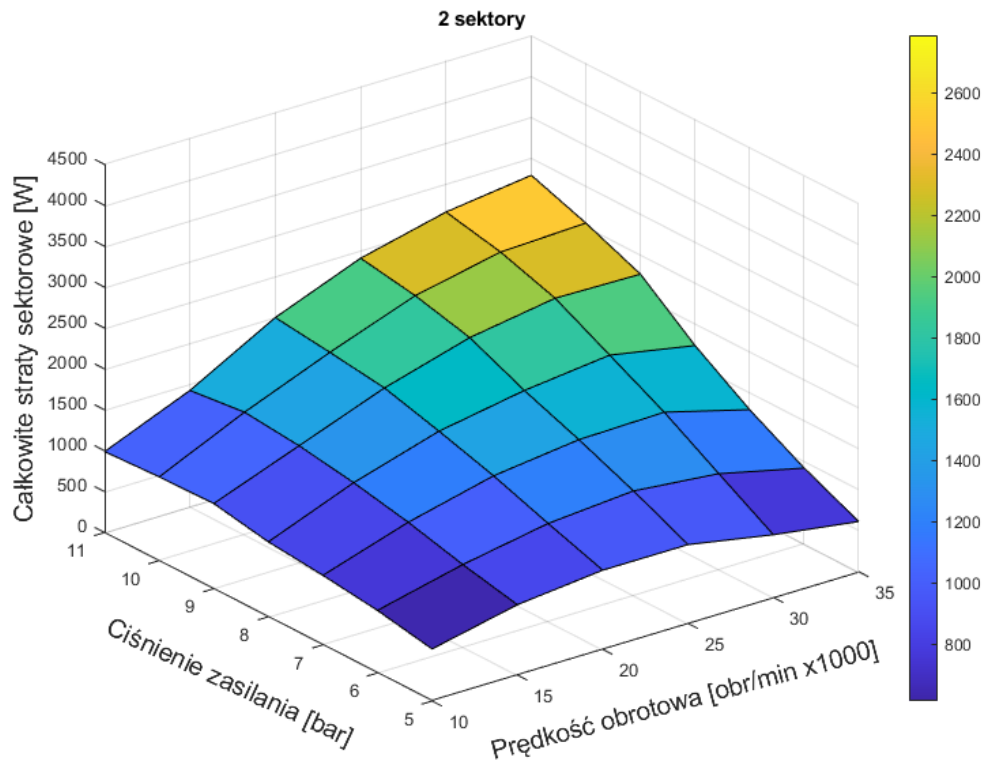


Rys. 5-17 Charakterystyki mocy częściowo zasilanego pierwszego stopnia prędkości (czarna siatka) oraz częściowo zasilanego drugiego stopnia prędkości (siatka czerwona) przy zasilaniu w 1 sektorze bez strat częściowego zasilania – wynik symulacji RANS CFD 3D z zastosowaniem hybrydowych warunków brzegowych.

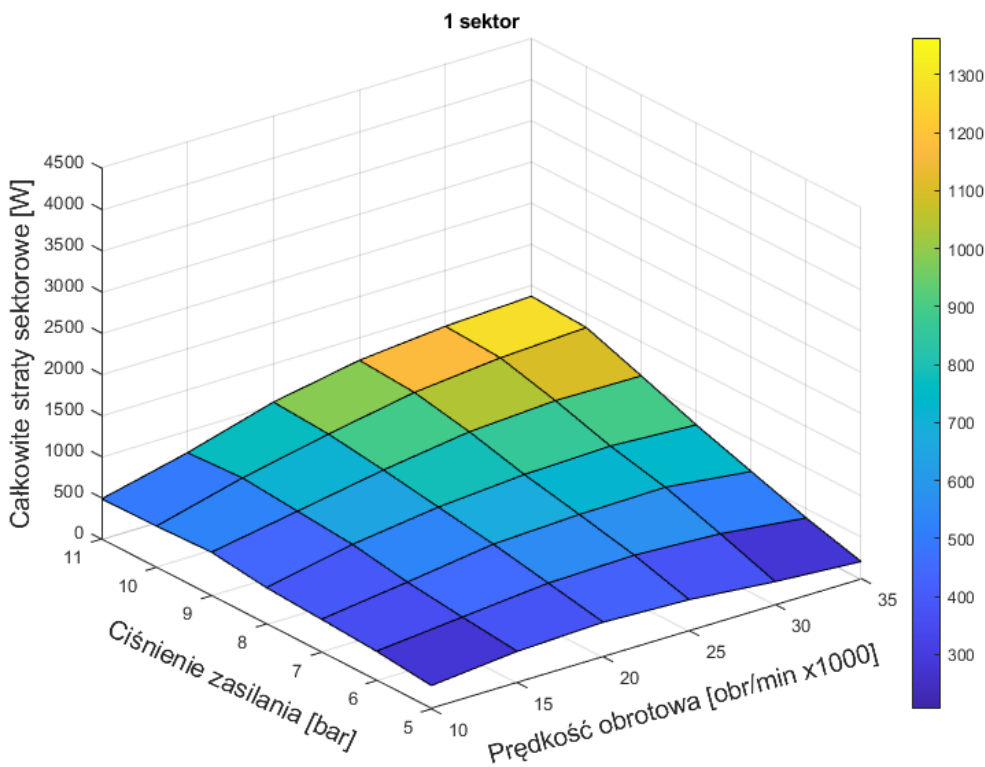
Po dokonaniu opisanych powyżej kalkulacji możliwe było wyznaczenie całkowitych strat sektorowych (P_{sc}) w poszczególnych wariantach zasilania dla pełnego spektrum punktów pomiarowych w oparciu o układ równań (5.5). Spektrum wartości dla wariantu z trzema sektorami zasilania, z dwoma sektorami oraz z jednym sektorem przedstawiono kolejno na: Rys. 5-18, Rys. 5-19 oraz Rys. 5-20. Jak wynika z tych rysunków, szczyt wyznaczonego pola mocy całkowitych strat sektorowych przypada na najwyższe ciśnienia zasilania oraz najwyższe prędkości obrotowe, przy czym im wyższa prędkość obrotowa, tym wyższy jest wpływ ciśnienia zasilania na wielkość tych strat. Wyprowadzone wartości strat sektorowych mieszczą się w zakresie od ok. 200 W do prawie 4200 W w zależności od wariantu zasilania i punktu pracy.



Rys. 5-18 Całkowite bezwzględne straty sektorowe wyznaczone metodą hybrydową dla wariantu pracy z zasilaniem w 3 sektorach.



Rys. 5-19 Całkowite bezwzględne straty sektorowe wyznaczone metodą hybrydową dla wariantu pracy z zasilaniem w 2 sektorach.



Rys. 5-20 Całkowite bezwzględne straty sektorowe wyznaczone metodą hybrydową dla wariantu pracy z zasilaniem w 1 sektorze.

Jako formę kontrolnego sprawdzenia otrzymanych wyników pod kątem zależności liniowej pomiędzy równaniami w układzie równań (5.5), a tym samym dopasowania się

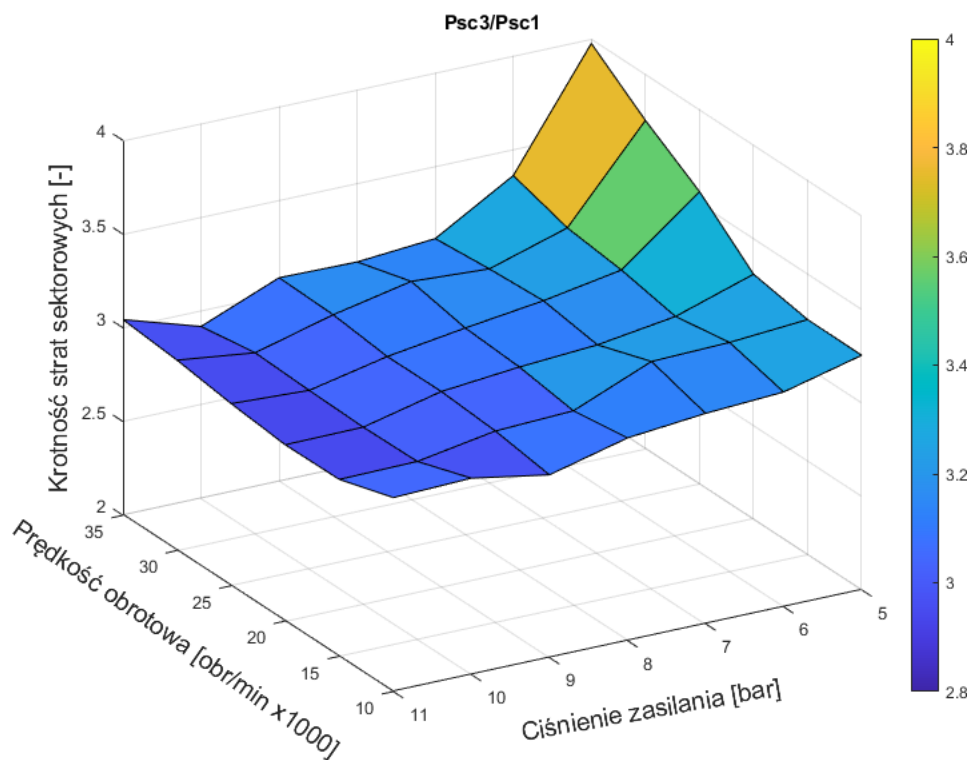
do przedstawionego modelu superpozycji strat częściowego zasilania, obliczono następujące wartości odniesione:

- $\frac{P_{Sc3x}}{P_{Sc1x}}$ oczekując wyników równych wartości 3,
- $\frac{P_{Sc2x}}{P_{Sc1x}}$ oczekując wyników równych wartości 2,
- $\frac{P_{Sc3x}}{P_{Sc2x}}$ oczekując wyników równych wartości 1,5.

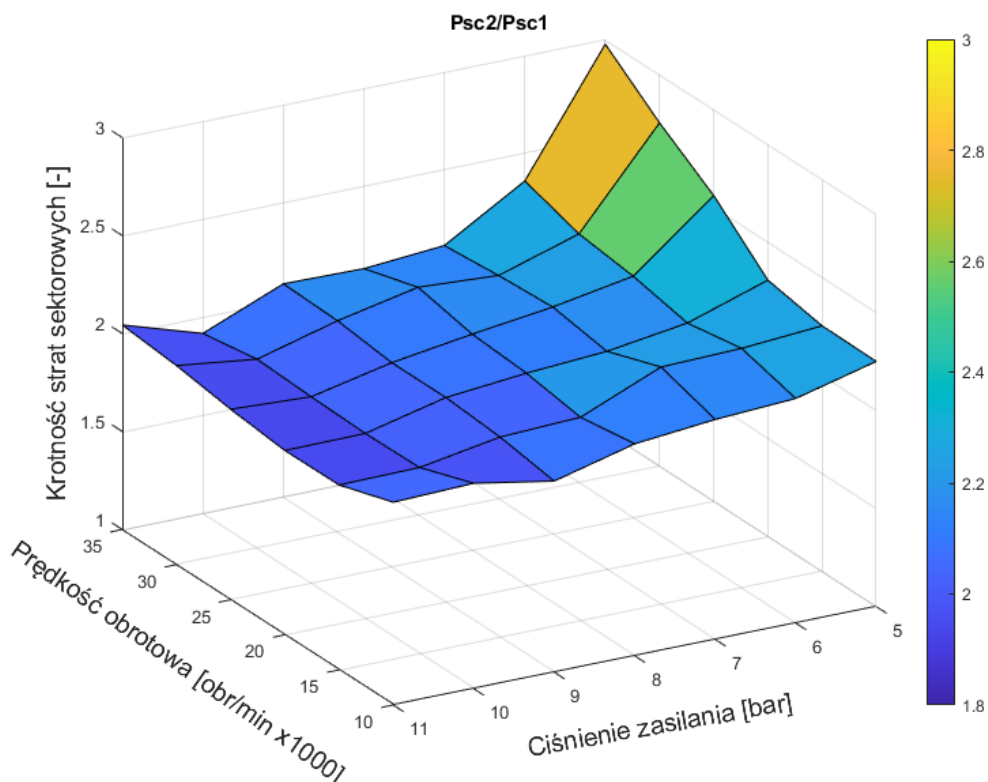
Wyniki powyższych ilorazów w poszczególnych wariantach przedstawiono kolejno na: Rys. 5-21, Rys. 5-22 i Rys. 5-23. Wynika z nich wyraźnie, że oczekiwane wartości są osiągalne (z pewnym dopuszczalnym przybliżeniem) w dużej części zbadanego zakresu punktów pracy. Dla ciśnień zasilania od 11 bar do 7 bar wartości te oscylują bardzo blisko oczekiwanych, w całym zakresie zbadanych prędkości obrotowych. Dla ciśnienia zasilania 6 bar oraz 5 bar odchylenie od wartości oczekiwanych przestaje być marginalne, przy czym nieakceptowalne jest tylko dla najwyższych prędkości obrotowych przy ciśnieniu zasilania wynoszącym 5 bar.

Mając na uwadze fakt, że wyznaczoną moc wentylacji wieńca uznano za wiarygodną, a wynikowe wartości całkowitych strat sektorowych wpisują się w charakter liniowej zależności od krotności tożsamyh sektorów zasilania w zdecydowanej większości zbadanych punktów pracy, można uznać, że model superpozycji strat częściowego zasilania może być zaadaptowany do analiz częściowo zasilanego stopnia turbinowego ze stopniowaniem prędkości w jednym wieńcu łopatek wirnikowych. Otrzymane rezultaty pozwalają uznać poprawność takiego modelu w zakresie od przeciążenia ciśnieniem zasilania wynoszącym 11 bar do częściowego obciążenia turbiny, przy którym ciśnienie zasilania nie jest mniejsze niż 6 bar.

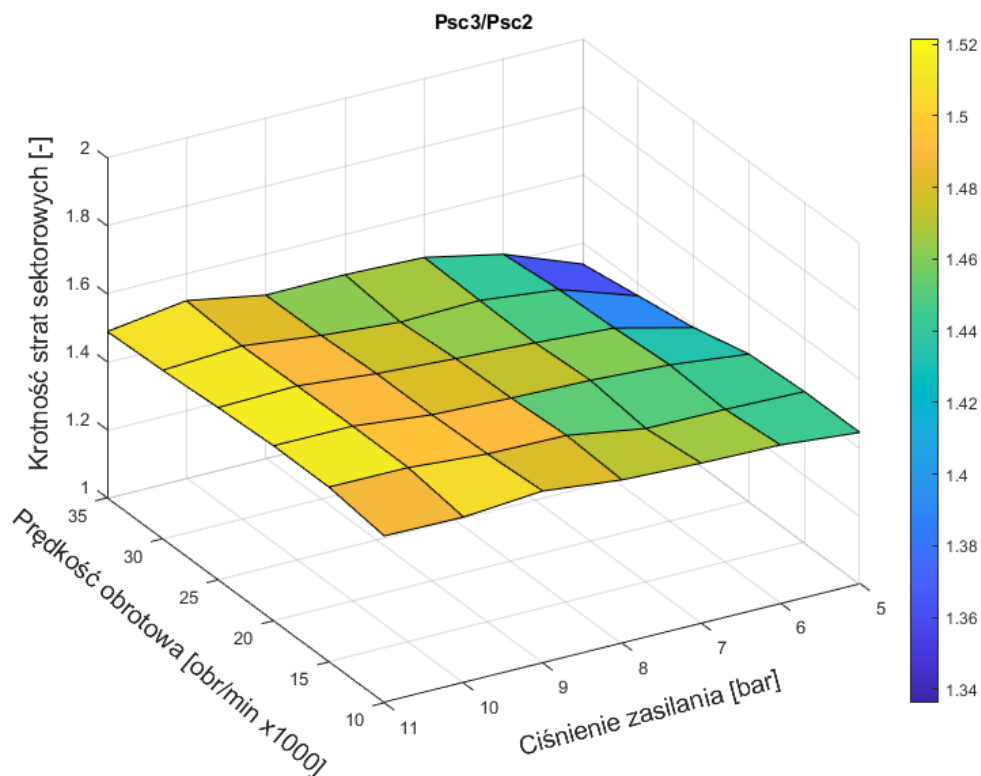
Rozbieżność, którą otrzymano dla niskich ciśnień zasilania stopnia może być spowodowana znacznie większym udziałem wartości niepewności pomiarowych w stosunku do rejestrowanych wartości mocy. Świadczyć o tym może szczególnie Rys. 5-23, gdzie odniesione względem siebie warianty o największy generowanych mocach (3 sektory zasilania względem 2 sektorów zasilania) wykazują dużo większą zgodność z wartościami oczekiwanymi niżeli w przypadkach odniesionych do wariantu z 1 sektorem zasilania (Rys. 5-21 i Rys. 5-22). Dodatkowo praca głęboko poniżej nominalnego punktu pracy, przy którym kąty strugi zaczynają znacznie różnić się od geometrycznych kątów łopatek wirnikowych może być obarczona większym błędem numerycznym przeprowadzanych analiz CFD w metodzie hybrydowej. Z tego powodu stosowanie przedstawionej hybrydowej metody wyznaczania strat częściowego zasilania może generować większe błędy przy skrajnie niskich obciążeniach turbiny.



Rys. 5-21 Kontrola liniowej zależności między wartościami całkowitej straty sektorowej w różnych wariantach zasilania – stosunek całkowitej straty sektorowej w wariantcie zasilania z 3 sektorami w odniesieniu do całkowitej straty sektorowej w wariantcie zasilania z 1 sektorem.



Rys. 5-22 Kontrola liniowej zależności między wartościami całkowitej straty sektorowej w różnych wariantach zasilania – stosunek całkowitej straty sektorowej w wariantcie zasilania z 2 sektorami w odniesieniu do całkowitej straty sektorowej w wariantcie zasilania z 1 sektorem.



Rys. 5-23 Kontrola liniowej zależności między wartościami całkowitej straty sektorowej w różnych wariantach zasilania – stosunek całkowitej straty sektorowej w wariantcie zasilania z 3 sektorami w odniesieniu do całkowitej straty sektorowej w wariantcie zasilania z 2 sektorami.

Pozostając wciąż przy składowej całkowitych strat sektorowych wyznaczono ich względny udział w mocy teoretycznej generowanej przez częściowo zasilane oba stopnie prędkości pozbawione strat częściowego zasilania zgodnie z zależnością:

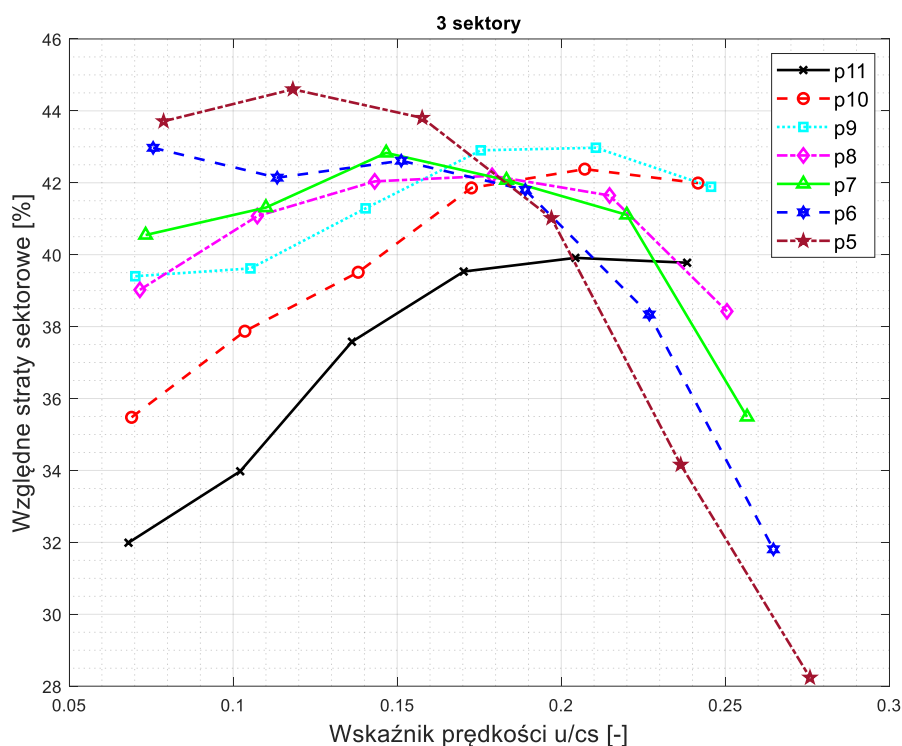
$$\text{względne straty sektorowe} = \frac{P_{sc} * n}{P_{u-FAI} * \varepsilon_I + P_{u-FAII} * \varepsilon_{II}} \quad (5.8)$$

Wyliczone wartości na przykładzie wariantu zasilania w 3 sektorach przedstawiono na Rys. 5-24 w funkcji wskaźnika prędkości stopnia. Z wykresu tego wynika, że wartość względna strat sektorowych jest zależna od wskaźnika prędkości, przy czym trend takiej krzywej jest zależny od ciśnienia zasilania. Dla ciśnień zasilania od 11 bar do 9 bar względna strata sektorowa rośnie wraz ze wzrostem wskaźnika prędkości w prawie całym zakresie. W przypadku zbadanych ciśnień niższych niż 9 bar pojawia się ekstremum krzywej i obserwowane są zakresy wartości wskaźnika prędkości, dla których względna całkowita strata sektorowa maleje wraz ze wzrostem wskaźnika prędkości, co jest znacznym odstępstwem od dostępnych modeli analitycznych (wzór (2.4)) służących do wyznaczania strat sektorowych, w których wzrost wskaźnika prędkości zawsze oznacza wzrost strat sektorowych.

Po odrzuceniu wartości całkowitych strat sektorowych dla skrajnego ciśnienia zasilania 5 bar, które uznano za niepewne można stwierdzić, że w zależności od punktu pracy wartość względnych całkowitych strat sektorowych mieści się w zakresie między 28% a 43%. W przypadku innych wariantów zasilania, zgodnie z oczekiwaniami wartości te są bardzo zbliżone.

Wyznaczone wcześniej straty wentylacji niezasilonej części wieńca łopatek wirnikowych, wyznaczono również w postaci względnej odniesionej do mocy teoretycznej generowanej przez częściowo zasilane oba stopnie prędkości pozbawione strat częściowego zasilania zgodnie z zależnością:

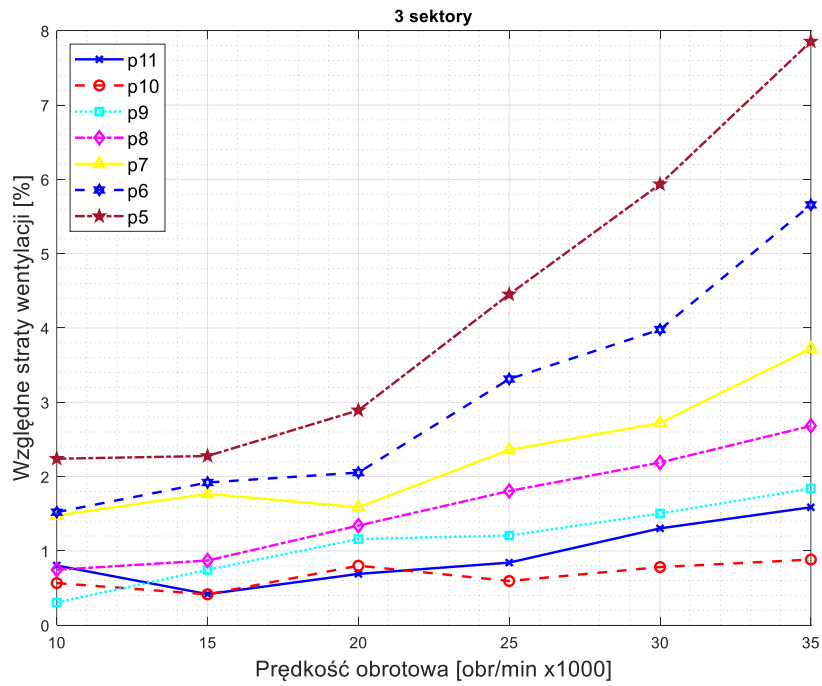
$$\text{względne straty wentylacji} = \frac{P_p * (1 - (\varepsilon_I + \varepsilon_{II}))}{P_{u-FAI} * \varepsilon_I + P_{u-FAII} * \varepsilon_{II}} \quad (5.9)$$



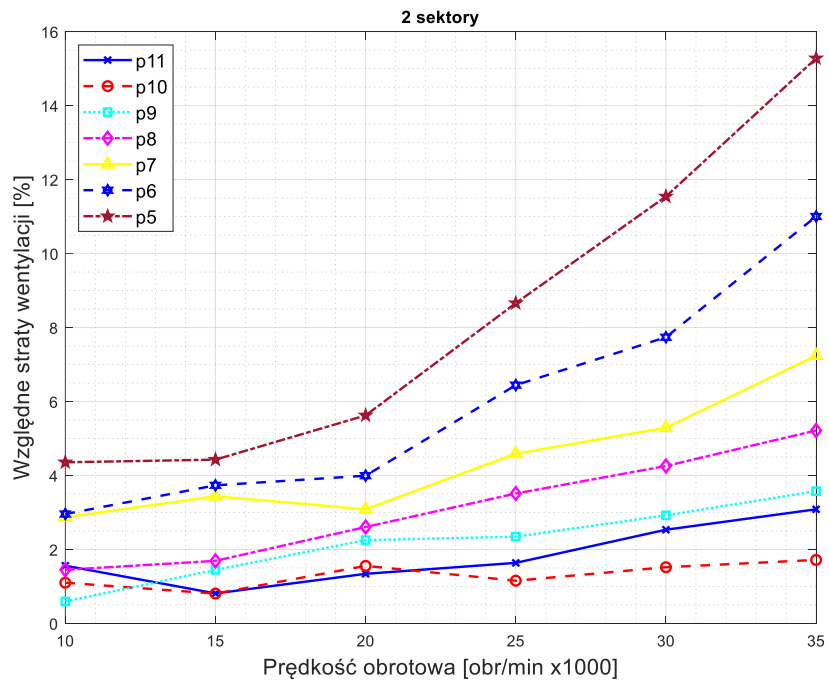
Rys. 5-24 Względne straty sektorowe w funkcji wskaźnika prędkości na przykładzie wariantu zasilania w trzech sektorach.

Wyliczone w ten sposób wartości przedstawiono na: Rys. 5-25, Rys. 5-26, Rys. 5-27 kolejno dla wariantu z: 3 sektorami zasilania, 2 sektorami zasilania i 1 sektorem zasilania. Zgodnie z oczekiwaniami względna wartość strat wentylacji rośnie dla tożsamyh punktów pomiarowych wraz ze spadkiem ilości sektorów zasilania. Najwyższe względne straty wentylacji rejestrowano dla najniższych ciśnień zasilania i najwyższych prędkości obrotowych. Podobnie jak dla całkowitych strat sektorowych można odrzucić wartości uzyskane dla ciśnienia 5 bar, uznając je jako niepewne. W takim przypadku zakres

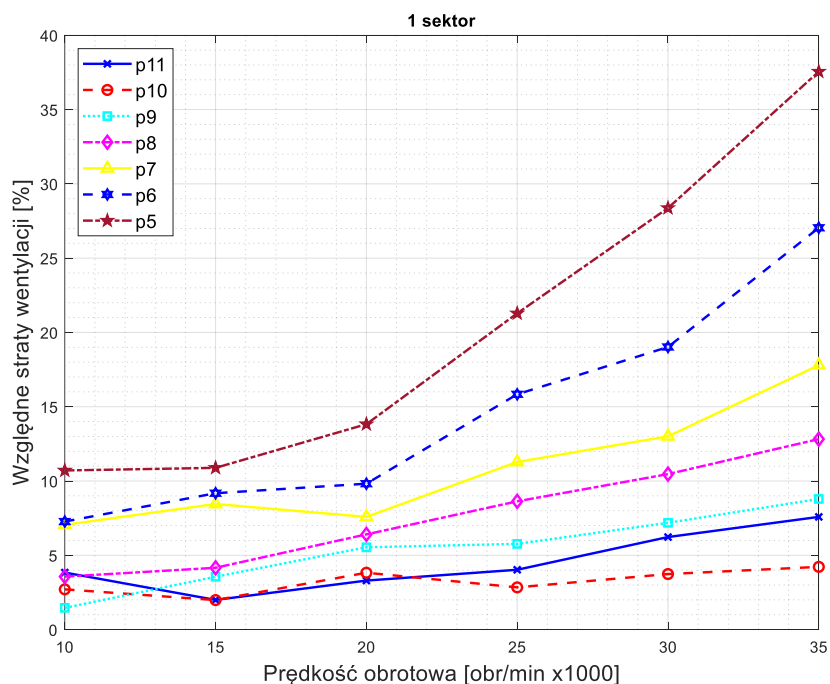
rejestranych względnych strat wentylacji wynosi między 0,15 % (podobna wartość rejestrowana jest we wszystkich wariantach zasilania) a 27,2% w przypadku wariantu z jednym sektorem zasilania.



Rys. 5-25 Względne straty wentylacji w funkcji prędkości obrotowej w wariacie zasilania z trzema sektorami.

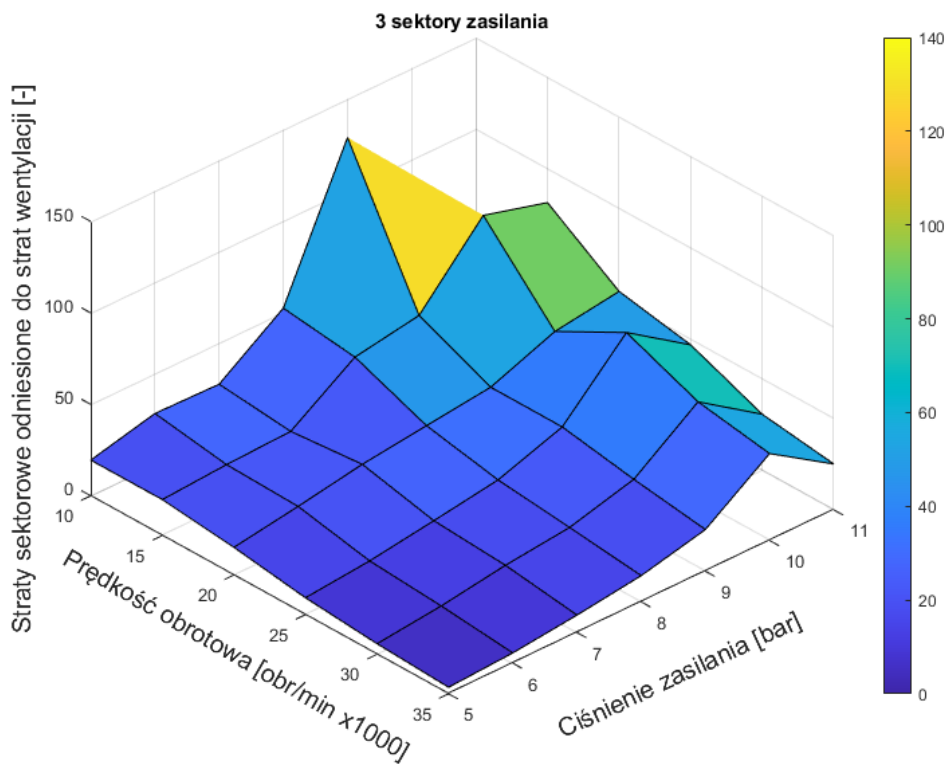


Rys. 5-26 Względne straty wentylacji w funkcji prędkości obrotowej w wariacie zasilania z dwoma sektorami.

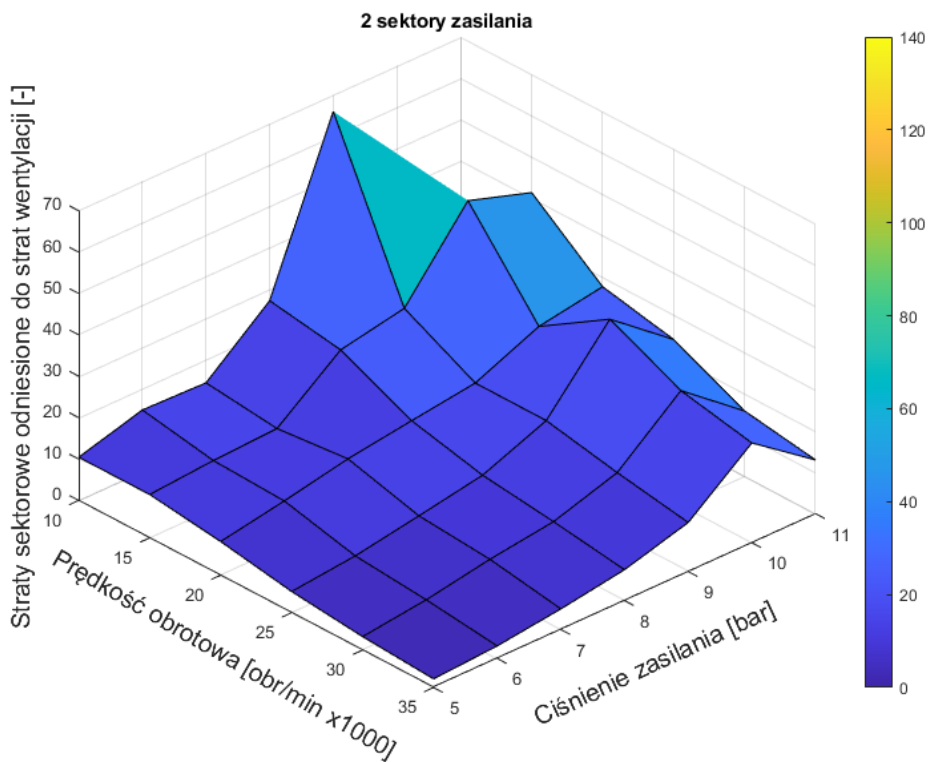


Rys. 5-27 Względne straty wentylacji w funkcji prędkości obrotowej w wariancie zasilania z jednym sektorem.

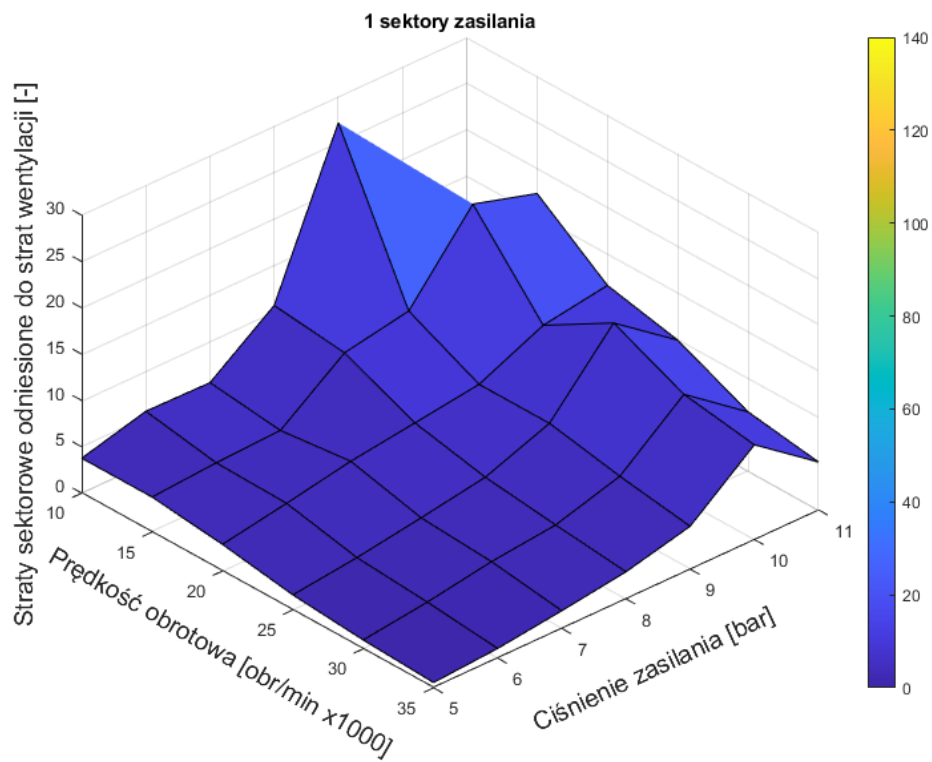
W celu określenia, która składowa strat częściowego zasilania jest dominująca odniesiono wartości całkowitych strat sektorowych do wartości strat wentylacji dla poszczególnych wariantów zasilania we wszystkich analizowanych punktach pracy. Wykresy obrazujące stosunki tych dwóch parametrów przedstawiono na: Rys. 5-28, Rys. 5-29 i Rys. 5-30. Z rysunków tych wynika, że dla badanego przypadku geometrycznego (zaprojektowanego prototypu) całkowite straty sektorowe generalnie dominują nad stratami wentylacji w zdecydowanej większości badanych punktów pracy. W skrajnym przypadku, jakim jest wariant z zasilaniem w 3 sektorach, dla wysokich ciśnień zasilania i najniższych prędkości obrotowych zarejestrowano przypadek, w którym straty sektorowe były 130 krotnie większe od strat wentylacji. Wraz ze spadkiem ilości sektorów zasilania, rejestrowane ekstrema naturalnie zmniejszają się – dla wariantu z 1 sektorem zasilania ekstremum stosunku całkowitych strat sektorowych do strat wentylacji wynosi 27. W przypadku najniższych ciśnień zasilania i najwyższych prędkości obrotowych, gdzie bezwzględne wartości straty wentylacji są największe, stosunek całkowitych strat sektorowych odniesionych do strat wentylacji zbliża się do jedności, szczególnie w przypadku wariantu zasilania z 1 sektorem.



Rys. 5-28 Względna relacja pomiędzy wielkością całkowitych strat sektorowych i strat wentylacji wieńca w wariancie zasilania z trzema sektorami.



Rys. 5-29 Względna relacja pomiędzy wielkością całkowitych strat sektorowych i strat wentylacji wieńca w wariancie zasilania z dwoma sektorami.



Rys. 5-30 Względna relacja pomiędzy wielkością całkowitych strat sektorowych i strat wentylacji wieńca w wariancie zasilania z jednym sektorem.

6. Wnioski i podsumowanie

Na wstępie niniejszej rozprawy doktorskiej postawione zostały dwie tezy, dla przypomnienia wymienione poniżej:

1. Projektowanie promieniowego stopnia turbinowego wykorzystującego częściowe zasilanie i zabieg stopniowania prędkości w jednym wieńcu łopatek wirnikowych jest możliwe z wykorzystaniem modelu OD z superpozycją strat przy wsparciu symulacji numerycznych wykorzystujących model 2D, szczególnie do wyznaczenia niestacjonarnych strat częściowego zasilania;
2. Mechanizmy powstawania strat częściowego zasilania w stopniu promieniowym wykorzystującym stopniowanie prędkości w jednym wieńcu łopatek wirnikowych częściowo odbiegają od strat klasycznego częściowo zasilanego stopnia;

Obie tezy zostały potwierdzone, co zostało szerzej rozwinięte w dalszej części podsumowania.

W rozdziale 3. przedstawiona została metoda projektowania stopnia turbinowego charakteryzującego się częściowym zasilaniem wieńca łopatek oraz stopniowaniem prędkości w jednym wieńcu wirnikowym. Metoda ta łączy ze sobą szeroko stosowaną w przypadku turbin teorię stopnia opartą o model OD oraz symulacje numeryczne metodą CFD wykorzystujące model URANS w przestrzeni 2D intencjonalnie godząc się na pewne uproszczenia opisywanych zjawisk w związku z ograniczeniem jednego wymiaru. Symulacje prowadzone były w reżimie niestacjonarnym, w celu oddania bardzo istotnych zjawisk związanych z zasilaniem łopatek na części obwodu, które mają w dużej mierze charakter niestacjonarny. Z tego powodu zastosowanie modelu 2D jest w tym przypadku krytyczne, gdyż umożliwia realizację algorytmu projektowania i wstępnej optymalizacji układu przepływowego w okresie licznym w dniach, a nie w miesiącach, zakładając dostęp do powszechnie stosowanych w biurach projektowo-obliczeniowych stacjach roboczych. W oparciu o przedstawioną metodę autor wykonał projekt prototypowej turbiny o mocy nominalnej 5 kW bazującej na wspomnianym nietypowym układzie przepływowym.

W rozdziale 4. opisany został proces badań opracowanego prototypu pod obciążeniem przy zasilaniu nominalnym czynnikiem roboczym – sprężonym powietrzem. W trakcie tych badań wykreślono charakterystyki mocy oraz charakterystyki sprawnościowe prototypu we wszystkich przewidzianych wariantach zasilania: w 3 sektorach, w 2 sektorach oraz w 1 sektorze. Badania potwierdziły, że w punkcie nominalnym osiągnięta jest założona moc projektowa wynosząca ~5 kW. Badania wykazały również, że sprawność prototypu nie ulega znacznej zmianie mimo pracy przy stosunkowo małym obciążeniu, szczególnie w swoim nominalnym wariancie zasilania w 3 sektorach. Natomiast najważniejszym osiągnięciem przedstawionym w rozdziale 4.

jest fakt, że opracowana metoda projektowania i symulacji opierająca się na modelu 2D układu przepływowego charakteryzuje się przewidywalnym (liniowym) poziomem zbieżności z rejestrowanymi wynikami otrzymanymi na drodze eksperymentalnej dla wszystkich zbadanych punktów pracy. Różnica względna między tymi dwiema metodami mieści się w zakresie między 15% a 30%, gdzie większe wartości mocy zawsze otrzymuje się na drodze symulacji. Wartości takie są spodziewane, gdyż ograniczenie jednego wymiaru przepływu powoduje zignorowanie źródeł strat charakterystycznych dla geometrii przestrzennej. Wniosek z tego jest taki, że liniowa korekcja przewidywanych mocy projektowanego stopnia otrzymanych na drodze symulacji umożliwi dokładne prognozowanie docelowej charakterystyki pracy projektowanej maszyny.

Prace opisane w rozdziale 3. i rozdziale 4. jasno dowodzą, że postawiona teza nr 1 jest prawdziwa.

W rozdziale 5. dokonano dokładnej charakterystyki zjawisk przepływowych, które mają bezpośredni związek z istotą częściowego zasilania wieńca łopatek wirnikowych bazując na wynikach eksperymentów analitycznych wykorzystujących zwalidowany model obliczeniowy. Przeprowadzono analizę porównawczą klasycznie częściowo zasilanego stopnia turbinowego z badanym stopniem częściowo zasilanym ze stopniowaniem prędkości w jednym wieńcu łopatek wirnikowych. Wskazano szereg podobieństw w mechanizmach powstawania tzw. strat częściowego zasilania, jednakże co najważniejsze opisano fenomeny przepływowe znamienne dla omawianego nietypowego układu przepływowego i nie występujące w klasycznie częściowo zasilanym stopniu.

Pierwszym znamienym fenomenem w nietypowym układzie przepływowym jest opisany mechanizm powstawania przecieku międzysektorowego. Ze względu na fakt, że postępujące po sobie sektory zasilania charakteryzują się odwrotnymi kierunkami przepływu następuje obniżenie potencjału energetycznego w pierwszym stopniu prędkości oraz w drugim stopniu prędkości na skutego bezpośredniego wyrzucania części strumienia czynnika wprost do okna wylotowego. Wskazano proporcjonalną zależność tego przecieku od prędkości obrotowej oraz ciśnienia zasilania, przy czym pierwsza z wymienionych wartości ma znacznie większy wpływ na wielkość straty przecieku międzysektorowego, prawdopodobnie ze względu na pośredni wpływ na ciśnienie występujące w obszarze wirnika pierwszego stopnia prędkości, a co za tym idzie na różnicę ciśnień między stopniami prędkości. Wykonane analizy pokazują, że strata ta niemalże zanika przy skrajnie niskich prędkościach obrotowych z zbadanego zakresu. W nominalnym punkcie pracy ilość strumienia masowego, która nigdy nie trafia do kanału nawrotnego wynosi nawet ~30% strumienia zasilającego dyszę sektora. Na przeciwległym biegunie charakterystyki maszyny przeciek spada do <3%.

Kolejnym znamienym fenomenem w badanym prototypie jest opisany mechanizm częściowego odzysku energii na łopacie wchodzącej w łuk zasilania drugiego

stopnia prędkości w przypadku, gdy poprzedzający sektor zasilania pierwszego stopnia prędkości jest aktywny. Ze względu na różnice w poziomie energetycznym pomiędzy pierwszym stopniem prędkości a drugim stopniem prędkości, łopátka przekraczająca granicę rozdzielającą te dwa obszary różnych potencjałów charakteryzuje się dodatnim momentem obrotowym na skutek pozytywnego rozkładu ciśnienia na jej profilu. Efekt ten jest silnie zależny od prędkości obrotowej i ciśnienia w obszarze wirnika pierwszego stopnia prędkości, a znaczne zmniejszenie tych parametrów poniżej punktu nominalnego powoduje sukcesywne zmniejszenie różnicy poziomu energetycznego między sektorami i marginalizację efektu odzysku energii. Umowne dołączenie łopátki wchodzącej w łuk zasilania drugiego stopnia prędkości do tegoż stopnia powoduje wzrost mocy tego sektora ok. 1,8 krotnie w przypadku nominalnych parametrów pracy. Efekt ten ma również, tak jak przeciek międzysektorowy, związek z istnieniem różnicy ciśnień pomiędzy sektorami zasilania poszczególnych stopni prędkości.

Na podstawie powyższych obserwacji wykonano dokładniejszy opis matematyczny modelu superpozycji strat częściowego zasilania, który odpowiada fenomenom przepływowym zachodzącym w badanym układzie przepływowym z częściowym zasilaniem i ze stopniowaniem prędkości w jednym wieńcu wirnikowym. Opis ten zawiera się w równaniach: (5.2), (5.3), (5.4).

Powyższe rezultaty badań opisane w rozdziale 5. dowodzą poprawności tezy nr 2.

W dalszej części rozdziału 5. wyznaczono wielkości całkowitych strat sektorowych oraz strat wentylacji wieńca wirnikowego w zbadanych punktach pracy zaprojektowanego prototypu. Wartości te zostały określone w oparciu o metodę hybrydową bazującą na danych eksperymentalnych oraz prostym, dobrze poznanym periodycznym modelem 3D wykorzystywanym w analizie CFD z użyciem modelu RANS, który częściowo wzbogacany jest warunkami brzegowymi opartymi o dane eksperymentalne. Otrzymane wyniki pozwoliły stwierdzić, że względna wartość mocy wentylowania wieńca odniesiona do mocy obwodowej układu przepływowego pozbawionego strat częściowego zasilania wynosi w skrajnym przypadku około 30%, dla wysokich prędkości obrotowych i wariantu zasilania w 1 sektorze. Na przeciwległym biegunie, gdzie duża część wieńca łopatek bierze aktywny udział w przepływie, a prędkość obrotowa jest względnie niska, wartości mocy wentylacji są pomijalnie małe. W przypadku całkowitych strat sektorowych, odniesionych w taki sam sposób do mocy obwodowej teoretycznego stopnia pozbawionego strat częściowego zasilania osiągają wartości między 30% a 45% i są podobne dla wszystkich wariantów zasilania. Z powyższej analizy płynie również wniosek, że dla nominalnego punktu pracy i wariantu zasilania dominacja strat sektorowych nad stratami wentylacji jest znaczna i to właśnie straty sektorowe są główną składową strat częściowego zasilania. Na przeciwległym biegunie, czyli przy 1 sektorze zasilania oraz niskim obciążeniu prototypowej turbiny udział obu składowych strat jest porównywalny. Wniosek jest dosyć oczywisty, że

najkorzystniej byłoby projektować turbinę z możliwie małą ilością sektorów, gdzie każdy zajmowałby możliwie duży zakres obwodu. Jednakże w przypadku badanego nietypowego układu przepływowego wiąże się to ze znacznymi problemami w projekcie kanału nawrotnego, a szczególnie jego obszaru wylotowego, gdzie powstają zjawiska oderwania przepływu. Problemem jest też adaptacja takiego kanału nawrotnego w zabudowie konstrukcji rzeczywistej maszyny.

Wyznaczone straty częściowego zasilania pozwoliły również stwierdzić, że otrzymywane wartości strat sektorowych i ich zależności od parametrów stopnia, a szczególnie od wskaźnika prędkości nie wpisują się w dostępne w technice modele analityczne, co potwierdza wyjątkowość zjawisk na tle klasycznie częściowo zasilanego stopnia turbinowego. Wniosek ten naturalnie prowadzi do potencjalnych przyszłych prac nad badaniami opisywanego układu przepływowego, których celem byłoby opracowanie modeli analitycznych znacznie lepiej dopasowanych do fizyki nietypowego układu przepływowego. Jednakże bazując na wiedzy dostępnej w literaturze, można domniemać, że podobnie jak w przypadku klasycznie częściowo zasilanych stopni turbinowych, tak i w tym przypadku wielkość strat częściowego zasilania zależy od aspektów geometrycznych układu przepływowego. W niniejszej pracy wszelkie badania analityczne i eksperymentalne prowadzone były w oparciu o jednakową geometrię układu. Dlatego przyszłe prace powinny skupić się zbadaniu większego zakresu geometrycznie odmiennych układów przepływowych w celu opisu zależności wielkości strat od wybranych wielkości geometrycznych.

Bibliografia

- [1] C. Chen, M. Liu, M. Li, Y. Wang, C. Wang, J. Yan, Digital twin modeling and operation optimization of the steam turbine system of thermal power plants, *Energy*. 290 (2024) 129969. doi:10.1016/J.ENERGY.2023.129969.
- [2] W.R. Gundlach, *Podstawy maszyn przepływowych i ich systemów energetycznych*, Wydawnictwo WNT, 2019.
- [3] J. Tominaga, Steam turbine cycles and cycle design optimization: advanced ultra-supercritical thermal power plants and nuclear power plants, *Advances in Steam Turbines for Modern Power Plants*. (2022) 41–60. doi:10.1016/B978-0-12-824359-6.00015-9.
- [4] K. Kulkowski, M. Grochowski, K. Duzinkiewicz, A. Kobylarz, Nuclear power plant steam turbine—Modeling for model based control purposes, *Appl Math Model*. 48 (2017) 491–515. doi:10.1016/J.APM.2017.04.008.
- [5] L. Chen, H. Feng, Y. Ge, S. Shi, Power and efficiency optimizations for an open cycle two-shaft gas turbine power plant, *Propulsion and Power Research*. 12 (2023) 457–466. doi:10.1016/J.JPPR.2023.10.001.
- [6] H.O. Egware, O.O. Ighodaro, Evaluating the effect of ambient air temperature on the exergy sustainability of a 153MW gas turbine power plant, *International Journal of Thermofluids*. 18 (2023) 100375. doi:10.1016/J.IJFT.2023.100375.
- [7] P. Klonowicz, Ł. Witanowski, Ł. Jędrzejewski, T. Suchocki, P. Lampart, A turbine based domestic micro ORC system, *Energy Procedia*. 129 (2017) 923–930. doi:10.1016/j.egypro.2017.09.112.
- [8] Ł. Witanowski, P. Klonowicz, P. Lampart, T. Suchocki, Ł. Jędrzejewski, D. Zaniewski, et al., Optimization of an axial turbine for a small scale ORC waste heat recovery system, *Energy*. 205 (2020) 118059. doi:10.1016/j.energy.2020.118059.
- [9] Ł. Witanowski, P. Klonowicz, P. Lampart, P. Klimaszewski, T. Suchocki, Ł. Jędrzejewski, et al., Impact of rotor geometry optimization on the off-design ORC turbine performance, *Energy*. 265 (2023) 126312. doi:10.1016/j.energy.2022.126312.
- [10] H.G. Darabkhani, H. Varasteh, B. Bazooyar, An introduction to gas turbine systems, *Carbon Capture Technologies for Gas-Turbine-Based Power Plants*. (2023) 1–18. doi:10.1016/B978-0-12-818868-2.00001-1.

- [11] A. Armellini, S. Daniotti, P. Pinamonti, Gas Turbines for Power Generation on Board of Cruise Ships: A Possible Solution to Meet the New IMO Regulations?, *Energy Procedia*. 81 (2015) 540–547. doi:10.1016/J.EGYPRO.2015.12.127.
- [12] S. Mohammad Ebrahimi Saryazdi, F. Rezaei, Y. Saboohi, F. Sassani, Multi-objective optimization of preheating system of natural gas pressure reduction station with turbo-expander through the application of waste heat recovery system, *Thermal Science and Engineering Progress*. 38 (2023) 101509. doi:10.1016/J.TSEP.2022.101509.
- [13] G. Żywica, T.Z. Kaczmarczyk, Ł. Breńkacz, M. Bogulicz, A. Andrearczyk, P. Bagiński, Investigation of dynamic properties of the microturbine with a maximum rotational speed of 120 krpm – predictions and experimental tests, *Journal of Vibroengineering*. 22 (2020) 298–312. doi:10.21595/jve.2019.20816.
- [14] H. Meuth, *Zeitschrift des VDI, Die Elektra-Dampfturbine Und Der Rotationskondensator von Kolb.* 52 (1908) 182–189.
- [15] S. Perycz, *Turbiny parowe i gazowe*, Wydawnictwo Polskiej Akademii Nauk, 1992.
- [16] P. Klonowicz, T. Fijałkowski, R. Magiera, Radial Curtis Stage, 10th Conference on Power System Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow - ES 2011. (2011) 1–8.
- [17] W.L.R. Emmet, The Curtis Steam Turbine, *Proc Am Philos Soc.* 42 (1903) 68–84. <http://www.jstor.org/stable/983643>.
- [18] S. Lecompte, H. Huisseune, M. van den Broek, B. Vanslambrouck, M. De Paepe, Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 47 (2015) 448–461. doi:10.1016/J.RSER.2015.03.089.
- [19] P. Klonowicz, A. Borsukiewicz, P. Hanausek, W. Kryłłowicz, D. Brüggemann, Design and performance measurements of an organic vapour turbine, *Appl Therm Eng.* 63 (2014) 297–303. doi:10.1016/j.applthermaleng.2013.11.018.
- [20] M. Piwowarski, K. Kosowski, Advanced Turbine Cycles with Organic Media, *Energies (Basel)*. 13 (2020) 1327. doi:10.3390/en13061327.
- [21] P. Kolasiński, The Method of the Working Fluid Selection for Organic Rankine Cycle (ORC) Systems Employing Volumetric Expanders, *Energies (Basel)*. 13 (2020) 573. doi:10.3390/en13030573.
- [22] G. Żywica, T.Z. Kaczmarczyk, E. Ihnatowicz, T. Turzyński, Experimental investigation of the domestic CHP ORC system in transient operating conditions, *Energy Procedia*. 129 (2017) 637–643. doi:10.1016/j.egypro.2017.09.123.

- [23] P. Kolasiński, Domestic Organic Rankine Cycle-Based Cogeneration Systems as a Way to Reduce Dust Emissions in Municipal Heating, *Energies* (Basel). 13 (2020) 3983. doi:10.3390/en13153983.
- [24] D. Kardaś, S. Polesek-Karczewska, T. Turzyński, I. Wardach-Święcicka, P. Hercel, J. Szymborski, et al., Thermal performance enhancement of a red-hot air furnace for a micro-scale externally fired gas turbine system, *Energy*. 282 (2023) 128591. doi:10.1016/J.ENERGY.2023.128591.
- [25] K. Kosowski, M. Piwowarski, Design Analysis of Micro Gas Turbines in Closed Cycles, *Energies* (Basel). 13 (2020). doi:10.3390/en13215790.
- [26] S.M. Ebrahimi Saryazdi, F. Rezaei, Y. Saboohi, Optimal detailed design and performance assessment of natural gas pressure reduction stations system equipped with variable inlet guide vane radial turbo-expander for energy recovery, *J Nat Gas Sci Eng*. 96 (2021) 104222. doi:10.1016/J.JNGSE.2021.104222.
- [27] A.M. Al Jubori, Q.A. Jawad, Investigation on performance improvement of small scale compressed-air energy storage system based on efficient radial-inflow expander configuration, *Energy Convers Manag*. 182 (2019) 224–239. doi:10.1016/J.ENCONMAN.2018.12.048.
- [28] Turbines – Energy-efficient and versatile in use, <https://www.deprag.com/en/air-motors/turbines.html> (Data Dostępu: 05.02.2024). (2024).
- [29] P. Lampart, Numerical Optimization of Stator Blade Sweep and Lean in an LP Turbine Stage, in: 2002 International Joint Power Generation Conference, ASME, 2002: pp. 579–592. doi:10.1115/IJPGC2002-26161.
- [30] Ł. Witanowski, P. Klonowicz, P. Lampart, P. Ziółkowski, Multi-objective optimization of the ORC axial turbine for a waste heat recovery system working in two modes: cogeneration and condensation, *Energy*. 264 (2023) 126187. doi:10.1016/j.energy.2022.126187.
- [31] Ł. Witanowski, P. Ziółkowski, P. Klonowicz, P. Lampart, Optimization of Radial Inflow Organic Rankine Cycle Turbine by Means of Hybrid Algorithms with Principal Component Analysis, *SSRN Electronic Journal*. (2022). doi:10.2139/ssrn.4189281.
- [32] Ł. Witanowski, P. Ziółkowski, P. Klonowicz, P. Lampart, A hybrid approach to optimization of radial inflow turbine with principal component analysis, *Energy*. 272 (2023). doi:10.1016/j.energy.2023.127064.

- [33] O. Kramer, Genetic algorithms, in: *Studies in Computational Intelligence*, 2017: pp. 11–19. doi:10.1007/978-3-319-52156-5_2.
- [34] E. Zahara, Y.T. Kao, Hybrid Nelder-Mead simplex search and particle swarm optimization for constrained engineering design problems, *Expert Syst Appl.* (2009). doi:10.1016/j.eswa.2008.02.039.
- [35] C.T. Kelly, *Implicit Filtering, Software*, North Carolina State University, Raleigh, North Carolina, 2011.
- [36] J. Zheng, J. Zhong, M. Chen, K. He, A reinforced hybrid genetic algorithm for the traveling salesman problem, *Comput Oper Res.* 157 (2023) 106249. doi:10.1016/j.cor.2023.106249.
- [37] S.M. Mortazavi, M.R. Soltani, H. Motieyan, A Pareto optimal multi-objective optimization for a horizontal axis wind turbine blade airfoil sections utilizing exergy analysis and neural networks, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics.* 136 (2015) 62–72. doi:10.1016/j.jweia.2014.10.009.
- [38] Ł. Witanowski, Wielokryterialna optymalizacja sprawnościowa układów przepływowych turbin ciepłych z wykorzystaniem algorytmów hybrydowych, Instytut Maszyn Przepływowych. (2020).
- [39] D. Japikse, N. Baines, *Introduction to Turbomachinery, Concepts ETI*, 1997. <http://infoscience.epfl.ch/record/60752>.
- [40] R. Chodkiewicz, *Ćwiczenia projektowe z turbin ciepłych*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, 2015.
- [41] W. Traupel, *Thermische Turbomaschinen*, Springer Singapore Pte. Limited, 2001.
- [42] G. Zhang, X. Wang, Z. Jin, S. Dykas, K. Smółka, Numerical study of the loss and power prediction based on a modified non-equilibrium condensation model in a 200 MW industrial-scale steam turbine under different operation conditions, *Energy.* 275 (2023) 127530. doi:10.1016/J.ENERGY.2023.127530.
- [43] D. Zaniewski, P. Klimaszewski, P. Klonowicz, P. Lampart, Ł. Witanowski, Ł. Jędrzejewski, et al., Performance of the honeycomb type sealings in organic vapour microturbines, *Energy.* 226 (2021) 120242. doi:10.1016/j.energy.2021.120242.
- [44] S. Subramanian, A.S. Sekhar, B.V.S.S.S. Prasad, Rotordynamic characterization of rotating labyrinth gas turbine seals with radial growth: Combined centrifugal and thermal effects, *Int J Mech Sci.* 123 (2017) 1–19. doi:10.1016/j.ijmecsci.2017.01.033.

- [45] M. Wensheng, H. Hai, F. Guoquan, C. Zhaobo, R.G. Kirk, Labyrinth Seals Diameter and Length Effect Study on Nonlinear Dynamics, *Procedia Eng.* 99 (2015) 1358–1364. doi:10.1016/j.proeng.2014.12.670.
- [46] R. Flitney, *Rotary Seals*, 2007. doi:10.1016/b978-185617461-9/50003-8.
- [47] Y. Wang, Y. Song, J. Yu, F. Chen, Effect of cooling injection on the leakage flow of a turbine cascade with honeycomb tip, *Appl Therm Eng.* 133 (2018) 690–703. doi:10.1016/j.applthermaleng.2018.01.090.
- [48] A. Szymański, S. Dykas, W. Wróblewski, S. Rulik, Investigation of the tip-leakage losses in turbine axial stages, *J Phys Conf Ser.* 530 (2014) 012033. doi:10.1088/1742-6596/530/1/012033.
- [49] W. Wróblewski, D. Frączek, K. Marugi, Leakage reduction by optimisation of the straight-through labyrinth seal with a honeycomb and alternative land configurations, *Int J Heat Mass Transf.* 126 (2018) 725–739. doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.05.070.
- [50] P. Klonowicz, Ł. Jędrzejewski, Ł. Witanowski, T. Suchocki, J. Surwiło, R. Rusanov, et al., *Turbiny parowe i ORC dla kogeneracji rozproszonej*, Wydawnictwo IMP PAN, 2015.
- [51] A.P. Weiß, V. Novotný, T. Popp, P. Streit, J. Špale, G. Zinn, et al., Customized ORC micro turbo-expanders - From 1D design to modular construction kit and prospects of additive manufacturing, *Energy.* 209 (2020) 118407. doi:10.1016/j.energy.2020.118407.
- [52] E.A. Bufi, B. Obert, P. Cinnella, Fast Design Methodology for Supersonic Rotor Blades With Dense Gas Effects, *3rd International Seminar on ORC Power Systems.* (2015) 1–10.
- [53] A. Uusitalo, M. Zocca, Design and numerical analysis of supersonic radial-inflow turbines for transcritical ORC processes, *Energy Convers Manag.* 277 (2023) 116609. doi:10.1016/j.enconman.2022.116609.
- [54] P. Kaczyński, R. Szwaba, F. Wasilczuk, P. Flaszynski, P. Doerffer, Leakage flow reduction in different configuration of labyrinth seal on a turbine blade tip, in: *J Phys Conf Ser*, Institute of Physics Publishing, 2018. doi:10.1088/1742-6596/1101/1/012012.
- [55] Aaron Jon Katz, *Meshless methods for computational fluid dynamics*, Stanford University: PhD Thesis, 2009.

- [56] P. Klonowicz, Ł. Witanowski, T. Suchocki, Ł. Jędrzejewski, P. Lampart, Selection of optimum degree of partial admission in a laboratory organic vapour microturbine, *Energy Convers Manag.* 202 (2019). doi:10.1016/j.enconman.2019.112189.
- [57] P. Klonowicz, F. Heberle, M. Preißinger, D. Brüggemann, Significance of loss correlations in performance prediction of small scale, highly loaded turbine stages working in Organic Rankine Cycles, *Energy.* 72 (2014) 322–330.
- [58] S. Perycz, *Turbiny parowe i gazowe*, Wydawnictwo Polskiej Akademii Nauk, 1992.
- [59] S.-Y. Cho, C.-H. Cho, C. Kim, Performance Prediction on a Partially Admitted Small Axial-Type Turbine *, *JSME International Journal.* 49 (2006) 1290–1297.
- [60] J. Surwilo, P. Lampart, M. Szymaniak, CFD analysis of fluid flow in an axial multi-stage partial-admission ORC turbine, *Open Engineering.* 5 (2015) 360–364. doi:10.1515/eng-2015-0042.
- [61] Narmin Baagherzadeh Hushmandi, Doctoral Thesis: Numerical Analysis of Partial Admission in Axial Turbines, KTH Industrial Engineering and Management, 2010.
- [62] J. Yu, P. Liu, Z. Li, A Hybrid Modelling Approach to Developing Digital Twins of an Ultra-supercritical Steam Turbine Control Stage, *Computer Aided Chemical Engineering.* 48 (2020) 115–120. doi:10.1016/B978-0-12-823377-1.50020-3.
- [63] P. Lampart, M. Szymaniak, R. Rzakowski, Unsteady load of partial admission control stage rotor of a large power steam turbine, in: *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2004*, American Society of Mechanical Engineers, 2004: pp. 237–246. doi:10.1115/gt2004-53886.
- [64] P. Lampart, M. Szymaniak, R. Kwidzinski, Numerical investigation of unsteady flow in a partial admission control stage of A 200 Mw turbine, *ETC 2005 - 6th Conference on Turbomachinery: Fluid Dynamics and Thermodynamics.* (2005).
- [65] C.H. Cho, S.Y. Cho, K.Y. Ahn, A study of partial admission characteristics on a small-scale radial-inflow turbine, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy.* 224 (2010) 737–748. doi:10.1243/09576509JPE865.
- [66] S.Y. Cho, K.Y. Ahn, Y.D. Lee, Performance characteristics of a partially admitted small-scale mixed-type turbine, *International Journal of Turbo and Jet Engines.* 28 (2011) 299–307. doi:10.1515/TJJ.2011.064.
- [67] C. G. Curtis, Patent: Elastic fluid turbine, US591822A, 1897.

- [68] P. Streit, A.P. Weiß, Parameterized, numerical design of a two-wheel Curtis steam turbine for small scale WHR, MATEC Web of Conferences. 345 (2021) 00031. doi:10.1051/mateconf/202134500031.
- [69] A.P. Weiß, D. Stümpfl, P. Streit, CuRAX – a new concept of a velocity-compounded radial micro-turbine for waste heat recovery, MATEC Web of Conferences. 383 (2023) 00023. doi:10.1051/mateconf/202338300023.
- [70] Otto Kolb, Patent: Elastic fluid turbine, US842,211, 1907.
- [71] H. D. Linhardt, Re-Entry Turbines for Secondary Space Power Systems, ARS Journal. 32 (1962) 1553–1560.
- [72] H. D. Linhardt, Study of Turbine and Turbopump Design Parameters: A study of High Pressure Ratio Re-Entry Turbines, Sundstrand Turbo: Pacoima. (1960).
- [73] Wiesław Chrzanowski, Turbiny parowe, Biblioteka Dziel Technicznych, Warszawa, 1920.
- [74] Wiesław Chrzanowski, Technika Ciepna - Czasopismo Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie, Promieniowe Turbiny Parowe. (1935).
- [75] W. Kryłłowicz, S. Szwaja, G. Liśkiewicz, Konstrukcja małej turbiny parowej typu Electra dla energetyki rozproszonej, Energetyka Nr 11. (2015).
- [76] A.P. Weiss, P. Streit, T. Popp, P. Shoemaker, T. Hildebrandt, V. Novotný, et al., Uncommon turbine architectures for distributed power generation - Development of a small velocity compounded radial re-entry turbine, Archives of Thermodynamics. 41 (2020) 235–253. doi:10.24425/ather.2020.135862.
- [77] A.P. Weiß, D. Stümpfl, P. Streit, P. Shoemaker, T. Hildebrandt, Numerical and Experimental Investigation of a Velocity Compounded Radial Re-Entry Turbine for Small-Scale Waste Heat Recovery, Energies (Basel). 15 (2022). doi:10.3390/en15010245.
- [78] F. Janischowsky, D. Stümpfl, P. Streit, A.P. Weiß, A. Lesser, CFD Simulation and Flow Study of a Velocity Compounded Radial Re-Entry Turbine - Elektra, MATEC Web of Conferences. 367 (2022) 00012. doi:10.1051/mateconf/202236700012.
- [79] MATLAB R2020a (9.8.0.1323502), The MathWorks Inc, Natick, Massachusetts, 2020.
- [80] E.W. Lemmon, I.H. Bell, M.L. Huber, M.O. McLinden, NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0, National Institute of Standards and Technology, (2018). doi:https://doi.org/10.18434/T4/1502528.

- [81] ANSYS®, Academic Research Mechanical and CFD, Release 23.2, (2023).
- [82] T. Ullah, K. Sobczak, G. Liśkiewicz, A. Khan, Two-Dimensional URANS Numerical Investigation of Critical Parameters on a Pitch Oscillating VAWT Airfoil under Dynamic Stall, *Energies* (Basel). 15 (2022) 5625. doi:10.3390/en15155625.
- [83] P. Zych, G. Żywica, Optimisation of stress distribution in a highly loaded radial-axial gas microturbine using FEM, *Open Engineering*. 10 (2020) 318–335. doi:10.1515/eng-2020-0036.
- [84] P. Baginski, P. Zych, G. Żywica, Stress analysis of the discs of axial-flow microturbines, *Journal of Vibroengineering*. 22 (2020) 1519–1533. doi:10.21595/jve.2020.21165.
- [85] ANSYS®, Lecture 9: Best Practice Guidelines, 2016.
- [86] J. Potrykus, *Poradnik mechanika*, REA, 2008.
- [87] Norma EN 13480-3:2017: Metallic Industrial Piping - Part 3: Design and calculation, PKN. (n.d.).
- [88] D. Zaniewski, P. Klonowicz, P. Lampart, Patent: Kompaktowy turbo-ekspander jednowieńcowy o promieniowym kierunku przepływu, PL 244383, 2023.
- [89] SKF Bearing Select Tool, <https://www.skfbearingselect.com> (data dostępu: 14.02.2024), (n.d.).
- [90] Władysław Jakubiec, Sławomir Zator, Paweł Majda, *Metrologia*, Polskie Wydawnictwo Ekonomiczne, 2014.
- [91] N. Peng, E. Wang, W. Wang, Design and analysis of a 1.5 kW single-stage partial-admission impulse turbine for low-grade energy utilization, *Energy*. 268 (2023) 126631. doi:10.1016/j.energy.2023.126631.